

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



MODELO TRANSIENTE DE SISTEMA DE
DESALINIZACIÓN SOLAR

ALEXANDRA EVANGUELÍA DIONIZIS ROJO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

PROFESOR GUÍA: Ph.D RODRIGO BARRAZA VICENCIO

PROFESOR CORREFERENTE: MAG.ING MAURICIO REYES VALENZUELA

Abril 2021

Agradecimientos

Estos 7 años (me pasé un poco) conjugaron un proceso complejo, lleno de miedo y ansiedad, pero a su vez muy bonito, lleno de amor y de energía. Se veía algo imposible, me sentí perdida muchas veces, pero lo logré, principalmente porque existieron personitas que iluminaron y guiaron mi camino, a todas ellas les estoy eternamente agradecida.

Primero que todo, gracias infinitas a mi familia por el apoyo incondicional y por permitirme el lujo de estudiar una carrera profesional. Sin ellos se me hubiese hecho imposible llegar hasta esta instancia. Gracias, mamá por tu fortaleza poderosa y por la entrega eterna hacia tus hijos. Gracias, papá por tu sabiduría, humildad y amor. Gracias Anastassia por ser la mejor tía que mi hijo pudo tener. Gracias Dimitri por creer en mí, por apoyarme siempre y por animarme a ser una mejor persona. En conjunto somos un equipo hermoso, que estoy segura siempre nos apoyaremos. Los amo.

Agradezco a mi hijo Pascual por ser un sol que desborda amor e irradiar de buena energía cada uno de mis días, por alegrarme siempre y sobre todo por su cariño y amor sincero. Gracias por ser tú mi compañero de vida. Eres el niño más bello que pisa este mundo, lo más lindo que ha salido de mí, literalmente. Te amo.

Agradezco a Catalina Zagmutt por brindarme apoyo, amor y felicidad infinita. Por estar siempre conmigo, por soportarme, por quererme y por su amistad generosa. Eres y seguirás siendo mi complemento, la amiga más maravillosa que la vida me pudo dar. Gracias también a mi amigo Pablo Cepeda por siempre ver el lado positivo de todo y por sacarme sonrisas hasta en mis momentos más oscuros. A ambos, los quiero mucho.

Gracias a mi equipo HDH, mención especial para Natalia Jahn, Rodrigo Ramírez y Javier Moreno por animarme a seguir con esta investigación y por aguantar mis infinitas preguntas. Rorro y More gracias, por sufrir y reírnos en conjunto y por las infinitas noches de desvelo, hicieron de esta memoria algo mucho más ameno, les tengo un cariño enorme. Y por supuesto, gracias a mi profesor guía Rodrigo Barraza, por su dedicación, por permitirme ser parte de este equipo, por aprender a conocerme, por entender mi humor, por enseñarme y por ser comprensivo.

A mis amigas y amigos de la Universidad por hacer de estos años un entorno grato, sobre todo a las de “Apriétame la Tuerca”, nuestro querido equipo de fútbol, que, aunque no vivimos muchas victorias, sirvió para conocernos, entretenernos y animarnos. Son mujeres muy bellas y poderosas. Mención especial a Valeria López, Ana Zapata y Gabriela Rojas por brindarme la contención y energía que necesité, las quiero infinito y son lo más lindo de la USM.

No lo dejaré de decir jamás “brillen y dejen brillar”, seamos personas conscientes y responsables afectivamente y desde el privilegio de ser profesionales seamos facilitadores del cambio.

¡Gracias eternas a todas las personas que me ayudaron a culminar esta etapa de la vida!

Resumen

El presente trabajo tuvo por objetivo el modelamiento computacional de componentes incorporados en un sistema de desalinización por humidificación-deshumidificación (HDH), implementado en un software de simulación transiente, específicamente un humidificador y un deshumidificador. Esto con el fin de estudiar la naturaleza transiente de la radiación solar y así poder tener un control total de los parámetros relevantes del sistema evidenciando con esto el comportamiento en el tiempo de la planta. Este trabajo es un complemento a la línea investigativa de HDH desarrollada en la Universidad Técnica Federico Santa María.

La metodología de trabajo se desarrolló en cuatro etapas. La primera considera el estado del arte de configuraciones HDH implementadas en softwares transientes y los modelos matemáticos de los elementos dentro del sistema, la segunda corresponde a la creación de modelos numéricos de dichos elementos, la tercera a la validación de estos y la cuarta trae consigo la incorporación de los elementos a un sistema HDH acoplado con energía solar, para así poder analizar el comportamiento global de la planta. Los modelos numéricos de los componentes fueron escritos en lenguaje Fortran y el software utilizado para la simulación transiente fue TRNSYS.

El deshumidificador se modeló como un intercambiador de calor de tubo y carcasa. El aire húmedo fluye a través de esta, mientras que el agua lo hace a través de los tubos. El rango de funcionamiento para el caso del aire es de 10 °C a 60 °C y como caudal máximo 5000 kg/h, mientras que para el agua el rango de temperatura es desde 5 °C a 50 °C y 600 kg/h como caudal máximo de agua. La humedad relativa del aire se puede variar entre 50% y 100%. Considera efectos por calor sensible y latente, distinguiendo una zona de enfriamiento puro y otra de deshumidificación. El modelo desarrollado es lineal.

El humidificador modelado estudia la transferencia de calor y masa entre el aire y el agua, que fluyen a contraflujo y que están en contacto directo en su interior. Su configuración se estructuró bajo los lineamientos del análisis de torres de enfriamiento húmedas descrito por Ph.D Johannes Cristiaan Kloppers. Constituye un modelo iterativo el cual discretiza el empaquetamiento en niveles considerando como supuesto principal que en cada intervalo el salto térmico del agua es el mismo. Se resuelven en cada nivel las ecuaciones diferenciales del sistema para así determinar las condiciones de salida de ambos fluidos, en función de una estimación inicial de la humedad específica la cual se fija en 0,02. La condición de convergencia depende de esta variable pivote y de las iteraciones límite especificadas.

La validación de los modelos se hizo de manera independiente. Los datos extraídos de estos fueron comparados con el modelo desarrollado por la ingeniera Natalia Jahn y con datos experimentales de un prototipo instalado en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad. Tras la validación del deshumidificador, se encontraron errores promedio del 5,5 %, 5% y 6,5% para las temperaturas de salida de aire y agua y para la producción diaria de destilado respectivamente, mientras que para el humidificador un error promedio del 2,5%, por tanto, según la literatura, se verifica la representatividad de los modelos.

Finalmente se presentan resultados obtenidos tras simular la planta bajo diferentes condiciones operacionales, lo cual permitió verificar la versatilidad de los modelos desarrollados.

Abstract

The objective of this work was the computational modeling of components incorporated in a desalination system by humidification-dehumidification (HDH), implemented in a transient simulation software, specifically a humidifier and a dehumidifier. This to study the transitory nature of solar radiation and thus be able to have total control of the relevant parameters of the system, thus evidencing the behavior of the plant over time. This work is a complement to the HDH research line developed at the Federico Santa María Technical University.

The work methodology was developed in four stages. The first considers the state of the art of the HDH configurations implemented in transient software and the mathematical models of the elements within the system, the second corresponds to the creation of numerical models of said elements, the third to the validation of these and the fourth brings with this the incorporation of the elements to a HDH system coupled to solar energy, to analyze the overall behavior of the plant. The numerical models of the components were written in Fortran language and the software used for the simulation of transients was TRNSYS.

The dehumidifier was modeled as a shell and tube heat exchanger. Moist air flows through it, while water flows through the tubes. The operating range for air is 10°C to 60°C and a maximum flow rate of 5000 kg/h , while for water the temperature range is 5°C to 50°C and 600 kg/h as maximum water flow. The relative humidity of the air can be varied between 50% and 100%. It considers the effects of sensible and latent heat, distinguishing between a pure cooling zone and a dehumidification zone. The model developed is linear.

The modeled humidifier studies the transfer of heat and mass between air and water, which flow counter-current and are in direct contact with the interior. Its configuration was structured under the guidelines of the analysis of wet cooling towers described by Dr. Johannes Cristiaan Kloppers. It constitutes an iterative model that discretizes the packing in levels, considering as the main assumption that in each interval the thermal jump of the water is the same. The differential equations of the system are solved at each level to determine the outlet conditions of both fluids, based on an initial estimate of the specific humidity that is established at 0.02. The convergence condition depends on this pivot variable and the specified limit iterations.

The validation of the models was carried out independently. The data extracted from these were compared with the model developed by the engineer Natalia Jahn and with experimental data from a prototype installed in the University's Renewable Energy Laboratory. After validation of the dehumidifier, average errors of 5.5%, 5% and 6.5% were found for the air and water outlet temperatures and for the daily distillate production respectively, while for the humidifier an average error of 2.5%, therefore, according to the literature, the representativeness of the models is verified.

Finally, the results obtained after simulating the plant in different operating conditions are presented, which verify the versatility of the models developed.

Contenido

Agradecimientos	I
Resumen	II
Abstract	III
Contenido	IV
Listado de figuras	VI
Listado de tablas	IX
Capítulo 1	1
1.1. Introducción	1
1.1.1. Contexto	1
1.1.2. Desalinización por Humidificación-Deshumidificación HDH	4
1.1.3. Propuesta	6
1.2. Objetivos	7
1.2.1. Objetivo General.....	7
1.2.2. Objetivos Específicos	7
Capítulo 2	8
2.1. Estado del arte	8
2.1.1. Modelos transiente de desalinización por HDH	8
2.1.2. Modelos matemáticos de componentes TRNSYS	13
Capítulo 3	24
3.1. Metodología	24
3.1.1. Herramientas.....	24
3.2. Desarrollo de modelos numéricos	26
3.2.1. Deshumidificador.....	26
3.2.2. Humidificador.....	38
Capítulo 4	49
4.1. Validación de modelos numéricos.....	49
4.1.1. Deshumidificador.....	49
4.1.2. Humidificador.....	53
Capítulo 5	56
5.1. Integración de componentes a sistema HDH en TRNSYS	56
5.1.1. Sistema inicial.....	56
5.1.2. Sistema simulado	57
	IV

5.2.	Comportamiento de la planta	59
5.2.1.	Comportamiento verano-invierno	60
5.2.2.	Comportamiento variación flujo de aire.....	61
5.2.3.	Comportamiento variación flujo de agua	62
5.2.4.	Comportamiento variación de área de colección	62
5.2.5.	Comportamiento condiciones de aire.....	63
5.2.6.	Control temperatura del agua	65
Capítulo 6		68
6.1.	Conclusiones	68
6.2.	Recomendaciones para futuros trabajos.....	71
Bibliografía		72
Apéndice A: Correlaciones lineales		74
Deshumidificador.....		74
Humidificador		76
Apéndice B: Derivación de sistema de ecuaciones para torres de enfriamiento húmedas.		77
Apéndice C: Método Runge Kutta.....		85
Apéndice D: Datos para validación		88
Deshumidificador.....		88
Humidificador		94
Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH		98

Listado de figuras

Figura 1-1: Total de viviendas particulares ocupadas, por áreas, según origen de agua, Censo 2017. Fuente: [3].	1
Figura 1-2: Diferentes tecnologías de desalinización solar. Fuente: Adaptación de [8].	3
Figura 1-3: Esquema de planta de desalinización por HDH acoplada con energía solar. Fuente: [9].	5
Figura 1-4: Cronología de línea investigativa de desalinización HDH en la Universidad Técnica Federico Santa María. Fuente: Elaboración propia.	6
Figura 2-1: Diagrama de Simulation Studio analizado por Escobedo. Fuente: [11].	9
Figura 2-2: Diagrama de Simulation Studio analizado por Juárez-Trujillo et al. Fuente: [12].	9
Figura 2-3: Diagrama del sistema analizado por Mahmoud. Fuente: [13].	10
Figura 2-4: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Sultan et al. Fuente: [14].	11
Figura 2-5: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Hamza Ahmad Raza. Fuente: [15].	12
Figura 2-6: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Natalia Jahn: Fuente: Adaptado de [16].	13
Figura 2-7: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 688 y su respectivo ícono en TRNSYS Simulation Studio.	15
Figura 2-8: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 32 y su respectivo ícono en Simulation Studio.	16
Figura 2-9: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 508 y su respectivo ícono en Simulation Studio.	18
Figura 2-10: Esquema del humidificador modelado por el Type 641 y su respectivo ícono en Simulation Studio.	20
Figura 2-11: Esquema del humidificador modelado por el Type 51 y su respectivo ícono en Simulation Studio.	22
Figura 3-1 : Diagrama de flujo de creación de Type desde Simulation Studio. Las flechas punteadas indican que las acciones son automáticas, mientras que las continuas se realizan manualmente. Fuente: Elaboración propia.	25
Figura 3-2: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 100% (“Punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“Punto móvil”). Fuente: Elaboración propia.	27

Figura 3-3: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 90% (“Punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“Punto móvil”). Fuente: Elaboración propia.....	27
Figura 3-4: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 70% (“punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“punto fijo”). Fuente: Elaboración propia.....	28
Figura 3-5: Ilustración representativa del proceso interno de un tubo interno del deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.....	28
Figura 3-6: Volumen de control esquemático del deshumidificador. Colores azul, verde y morado corresponden a aire húmedo, agua y destilado, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.	29
Figura 3-7: Condiciones y cálculos para coeficiente de convección del agua distinguiendo el tipo de régimen. Fuente: Elaboración propia.	33
Figura 3-8: Diagrama de condiciones para el cálculo de la transferencia de calor entre el Estado 1 y Estado 2. Fuente: Elaboración propia.	35
Figura 3-9: Diagrama de proceso del modelo matemático del deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.	37
Figura 3-10: Esquema general del humidificador. En verde se visualiza el flujo de agua, mientras que en azul el de aire. La variable n indica el nivel correspondiente. Fuente: Adaptado de [20].	39
Figura 3-11: Volumen de control principal del humidificador. En verde se representa el flujo de agua, mientras que en azul el de aire. Fuente: Adaptado de [20].	39
Figura 3-12: Diagrama de flujo del método Runge Kutta de orden cuatro. Fuente: Elaboración propia.	42
Figura 3-13: Diagrama de flujo de modelo matemático del humidificador. Fuente: Elaboración propia.	43
Figura 3-14: Diagrama de flujo de la Subrutina “Temperatura Final” perteneciente al modelo del humidificador. Fuente: Elaboración propia.	47
Figura 4-1: Esquema gráfico de simulación para validación del Type 246 en Simulation Studio TRNSYS correspondiente al deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.	49
Figura 4-2: Temperatura del agua a la salida del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Natalia Jahn [16] y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha respectivamente. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 4-3: Temperatura del aire a la salida del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Jahn y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan	

los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.....	51
Figura 4-4: Producción de destilado acumulada tras un día de funcionamiento del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Jahn y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.	52
Figura 4-5: Esquema gráfico de simulación para validación del Type 464, correspondiente humidificador. Fuente: Elaboración propia.	53
Figura 4-6: Temperatura del aire a la salida del humidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por [16] y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.....	54
Figura 4-7: Conservación de energía en el humidificador. Fuente: Elaboración propia.	55
Figura 5-1: Diagrama en Simulation Studio TRNSYS de la planta de deshumidificación-humidificación modelada en la presente investigación. Fuente: Elaboración propia.	58
Figura 5-2: Temperatura de los fluidos a la entrada y salida de los equipos en un día de simulación. Las abreviaturas DH, H e IdC corresponden a “deshumidificador”, “humidificador” e “intercambiador de calor”, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.	59
Figura 5-3: Comparativa entre verano e invierno de las ciudades de Valparaíso y Antofagasta con respecto al flujo de destilado. Fuente: Elaboración propia.....	60
Figura 5-4: Comportamiento de la planta ante la variación del caudal de aire. Fuente: Elaboración propia.	61
Figura 5-5: Comportamiento de la planta al variar el flujo de agua. Fuente: Elaboración propia. ...	62
Figura 5-6: Comparativa de producción de destilado al variar el área de colección. Fuente: Elaboración propia.....	63
Figura 5-7: Comparativa de flujo de destilado entre los casos en donde la simulación inicia a la entrada del humidificador con humedad relativa del 100%, 90% y 70%. Se visualiza también la humedad relativa a la entrada del deshumidificador para cada caso. Fuente: Elaboración propia. ..	64
Figura 5-8: Esquema de la planta en Simulation Studio TRNSYS con controlador incorporado. Fuente: Elaboración propia.....	66
Figura 5-9: Comparativa entre el sistema sin controlador y con controlador. Se presentan los resultados de producción de destilado y de variación de caudal másico de agua de alimentación. Fuente: Elaboración propia.....	67
Figura B-1: Volumen de control secundario del empaquetamiento. Fuente: Adaptado de [20].....	82

Listado de tablas

Tabla 3-1: Propiedades termofísicas del agua, válidas para un rango entre 5 y 50 °C.	30
Tabla 4-1: Parámetros geométricos de simulación de Type 246.	50
Tabla D-1: Datos experimentales utilizados de entrada al Type 246 para su validación.	88
Tabla D-2: Datos de temperatura de salida del aire, del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.	89
Tabla D-3: Datos de temperatura de salida del agua, del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.	91
Tabla D-4: Datos de producción de destilado acumulado del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.....	92
Tabla D-5: Datos experimentales utilizados de entrada al Type 464 para su validación.	94
Tabla D-6: Datos de temperatura de salida del aire, del humidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por Jahn y del Type 464.....	95
Tabla D-7: Valores de transferencia de energía entre aire y agua en el humidificador para su validación.	96
Tabla E-1: Datos de temperaturas a la entrada (in) y salida (out) del deshumidificador (DH), humidificador (H) e intercambiador de calor (IdC), obtenidos tras simular planta con un caudal de 700 kg/h, 280 kg/h y 468 kg/h, para el caso del aire, agua y fluido térmico respectivamente, con datos geográficos de Valparaíso.	98
Tabla E-2: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de 700 kg/h, 280 kg/h y 468 kg/h, para el caso del aire, agua y fluido térmico respectivamente, con datos geográficos de Valparaíso y Antofagasta para una semana en invierno y otra en verano.....	99
Tabla E-3: Datos obtenidos de destilado acumulado diario tras simular planta con un caudal de agua fijo de 280 kg/h, 468 kg/h fluido térmico y variando el caudal de agua desde 200 kg/h a 4600 kg/h, con datos geográficos de Valparaíso, ...	101
Tabla E-4: Datos obtenidos de destilado acumulado diario tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 kg/h, 468 kg/h de fluido térmico y variando el caudal de agua desde 50 kg/h a 600 kg/h, con datos geográficos de Valparaíso.	102
Tabla E-5: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 kg/h, 280 kg/h de agua de alimentación, 468 kg/h de fluido térmico y variando el área de colección. Se presentan tres casos de estudio: Área de 32, área de 16 y área de 8, con datos geográficos de Valparaíso.	102

Tabla E-6: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 <i>kg/h</i> , 280 <i>kg/h</i> de agua de alimentación, 468 <i>kg/h</i> de fluido térmico y variando la humedad relativa a la entrada del humidificador al inicio de la simulación. Se presentan tres casos de estudio: humedad relativa del 100%, humedad relativa del 90% y humedad relativa del 70%, con datos geográficos de Valparaíso.	103
Tabla E-7: Datos obtenidos de humedad relativa a la entrada del deshumidificador para tres casos de estudio en donde la simulación se inicia con humedad relativa igual a 100%, 90% y 70% a la entrada del humidificador. Se simula con caudal de aire fijo de 700 <i>kg/h</i> , 280 <i>kg/h</i> de agua de alimentación, 468 <i>kg/h</i> de fluido térmico y con 20 <i>m</i> ² de área de colección y datos geográficos de Valparaíso.....	103
Tabla E-8: Datos obtenidos de flujo de destilado y flujo másico de agua tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 <i>kg/h</i> , 468 <i>kg/h</i> de fluido térmico y 280 <i>kg/h</i> de agua como caudal de agua máximo el cual se controla en función de la temperatura de entrada al humidificador. Se presentan dos casos de estudio: Con control de caudal y sin control, con datos geográficos de Valparaíso.....	104
Tabla E-9: Datos extraídos del Explorador Solar de la Universidad de Chile, correspondientes a la radiación incidente en la ciudad de Valparaíso, específicamente en el sector del Olivar, para el día 1 de enero de 2004.	104

Capítulo 1

1.1.Introducción

1.1.1. Contexto

El acceso al agua potable y el saneamiento son reconocidos como derechos humanos básicos, dado que son indispensables para sostener una vida saludable y son fundamentales para mantener la dignidad de las personas [1]. En este contexto uno de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) promulgados por Naciones Unidas el 2015, específicamente el ODS 6, es garantizar la disponibilidad de agua limpia y su gestión sostenible y saneamiento para todos al 2030 [2]. En dicho año, existían 2100 millones de personas carentes de agua potable en su hogar. De estos, 844 millones no disponían ni siquiera de un servicio básico de suministro de agua para consumo, 263 millones de personas tenían que emplear más de 30 minutos al día para ir en busca de agua y 159 millones bebían agua no tratada procedente de fuentes superficiales.

Con respecto al abastecimiento de agua potable de los hogares se tiene que el método de suministro mediante tuberías es el más económico. El problema radica en que este abastece en mayor medida a áreas urbanas, por lo que las personas sin acceso a servicios de agua y saneamiento pertenecen a grupos de bajos ingresos, que por lo general viven en zonas rurales [1], como pequeños poblados, comunidades y puertos. En estas áreas, donde no se dispone de una red doméstica, la gente se abastece principalmente de pozos, ríos y camiones aljibes.

Contextualizando lo anterior a nivel nacional, de la Figura 1-1 se desprende que, en 2017 existía un total de 383.204 viviendas particulares sin acceso a agua vía red pública, de las cuales 84,6% corresponde al sector rural [3].

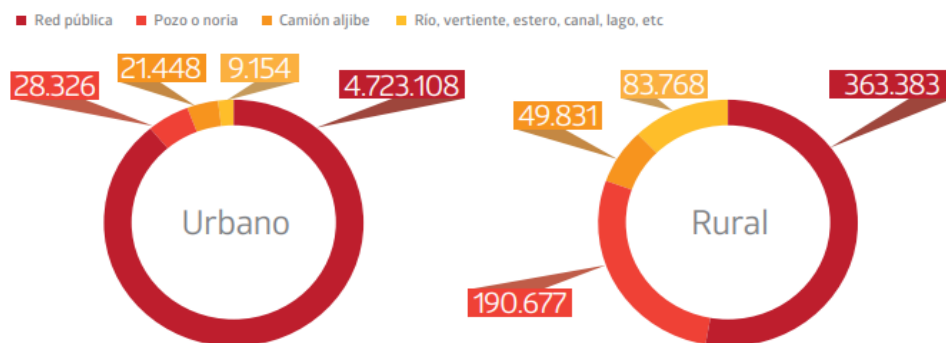


Figura 1-1: Total de viviendas particulares ocupadas, por áreas, según origen de agua, Censo 2017. Fuente:[3].

Por otra parte, el concepto de estrés hídrico corresponde a la proporción entre el agua dulce utilizada y el total de recursos de agua dulce renovables por encima de un umbral del 25% [4]. El estrés por déficit hídrico es uno de los problemas más relevantes en la actualidad que concierne a gran parte de la población mundial, pues trae consigo graves consecuencias tanto sociales, medioambientales, como en salud pública y económicas.

A nivel nacional, al 6 de abril de 2021, son 104 comunas entre las regiones de Atacama y Metropolitana las que se encuentran declaradas en situación de escasez hídrica. Recientemente se incorporaron a esta lista las provincias de Osorno, Llanquihue y Chiloé de la Región de Los Lagos, bajo el decreto MOP N°61 el 5 de abril de 2021 y la comuna de Paine, provincia del Maipo y la región Metropolitana de Santiago las que fueron decretadas como zona de escasez el 6 de abril de 2021 bajo el decreto MOP N°63 [5].

La disponibilidad de agua dulce depende de la cantidad de agua física que se tiene y de cómo esta es almacenada, manejada y distribuida. Incluye aspectos relacionados con la gestión de las aguas superficiales y subterráneas, así como el reciclaje y reutilización del recurso [1]. Fenómenos como la sequía, sobreexplotación de acuíferos, así como problemas de eficiencia en el uso, y la contaminación de cuerpos de agua, son parte de las causas de la escasez actual [6], la cual también se ve agravada por los efectos del cambio climático, expresado en variaciones en los patrones de precipitación y a las altas temperaturas, lo que conlleva a una menor acumulación de nieve, por tanto a una menor cantidad del recurso.

Por otra parte, considerando que los tratamientos del agua incluyen, entre otros procesos, purificar, desinfectar y protegerla contra la contaminación, se tiene que dependen en esencia de la disponibilidad energética, pues consumen cantidades importantes de energía y requieren de capital para llevarse a cabo. Por otra parte, una de las consideraciones más relevantes con respecto a la disponibilidad de agua en Chile, es que esta aumenta conforme se avanza desde el norte hacia el sur del país, por lo que las regiones que presentan los valores más bajos, tanto superficial, como subterránea, se ubican en la zona norte [7]. Coincidentemente en dicha zona el país tiene un enorme potencial de energía solar, el cual puede ser aprovechado mediante el uso de tecnología solar fotovoltaica y concentración solar de potencia. Uniendo esto con la escasez hídrica y la urgencia de proveer de agua para consumo en zonas rurales, se concibe el tratamiento solar del agua como una solución a esta problemática.

Los sistemas de desalinización solar se pueden dividir en dos grandes grupos. Por una parte, están los sistemas solares térmicos y por otra, los sistemas fotovoltaicos, PV por sus siglas en inglés. La Figura 1-2 engloba todas las tecnologías de destilación solar.

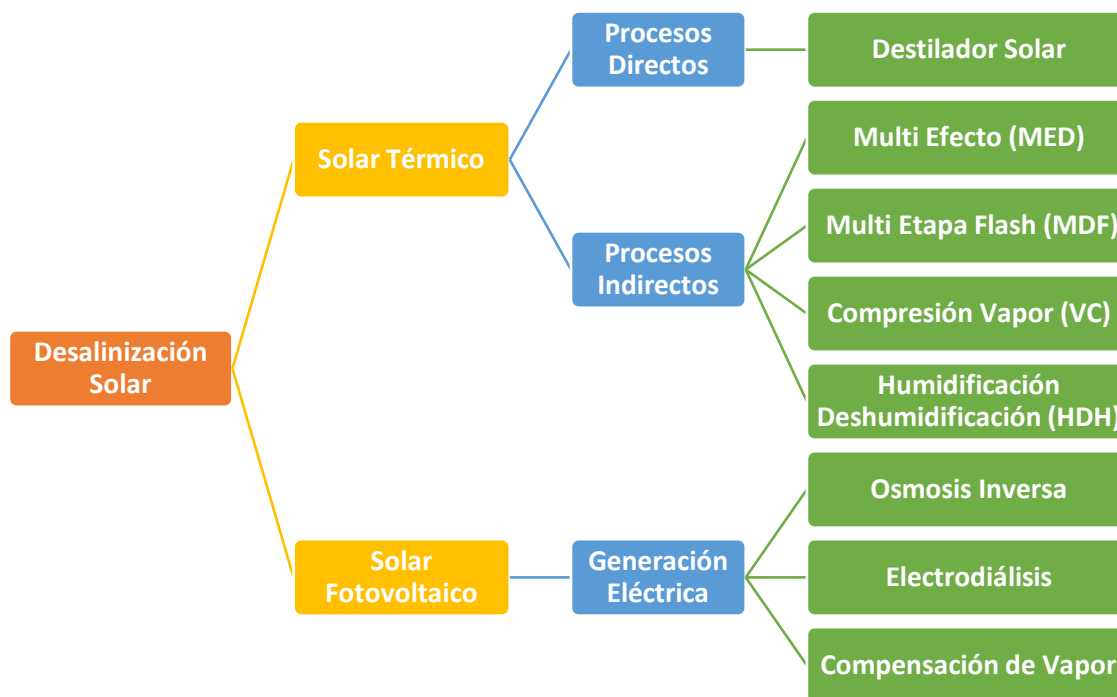


Figura 1-2: Diferentes tecnologías de desalinización solar. Fuente: Adaptación de [8].

Dentro de los sistemas de desalinización térmica se encuentra la desalinización por humidificación-deshumidificación, desde ahora HDH. Este método es factible de implementar para la producción de agua destilada a baja escala y tiene la ventaja de requerir una baja intervención tras su puesta en marcha, por lo que sus costos operacionales no son elevados, además, no requieren componentes sofisticados. Otra de las cualidades de este método es que es capaz de operar de manera autónoma, ya que pueden ser impulsadas por diversas energías renovables o de calor residual.

Por todo lo anterior, es que la tecnología HDH responde a la problemática expuesta y constituye un sistema sostenible para la producción de agua dulce, en zonas en donde la demanda de agua no justifica la instalación de sistemas convencionales. Estos antecedentes conjugan una de las mayores motivaciones de esta memoria, aportar de alguna manera, desde la ingeniería, al acceso universal de este recurso.

1.1.2. Desalinización por Humidificación-Deshumidificación HDH

La desalinización por HDH tiene la finalidad de producir agua destilada a partir de la condensación del vapor de agua que está contenido en el aire. A grandes rasgos reproduce el ciclo natural del agua. Para lograrlo el sistema se conforma por 3 equipos fundamentales, un humidificador, un deshumidificador y un intercambiador de calor. El sistema en estudio está acoplado con energía solar, mediante un campo de colectores, tal como se muestra en la Figura 1-3. Además, es posible conectar paneles fotovoltaicos para alimentar a las bombas y al ventilador, constituyendo así un sistema autónomo. Existen 3 fluidos dentro del sistema, el aire, el agua salobre y el fluido térmico, los cuales se transfieren energía y/o masa, dependiendo del equipo en cuestión.

En el humidificador hay transferencia de calor y masa entre el aire y el agua. Desde la parte superior del equipo se pulveriza agua caliente, mientras ingresa aire a una menor temperatura por la parte inferior. Al entrar estos fluidos en contacto el aire aumenta su temperatura, con esto su capacidad para contener humedad, difundiéndose parte del agua en él. El agua residual se expulsa en forma de salmuera.

El aire húmedo proveniente del humidificador ingresa, en contraflujo al deshumidificador con el agua que se quiere purificar, por tanto, el aire se enfría. Al disminuir la temperatura del aire por debajo de su punto de rocío, se condensa parte de la humedad que este contiene. Este es el producto final del proceso, agua destilada. El agua precalentada en el deshumidificador ingresa al intercambiador de calor, en donde el fluido térmico proveniente del campo de colectores le transfiere parte de su energía, aumentando aún más la temperatura del agua.

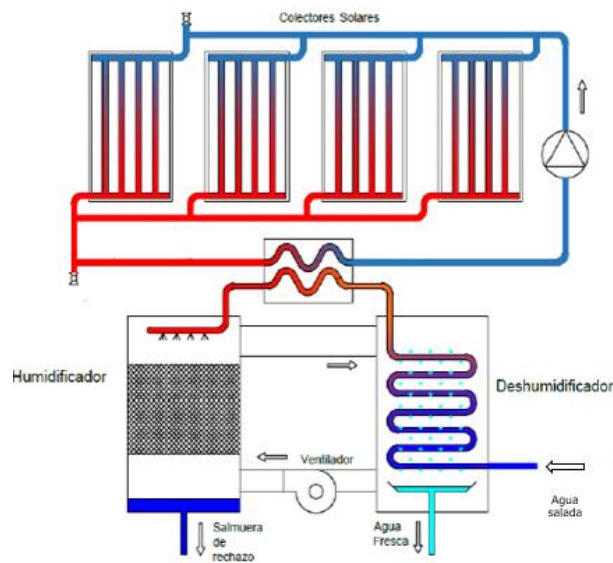


Figura 1-3: Esquema de planta de desalinización por HDH acoplada con energía solar. Fuente: [9].

El sistema HDH es flexible a adoptar diversas configuraciones para los ciclos de aire y agua, considerando estos como ciclos cerrados, abiertos o una combinación de estas opciones. Dentro de estas se considera que la más eficiente corresponde a ciclo cerrado para aire y abierto para agua, verificado por [10].

Esta memoria forma parte de la línea investigativa de desalinización por HDH desarrollada en la Universidad Técnica Federico Santa María, la cual se presenta de manera cronológica e ilustrativa en la Figura 1-4.

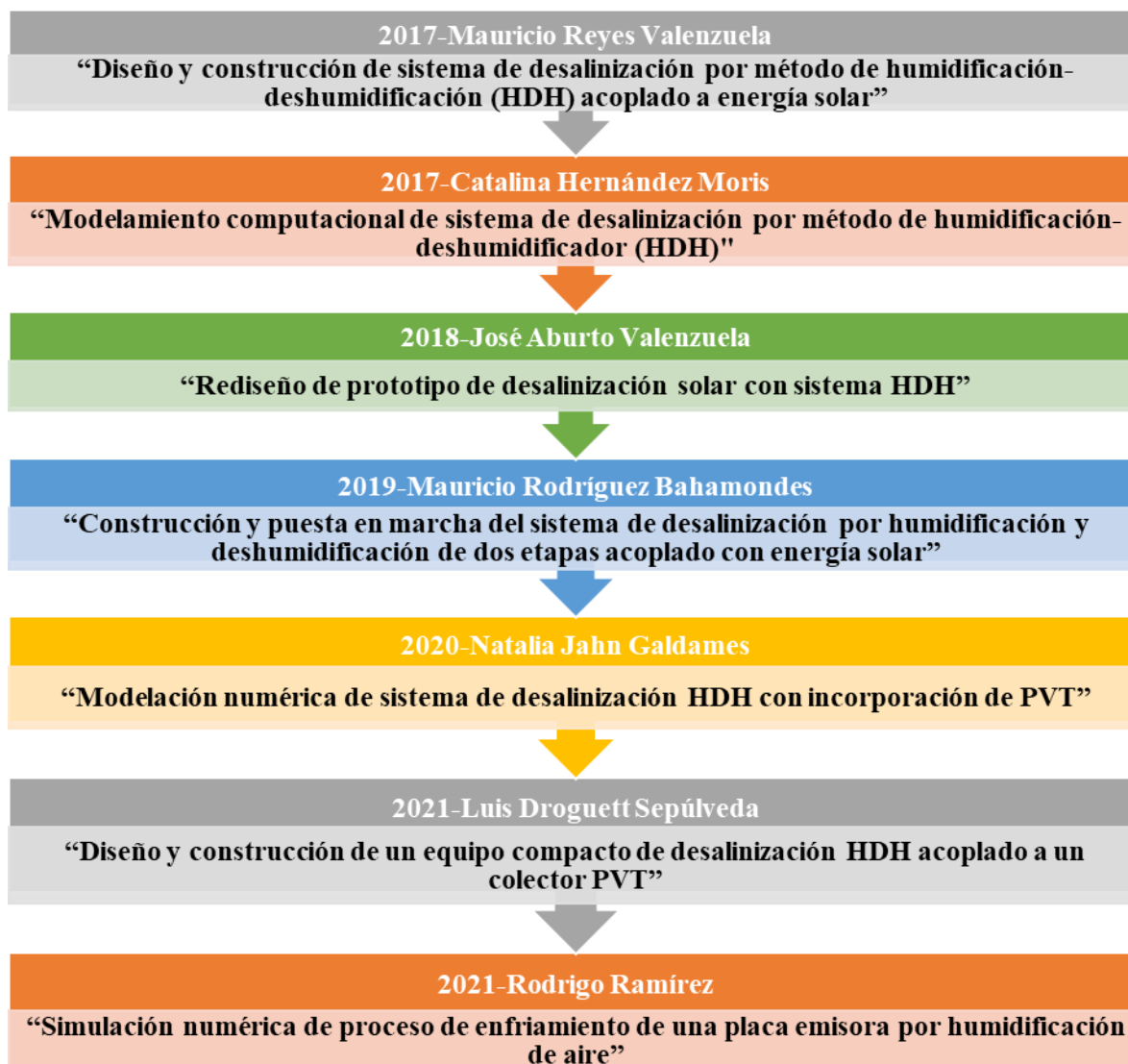


Figura 1-4: Cronología de línea investigativa de desalinización HDH en la Universidad Técnica Federico Santa María. Fuente: Elaboración propia.

1.1.3. Propuesta

Esta memoria desarrolla un modelo más flexible que el actual, incorpora nuevas variables al sistema y mayores rangos de funcionamiento tanto para las temperaturas, como para los flujos máscicos. Para lograr lo anterior se modelan numéricamente equipos inherentes al sistema HDH. Esto facilitará el análisis transiente de diferentes configuraciones y tener pleno conocimiento de las propiedades de los fluidos, además de otorgar una mayor autonomía de los componentes.

1.2.Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Desarrollar modelo numérico, que capture la naturaleza transiente de la radiación solar, de un sistema de desalinización por HDH.

1.2.2. Objetivos Específicos

- 1) Estudiar el estado del arte de configuraciones actuales de sistemas de desalinización por HDH implementadas en modelos transiente y los modelos matemáticos de componentes.
- 2) Desarrollar componentes para el análisis transiente.
- 3) Validar modelo de componentes con respecto a modelos disponibles en la bibliografía.
- 4) Incorporar el modelo transiente en un sistema de desalinización por HDH y estudiar su comportamiento bajo distintas condiciones de operación.

Capítulo 2

2.1.Estado del arte

La revisión bibliográfica de esta memoria se centró en simulaciones computacionales transientes de desalinización HDH. En la literatura se encontraron simulaciones principalmente desarrolladas en el software TRNSYS [11]. Este es un software con una interfaz gráfica muy flexible, usado para simular el comportamiento de sistemas transitorios. Fue desarrollado en la Universidad de Wisconsin, y enriquecido con contribuciones de TRANSSOLAR Energietechnik GMBH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS).

El principio de funcionamiento de este software se compone de dos partes. La primera de ellas corresponde al kernel o núcleo motor, el cual se encarga de procesar la información de entrada y resuelve de manera iterativa el sistema. La segunda corresponde a una extensa librería de componentes, llamados Types, los cuales modelan numéricamente diferentes equipos, entre los que se encuentran bombas, ventiladores, intercambiadores de calor, generadores eólicos, colectores solares, por nombrar algunos de ellos. Cada Type es identificado con un número específico y tiene asociado una Proforma, que en definitiva describe al componente como una caja negra por medio de entradas, salidas y parámetros. Desde la interfaz de TRNSYS llamada Simulation Studio, los Types son conectados gráficamente unos con otros para describir sistemas energéticos. En esta investigación se estudió específicamente el modelamiento numérico del humidificador y deshumidificador utilizados en dichas simulaciones.

2.1.1. Modelos transiente de desalinización por HDH

Los estudios encontrados son presentados a continuación de manera cronológica. En 2010, Escobedo simuló el sistema mostrado en la Figura 2-1, en el cual se consideraron colectores solares planos, almacenamiento térmico por medio de un termotanque (tanque estratificado) con circulación de aceite como fluido caloportador y precalentamiento de aire a la entrada del evaporador, los ciclos de aire y agua se consideraron ambos abiertos. El evaporador simulado corresponde a una torre de enfriamiento y el condensador a un serpentín de enfriamiento simplificado (Type 51 y 32, respectivamente). Bajo esta simulación se logró una producción anual de agua destilada de 650 kg por m^2 de área de colección, tras 1 año de funcionamiento continuo, con un termotanque de 6 m^3 , 10 colectores y un flujo másico de 10 kg/h de aire térmico [12]. La misma configuración fue presentada en el ISES Solar World Congress del 2013, la cual se muestra en la Figura 2-2, con diferencias en sus modelos numéricos de evaporador y condensador y el reemplazo de colectores

solares planos por unos de tubo evacuado. En esta simulación se estimó una producción máxima de destilado de 2770 kg por m^2 de área de colección, bajo las mismas condiciones de almacenamiento de energía, cantidad de colectores y flujo másico de aire que el estudio anterior [13]. Para ambas simulaciones se forzó la temperatura del flujo de agua de entrada al evaporador en 90°C y condiciones de saturación de aire a la entrada del condensador, escenarios que marcan las limitaciones principales de estos estudios.

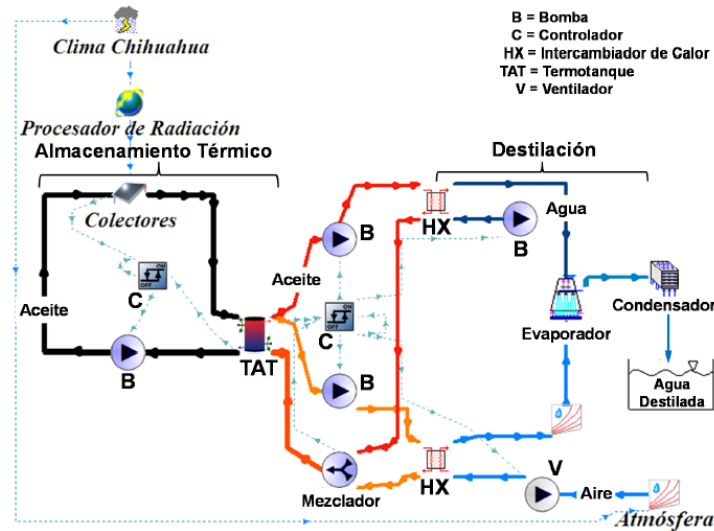


Figura 2-1: Diagrama de Simulation Studio analizado por Escobedo. Fuente: [12].

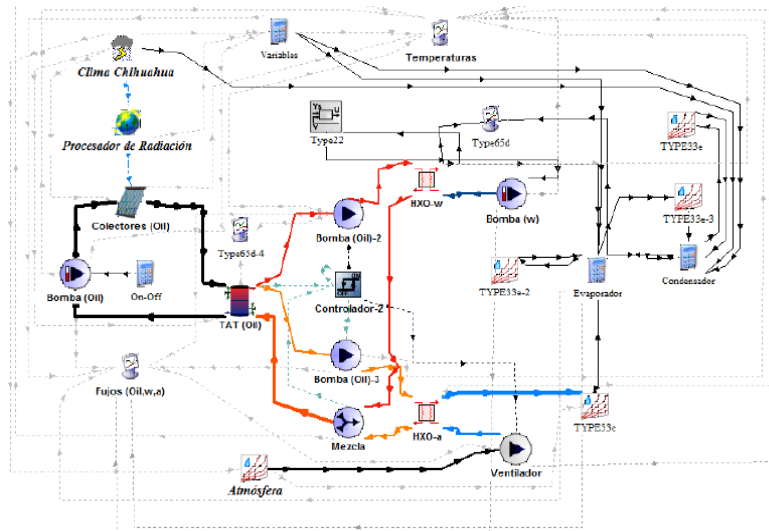


Figura 2-2: Diagrama de Simulation Studio analizado por Juárez-Trujillo et al. Fuente: [13].

Otra de las simulaciones revisadas corresponde a la presentada en la Figura 2-3. En esta se determinó que la tasa de producción de agua destilada se encuentra entre 1 y 3,5 kg/h según la

temporada del año. Se establecen ciclos abiertos para agua y aire, mientras que para el aceite (fluido caloportador) se considera cerrado. En este sistema hay precalentamiento de agua.

Para la ciudad de El-Arish, Egipto, se encontró que los parámetros de diseño óptimos eran 19 m^2 , 150 kg/h , 600 k/h y 0.44 m^3 para el área de colección, la tasa de flujo de aceite, la tasa de flujo de aire y el volumen del tanque de agua caliente, respectivamente [14]. En esta simulación se considera que la temperatura del agua a la salida del humidificador es igual a la temperatura del bulbo húmedo del aire de salida, que el aire que sale del humidificador está saturado, y que el proceso de deshumidificación se lleva a cabo en la línea de saturación. Se considera que la temperatura de bulbo seco de la salida de aire del deshumidificador es igual a la temperatura del condensado y a la temperatura de salida del agua de refrigeración. El humidificador se modela como un tanque de almacenamiento de fluidos estratificado con intercambiadores de calor internos por medio del Type 60 y el deshumidificador se modela como un serpentín de enfriamiento con varios modos de control por medio del Type 508 TESSLibs. La limitación de este estudio radica en la gran cantidad de restricciones que tiene el sistema con respecto a las temperaturas de los fluidos.

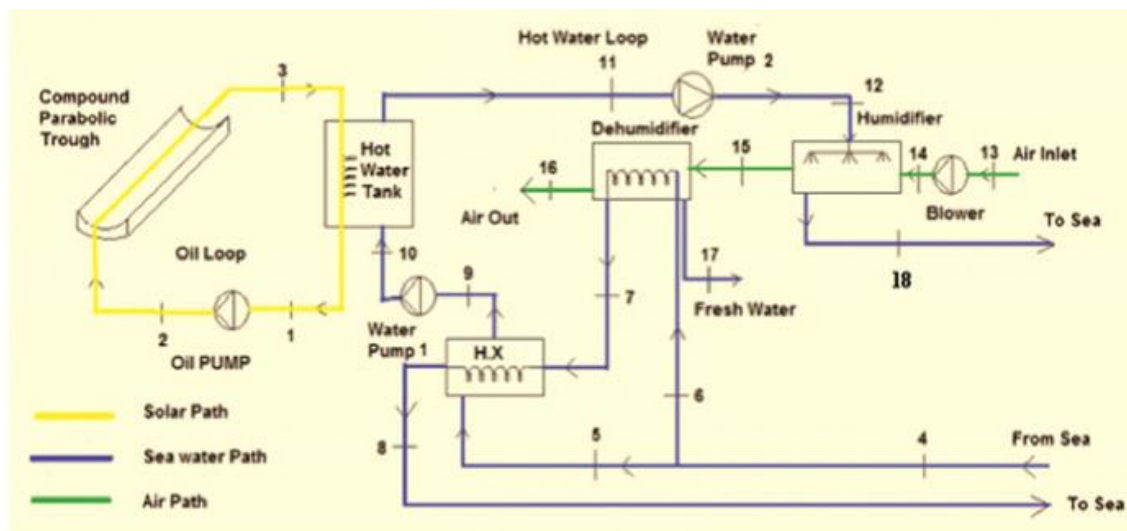


Figura 2-3: Diagrama del sistema analizado por Mahmoud. Fuente: [14]

En 2018, Sultan et al, presentaron un modelo de simulación transitoria, en una configuración con ciclo abierto de aire y agua con colectores solares planos. Al evaluar su comportamiento térmico, este estudio concluyó que el uso de un tanque de almacenamiento, utilizado para el precalentamiento del agua de alimentación, implica un significativo aumento en la eficiencia y

producción de destilado. El diagrama de esta configuración se presenta en la Figura 2-4. Tras esta simulación se estimó un caudal másico de condensado entre 3 y 4 kg/h , con $1,5 m^2$ de área de colección, 150 kg/h de agua de alimentación, 50 kg/h de flujo másico de aire y $3 m^3$ de acumulación en el termotanque. Se establecen condiciones de saturación a la salida del humidificador. La mayor limitación de este estudio está en el controlador del termotanque, el cual regula el flujo de agua de tal manera de fijar en $100^{\circ}C$ la temperatura de esta a la entrada del humidificador.

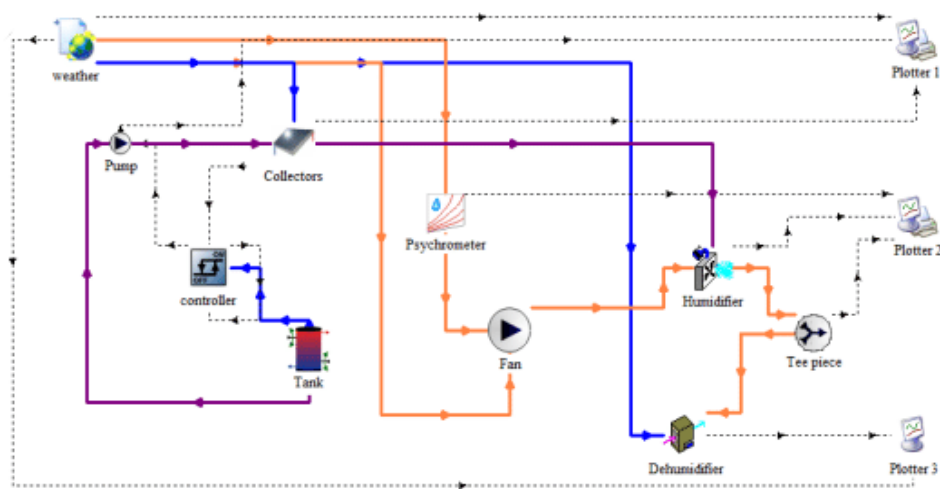


Figura 2-4: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Sultán et al. Fuente: [15]

Para el mismo año se modeló un sistema de desalinización HDH para Karachi, Pakistán. Se utilizó un campo de colectores de placa plana con un área de $3 m^2$ y 22 kg/h de flujo másico de aire. Los ciclos de aire y agua son abiertos, con precalentamiento de agua, la cual se establece en $60^{\circ}C$ a la entrada de los colectores y una relación de humedad de $8 \cdot 10^{-3}$ a la entrada del humidificador. Dada estas condiciones se estimó una producción de 3,245 kg/h de destilado promedio diaria, para el mes de mayor radiación. Se compara esta con el resultado obtenido tras el reemplazo de los colectores de placa plana por uno cilindro parabólico con la misma área de colección, la cual se incrementa a 3,276 kg/h , bajo las mismas condiciones de flujo másico y humedad [16]. Al igual que en los estudios anteriores la limitación está ligada al control de la temperatura del agua en el sistema, en este caso se fija en $60^{\circ}C$ a la entrada de los colectores, además de controlar el ratio de humedad a la entrada del humidificador.

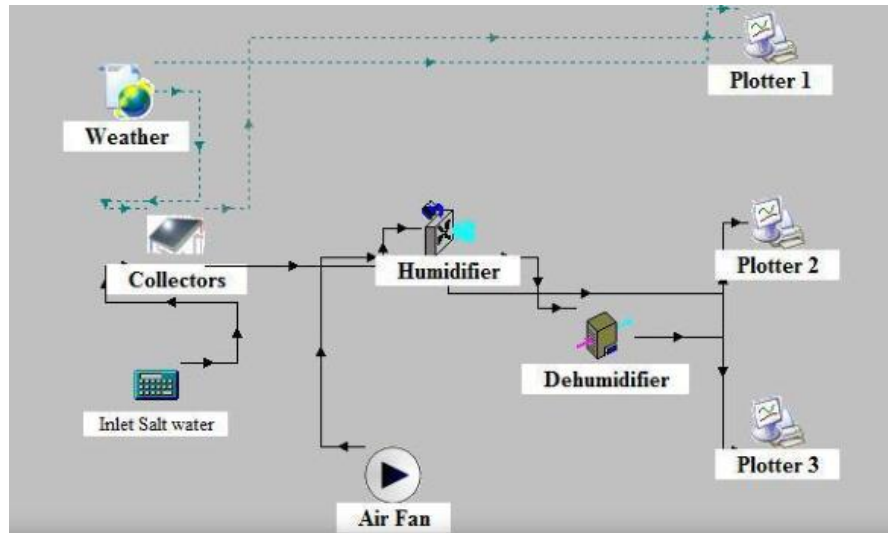


Figura 2-5: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Hamza Ahmad Raza. Fuente: [16].

La última simulación por describir corresponde a la realizada por Natalia Jahn [17], la que se presenta de manera ilustrativa en la Figura 2-6. En esta se empleó un área de colección térmica, por medio de paneles de tubo evacuado, de 8 m^2 , flujos máxicos de agua y aire de 280 y 700 kg/h , respectivamente. Con estos parámetros se estimó una producción de $2,32 \text{ kg/h}$ de condensado promedio diario. Estos resultados se obtuvieron en base a datos climatológicos para el mes de enero en la ciudad de Valparaíso, Chile. El ciclo de aire es cerrado y el de agua es abierto. El agua se precalienta en el deshumidificador, al enfriar el aire húmedo. Dentro de las limitaciones de este modelo se encuentra, por una parte, el supuesto de aire saturado a la entrada y salida del deshumidificador y por otra, los rangos de funcionamiento de temperaturas y flujos máxicos son acotados, por lo que el sistema tiene problemas de convergencia fuera de dichas condiciones.

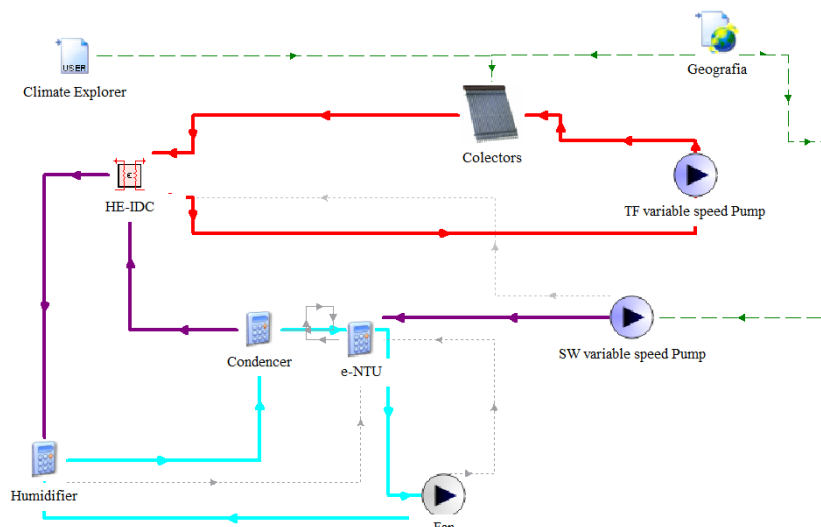


Figura 2-6: Diagrama en Simulation Studio del sistema analizado por Natalia Jahn: Fuente: Adaptado de [17].

Las principales variaciones encontradas entre las simulaciones son: Los modelos utilizados para deshumidificar y humidificar el aire, las diferentes conmutaciones de los ciclos de los fluidos (abiertos o cerrados), si hay o no precalentamiento y/o acumulación térmica en estos y la utilización de distintos tipos de colectores solares. Por otra parte, el hecho de fijar la temperatura del agua a la entrada del humidificador constituye una mejora considerable a la producción de destilado.

2.1.2. Modelos matemáticos de componentes TRNSYS

A continuación, se describen los modelos matemáticos de los Types más relevantes utilizados en las simulaciones anteriormente descritas:

- **Deshumidificadores:**

Type 688:

Este elemento está dentro de la librería de TESS, en el apartado de HVAC. En este componente una corriente de aire húmedo pasa primero sobre el evaporador, donde se enfría y deshumidifica, y luego se dirige directamente sobre los serpentines del condensador, donde recoge la energía de este y del compresor, para luego salir del equipo.

Este componente determina completamente el estado del aire a la entrada y a la salida, a través de una subrutina de TRNSYS llamada “psychometrics”, la que se encuentra dentro de su kernel. Esta

determina mediante 2 propiedades otorgadas por el usuario (temperatura y humedad relativa o relación de humedad) todas las demás propiedades del aire húmedo.

El usuario puede controlar la cantidad de calor que se le agrega al flujo, estableciendo un valor de entrada. Un valor de cero significa que no se realiza ningún recalentamiento del aire y que toda la energía del compresor y del evaporador se rechaza al entorno. Un valor de uno significa que toda la energía del compresor y del evaporador se agrega nuevamente a la corriente de aire que fluye a través de las bobinas.

El rendimiento del deshumidificador se basa en un archivo de entrada que contiene datos del equipo para diversas condiciones. Este archivo contiene valores de caudal de aire, humedad relativa, temperatura, capacidad del deshumidificador y potencia del compresor. La potencia informada en este archivo de datos contiene solo la potencia del compresor, ya que la potencia del ventilador se maneja por separado. La suma de ambas potencias constituye la potencia total del equipo. TRNSYS devuelve la capacidad actual del equipo (Cap) y potencia del compresor, interpolando los datos de entrada con los que contiene este archivo de texto. Con la potencia total del equipo se determina la cantidad total de energía rechazada (Q_{rech}), ya sea a la corriente de aire, al ambiente del deshumidificador o a una combinación de estos. Esta viene dada por:

$$\dot{Q}_{rech} = Cap + \dot{P}_{total} \quad (2.1)$$

La entalpía a la salida se relaciona con la entalpía a la entrada, la potencia del ventilador y su señal de control y el flujo másico que entra al equipo, por medio de la ecuación (2.2). Con este valor TRNSYS determina la relación de humedad a la salida del equipo, para calcular la producción de

$$h_{a,out} = h_{a,in} + P_{fan} \cdot \frac{f_{ToA}}{\dot{m}_a} \quad (2.2)$$

destilado, la que viene dada por la ecuación (2.3).

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_a(\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (2.3)$$

La cantidad de energía transferida al aire y la cantidad de energía rechazada al entorno del deshumidificador vienen dadas por las ecuaciones (2.4) y (2.5), respectivamente.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a(h_{a,out} - h_{a,in}) \quad (2.4)$$

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_{rech}(1 - f_{ToA}) \quad (2.5)$$

El deshumidificador descrito anteriormente, modelado por el Type688 se muestra esquemáticamente en la Figura 2-7.

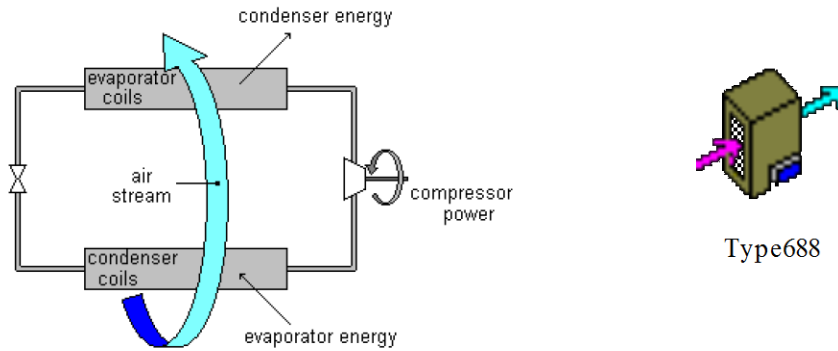


Figura 2-7: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 688 y su respectivo ícono en TRNSYS Simulation Studio.

La mayor limitación de este modelo es que su desempeño se basa en un archivo de texto de entrada en donde se establece su rendimiento bajo diferentes condiciones operacionales, las cuales son tomadas experimentalmente. Para el caso de estado no se cuenta con la información necesaria para construir el archivo nombrado.

Type 32:

Este componente forma parte de la librería estándar de TRNSYS y modela el rendimiento de un serpentín de enfriamiento de agua simple, en donde fluye agua a través de los tubos y el aire a través de la bobina o coraza. Su propósito es separar la entrada de enfriamiento en efectos sensibles (temperatura) y latentes (humedad). La tasa total de transferencia de calor a través de este serpentín, que enfría una corriente de aire húmedo se determina mediante la ecuación (2.6) y (2.7).

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot (h_{a,out} - h_{a,in}) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_w \cdot c_{p_w}(T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2.7)$$

El análisis se basa en relaciones empíricas extraídas de una publicación de La Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), donde la energía transferida está en función de la cantidad de filas de tubos a lo largo del deshumidificador, la temperatura media logarítmica entre los flujos de aire húmedo y agua, el área expuesta a la corriente de aire y dos parámetros constructivos que determinan la superficie mojada y la transferencia de calor por unidad de área transversal, para una temperatura del agua de entrada igual a la temperatura del punto de rocío de la corriente de aire que entra.

El set de ecuaciones se resuelve mediante un procedimiento iterativo para determinar la transferencia de calor y las condiciones del agua y el aire a la salida del equipo. Las transferencias de calor sensible y latente son determinadas por las ecuaciones (2.8) y (2.9), respectivamente.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a \cdot C p_a (T_{ab,out} - T_{ab,in}) \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_T - \dot{Q}_s \quad (2.9)$$

Donde las temperaturas $T_{ab,out}$ y $T_{ab,in}$ corresponden a la de bulbo húmedo del flujo de aire a la salida y a la entrada, respectivamente.

El deshumidificador descrito anteriormente, modelado por el Type32 se muestra de manera ilustrativa en la Figura 2-8.

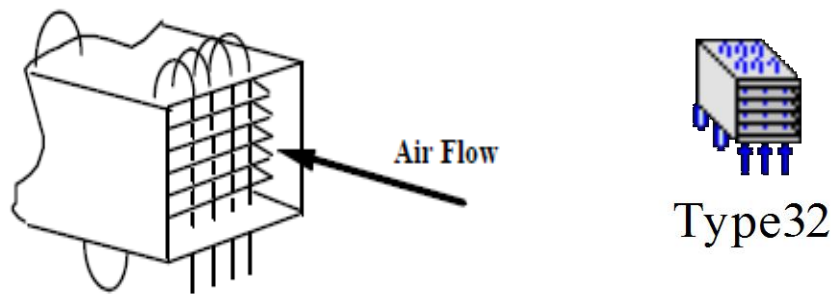


Figura 2-8: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 32 y su respectivo ícono en Simulation Studio.

Una de las limitaciones que tiene este modelo es que no especifica el flujo de destilado obtenido tras el proceso, lo cual es un parámetro relevante para el caso en estudio.

Type 508:

Este elemento se encuentra dentro del apartado HVAC de la librería TESS. Modela un serpentín de enfriamiento utilizando un enfoque de derivación, en el que el usuario especifica qué fracción del flujo de aire atraviesa al equipo por medio de un bypass (f_{bypass}), enviando el resto a la zona de enfriamiento. El resto de la corriente de aire sale de la zona de enfriamiento en condiciones saturadas a la temperatura promedio entre la entrada y salida del agua. Las dos corrientes de aire se vuelven a mezclar antes de salir de equipo, tal como se muestra en Figura 2-9. La única complicación en el esquema es que para encontrar la temperatura promedio del agua en el serpentín, es necesario suponer una temperatura de salida e iterar hasta que la energía transferida desde la corriente de aire coincida con la energía transferida a la corriente de agua. Lo anterior permite generar dos zonas de producción de condensado. La primera es la condensación que se produce en las propias bobinas, mientras que la segunda ocurre cuando el aire enfriado y deshumidificado se vuelve a mezclar con el aire de entrada.

En su modo de funcionamiento más simple, es decir, sin restricciones, el serpentín enfría y deshumidifica la corriente de aire tanto como sea posible, dadas las condiciones de entrada de los flujos de aire y agua. Por otra parte, el modelo puede desviar internamente el fluido hacia el bypass para mantener una de las siguientes condiciones:

- La temperatura del bulbo seco del aire de salida por encima de un mínimo especificado por el usuario.
- La relación de humedad absoluta de la salida de aire por encima de un mínimo especificado por el usuario.
- La temperatura de salida del fluido por debajo de un máximo especificado por el usuario.

En los tres casos de modo de control, el serpentín de enfriamiento de la Figura 2-9 se modifica para permitir que no solo se desvíe el flujo de aire alrededor del serpentín, sino también el flujo de agua. La fracción de derivación del lado del agua se ajusta internamente para cumplir con la condición de salida de aire o agua requerida.

La cantidad de condensado producida en la zona de enfriamiento está dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_a \cdot (1 - f_{bypass}) \cdot (\omega_{a,out} - \omega_{a,in}) \quad (2.10)$$

TRNSYS determina la entalpía del agua destilada a la temperatura de salida del aire de la zona de enfriamiento. La transferencia de calor en esta zona se determina por:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_a \cdot (1 - f_{bypass}) \cdot (h_{a,in} - h_{a,out}) - \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} \quad (2.11)$$

Se calcula una nueva temperatura del fluido de salida mediante:

$$T_{w,out} = T_{w,in} + \frac{\dot{Q}_w}{\dot{m}_w \cdot c_{p_w}} \quad (2.12)$$

Una vez que se ha encontrado una solución convergente para la temperatura del agua de salida, que equilibra los balances de energía, se mezclan las corrientes de aire y se determina la entalpía y relación de humedad de la mezcla, mediante las ecuaciones (2.13) y (2.14), respectivamente.

$$h_{a,mix} = h_{a,out} \cdot (1 - f_{bypass}) + f_{bypass} \cdot h_{a,in} \quad (2.13)$$

$$\omega_{a,mix} = \omega_{a,out} \cdot (1 - f_{bypass}) + f_{bypass} \cdot \omega_{a,in} \quad (2.14)$$

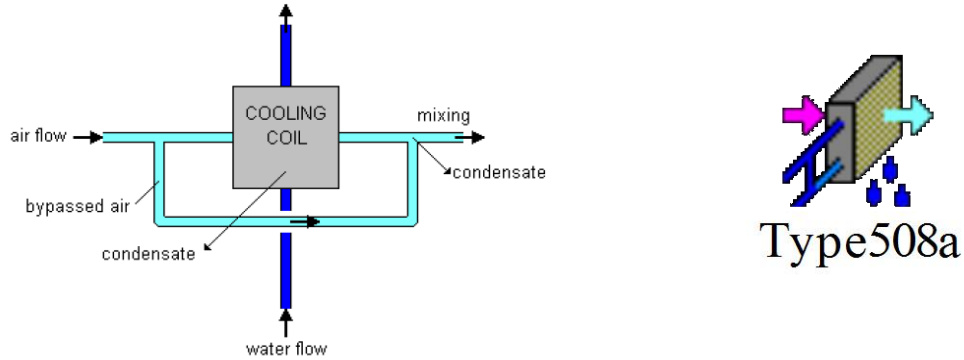


Figura 2-9: Esquema del deshumidificador modelado por el Type 508 y su respectivo ícono en Simulation Studio.

Se tiene que para el caso de estudio este modelo no aplica, puesto que las variables geométricas no están consideradas, lo cual es un requerimiento esencial para verificar el comportamiento del prototipo implementado en la Universidad.

- **Humidificadores:**

Type 641:

Este elemento se encuentra dentro de la carpeta HVAC de la librería TESS. Este modelo representa un humidificador adiabático simple cuyo estado del aire de salida está determinado por un balance energético. El volumen de control y simbología en TRNSYS de este Type se muestra en la Figura 2-10.

El balance de energía en el humidificador se resuelve primero asumiendo que el aire es capaz de absorber toda la cantidad de agua que ingresa al equipo, por lo que el flujo de agua a la salida es nulo. Por otra parte, el caudal másico de aire que sale del humidificador es el mismo que el que entra. Con esto, el balance energético queda determinado por la ecuación (2.15) de la siguiente manera:

$$h_{a,out} = h_{a,in} + \frac{\dot{m}_{w,in}}{\dot{m}_a} \cdot h_{w,in} \quad (2.15)$$

Las entalpías de entrada del aire y agua son determinadas por las subrutinas de TRNSYS “Psychrometrics” y “Steam”, respectivamente. Mediante un balance de masa se determina la relación de humedad a la salida del humidificador. Con las condiciones de salida del aire, el Type comprueba la saturación de este. Si se determina que el aire de salida está pasado de su punto de saturación, sus propiedades (índice de humedad, humedad relativa, entalpía, etc.) se establecen en sus valores de condición saturada, mediante la rutina psicométrica. El Type recalcula el balance de energía, corrigiéndolo al incluir el flujo másico de agua que sale del humidificador, el cual queda determinado por la ecuación (2.16).

$$h_{a,out} = h_{a,in} + \frac{\dot{m}_{w,in}}{\dot{m}_a} \cdot h_{w,in} - \frac{\dot{m}_{w,out}}{\dot{m}_a} \cdot h_{w,out} \quad (2.16)$$

El usuario especifica un factor (f) que indica cómo se calcula la temperatura del agua de salida (agua no absorbida por la corriente de aire), la cual se puede establecer a su valor de entrada, a la misma temperatura que el aire que sale del dispositivo, o a cualquier temperatura intermedia. Esta temperatura se determina mediante la ecuación (2.17). Una vez que se determinan la temperatura y el caudal de agua a la salida, el Type vuelve a llamar a la subrutina de vapor para obtener la entalpía del agua que sale. Cada vez que se calcula una nueva entalpía de aire de salida, se compara con el

valor anterior, hasta que estos dos valores coincidan dentro de una tolerancia o hasta que hayan transcurrido 50 iteraciones.

$$T_{w,out} = T_{w,in} \cdot (1 - f) + f \cdot T_{a,out} \quad (2.17)$$

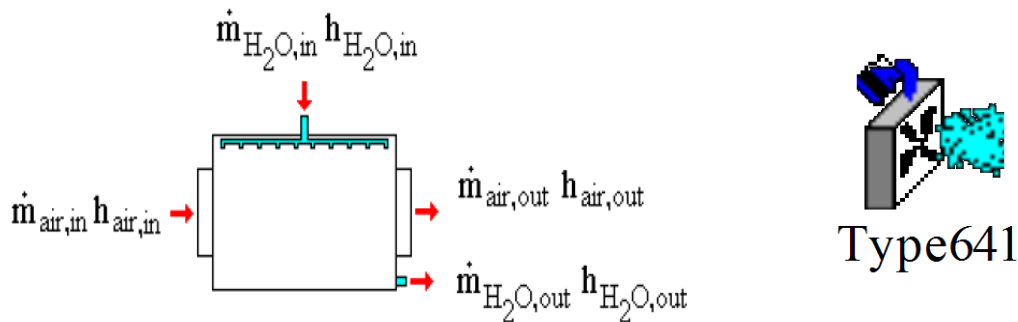


Figura 2-10: Esquema del humidificador modelado por el Type 641 y su respectivo ícono en Simulation Studio.

La limitación de este modelo radica en el parámetro de tasa de humedad que puede absorber la corriente de aire en estado estable. Este es un dato que se ingresa de forma manual al Type y del cual no se dispone para el caso de estudio. Este parámetro corresponde a la capacidad nominal que tiene el equipo.

Type 51:

Este Type se encuentra en la librería estándar de TRNSYS. Este componente modela el rendimiento de una torre de enfriamiento y sumidero de contraflujo o flujo cruzado de múltiples celdas. En esta, una corriente de agua caliente está en contacto directo con una corriente de aire. El agua se enfría como resultado de la transferencia de calor y masa. La Figura 2-11 muestra un esquema de una torre de enfriamiento de tiro forzado a contraflujo y la simbología del Type en TRNSYS.

Hay dos modos principales para este modelo. En el primer modo, el usuario ingresa los coeficientes de la correlación de transferencia de masa, c y n , mientras que, en el segundo modo, el usuario ingresa un archivo de datos de rendimiento general para la torre de enfriamiento y el modelo determina los parámetros de transferencia. Los valores de c y n se generan y se pueden usar en simulaciones posteriores en lugar de que el programa los vuelva a calcular.

En el modo 2, el archivo de datos de entrada tiene en cada línea los siguientes seis elementos:

1. Flujo volumétrico de aire.
2. Temperatura de bulbo seco del aire.

3. Temperatura de bulbo húmedo del aire.
4. Flujo másico de agua.
5. Temperatura de entrada del agua.
6. Temperatura de salida del agua.

Para determinar las condiciones de salida, se generan relaciones para calcular la transferencia de calor y masa de la torre. Usando el supuesto de que el número de Lewis es igual a 1, se analiza de forma similar a los intercambiadores de calor sensible habituales, donde se determina la transferencia de calor máxima dada las condiciones de entrada y una eficiencia del equipo, la cual es función del número de unidades de transferencia (NTU). Este número es determinado por medio de la ecuación (2.18) para el modo 1 de este Type y por medio de una regresión lineal de los datos del archivo de entrada para el modo 2.

$$NTU = c \cdot \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^n \quad (2.18)$$

La efectividad de la transferencia de calor del lado del aire viene dada por la ecuación (2.19) para una torre en contra flujo y por la ecuación (2.20) para el caso de flujo cruzado.

$$\epsilon_a = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - m^*))}{1 - m^* \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - m^*))} \quad (2.19)$$

$$\epsilon_a = \frac{1}{m^*} \cdot (1 - \exp(-m^* \cdot (1 - \exp(-Ntu)))) \quad (2.20)$$

Donde m^* corresponde a la relación entre las capacidades del aire en estado saturado y el agua a la entrada del equipo, determinada por la ecuación (2.21). Los subíndices s , a , w , i , o corresponden a saturación, aire, agua, entrada y salida, respectivamente.

$$m^* = \frac{\dot{m}_a \cdot C_s}{\dot{m}_{w,i} \cdot C_{pw}} \quad (2.21)$$

Donde C_s se identifica como el calor específico de saturación, definido como la pendiente promedio de la entalpía de saturación con respecto a la curva de temperatura. Se determina con las condiciones de entrada y salida de agua y datos psicométricos utilizando la ecuación (2.22).

$$C_s = \frac{h_{s,W,i} - h_{s,W,o}}{T_{W,i} - T_{W,o}} \quad (2.22)$$

El estado de salida límite para el aire está condicionado por la temperatura de entrada del agua a la torre. Esta condición se da si el aire estuviera saturado a una temperatura igual a la de la corriente de agua entrante. Esto corresponde a la máxima entalpía posible del aire de salida ($h_{a,W,i}$). Considerando esto y la efectividad se plantea la ecuación (2.23) para el rechazo de calor de una celda de torre individual.

$$\dot{Q}_{cell} = \epsilon_a \cdot \dot{m}_a \cdot (h_{a,W,i} - h_{a,i}) \quad (2.23)$$

A partir de un balance de energía general, la temperatura de salida de una celda de torre que es una entrada al sumidero se determina por medio de la ecuación (2.24).

$$T_{W,o} = \frac{\dot{m}_{W,i} \cdot C_{pW} \cdot (h_{s,W,i} - h_{s,W,o}) - \dot{Q}_{cell}}{\dot{m}_{W,o} \cdot C_{pW}} \quad (2.24)$$

Para determinar las condiciones del aire que sale de la torre, se combinan las salidas de aire efectivas de cada una de las celdas.

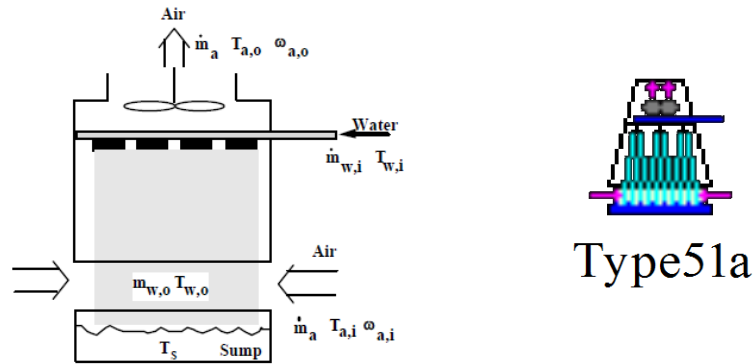


Figura 2-11: Esquema del humidificador modelado por el Type 51 y su respectivo ícono en Simulation Studio.

Para la utilización de este Type, independiente del modo de operación, se requiere de información con respecto al desempeño del equipo, de tal manera de construir la ecuación de transferencia de masa, lo cual es una limitante para el caso de estudio pues no se cuenta con la información suficiente.

Tras el estudio del estado del arte se pudo visualizar que, en todos los sistemas estudiados existen restricciones en el funcionamiento lo cual los torna rígidos y poco representativos ante eventuales cambios operacionales. Entre las restricciones más habituales se encuentra el que el aire se mueva por la línea de saturación durante todo el proceso y el control de la temperatura del agua a la entrada del humidificador. Por otra parte, en alguno de los modelos de TRNSYS se requiere de mucha información con respecto a la performance de los equipos, lo cual constituye una limitante para el caso de estudio de esta investigación, puesto que no se cuenta con la información necesaria para construcción de la base de datos. Como hallazgos relevantes se destaca, por una parte, la versatilidad del modelo implementado en el Type 32, en el cual se conjugan zonas de transferencia de calor sensible y latentes dentro del equipo, lo cual sienta las bases para la creación del modelo propio. Por otra parte, se destaca el modelo del Type 51, el cual esquematiza de muy buena manera la transferencia de calor y masa dentro del humidificador, vislumbrando una manera eficiente de abordar el modelo a crear.

Capítulo 3

3.1. Metodología

En este trabajo se crean modelos independientes que numéricamente representan el funcionamiento de un deshumidificador y un humidificador, equipos principales del sistema de desalinización por HDH.

La metodología de trabajo fue la siguiente, para cada uno de los modelos desarrollados:

1. Determinar el objetivo de cada equipo.
2. Analizar principio de funcionamiento del equipo.
3. Establecer el volumen de control.
4. Determinar las variables implicadas.
5. Establecer relaciones entre las variables, realizando balances de energía y masa.
6. Codificar lo anterior en lenguaje computacional.
7. Crear componente en la librería del software transiente.
8. Analizar funcionamiento del modelo en el software.

3.1.1. Herramientas

El programa utilizado para la simulación de los modelos es TRNSYS, en su versión 2017. El funcionamiento de este fue descrito en la sección Capítulo 2. La naturaleza modular de TRNSYS le da al programa una enorme flexibilidad y facilita la adición de nuevos modelos matemáticos, no incluidos en la biblioteca estándar.

Con respecto al lenguaje de programación de los componentes o Types, se tiene que estos están modelados por una subrutina escrita en lenguaje Fortran. Es posible modificar los códigos desde un simple editor de texto, sin embargo, para utilizar un nuevo elemento en Simulation Studio se requiere del archivo con el código ejecutable de dicho elemento, es decir, la biblioteca de enlace dinámico o DLL del componente en cuestión. Para generar esta es necesario compilar el código en un IDE compatible. En esta memoria se utilizó Microsoft Visual Studio (VS) en conjunto con Intel Fortran Compiler para realizar esta tarea.

Estudiando los manuales de TRNSYS e inspeccionando su funcionamiento, se tiene que se puede crear un Type de las siguientes maneras:

- Editando el código fuente de otro Type directamente, siguiendo la ruta: C:\Trnsys17\SourceCode\Types.
- Utilizando el template de Fortran dado por TRNSYS, siguiendo la ruta: C:\Trnsys17\SourceCode\Templates.
- Desde una Proforma creada en Simulation Studio.

En esta memoria se optó por la opción c, ya que tiene la ventaja de que en la Proforma se especifican todas las variables del sistema y se exporta como archivo Fortran directamente desde TRNSYS hacia VS. Esto genera un esqueleto de Type en el que solo resta agregar las ecuaciones y corroborar las unidades de cada variable. El proceso de creación de Types mediante esta opción se ilustra en la Figura 3-1.

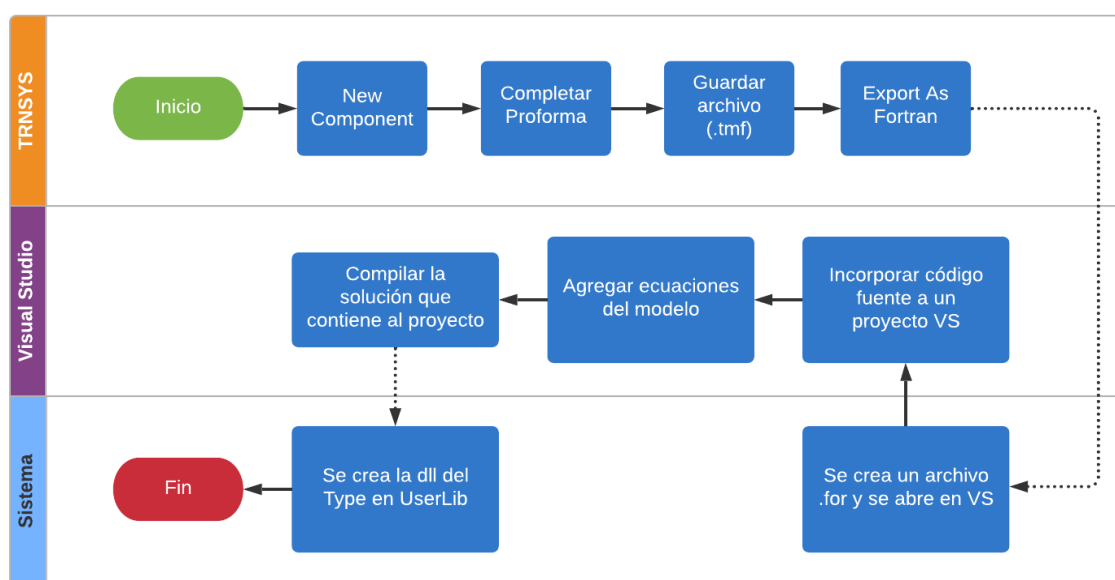


Figura 3-1 : Diagrama de flujo de creación de Type desde Simulation Studio. Las flechas punteadas indican que las acciones son automáticas, mientras que las continuas se realizan manualmente. Fuente: Elaboración propia.

El archivo con extensión .tmf debe ser guardado en una carpeta creada dentro del directorio Proformas de TRNSYS, en la ruta: C:\Trnsys17\Studio\Proformas, para hacer visible al elemento en la interfaz.

Una advertencia importante es que la dll del Type no será creada hasta que la solución compile correctamente. Una vez creada esta, se debe verificar que se haya guardado en la carpeta UserLib,

en la ruta: C:\Trnsys17\UserLib, sino el núcleo de TRNSYS no podrá ejecutar el modelo desde Simulation Studio.

3.2.Desarrollo de modelos numéricos

A continuación, se desglosan detalladamente los modelos desarrollados.

3.2.1. Deshumidificador

3.2.1.1. Funcionamiento

El modelo considera la transferencia de calor sensible y latente, desde la entrada hasta la salida del equipo, lo cual depende en esencia de las condiciones de humedad del aire, temperaturas y flujos másicos de los fluidos en cuestión.

Existen diferentes escenarios posibles al variar la humedad relativa del aire a la entrada del deshumidificador, estos son analizados a continuación en un ejemplo en el que el aire ingresa a 40°C y sale del equipo a 35°C, se varía la humedad relativa con la que entra para explicitar dichos escenarios.

En la Figura 3-2 se muestra el caso en el que el aire entra saturado, es decir, con humedad relativa del 100%, por tanto, comienza a deshumidificarse desde el comienzo y la variación de humedad absoluta es máxima. Asimismo, en la Figura 3-3 se representa el caso en el que se enfría el aire hasta su temperatura de rocío y queda espacio en el equipo para condensar parte de la humedad contenida en este, por lo que hay un delta de humedad absoluta, pero es menor que en el caso anterior. Finalmente, en la Figura 3-4 el aire ingresa con una humedad relativa del 70%, en este caso el proceso de deshumidificación no se lleva a cabo, puesto que la energía máxima posible de transferir en el equipo es menor que la liberada al enfriar el aire hasta su punto de rocío que es a 33,4 °C, por lo que no existe variación en la humedad absoluta, en otras palabras, la producción de destilado es nula.

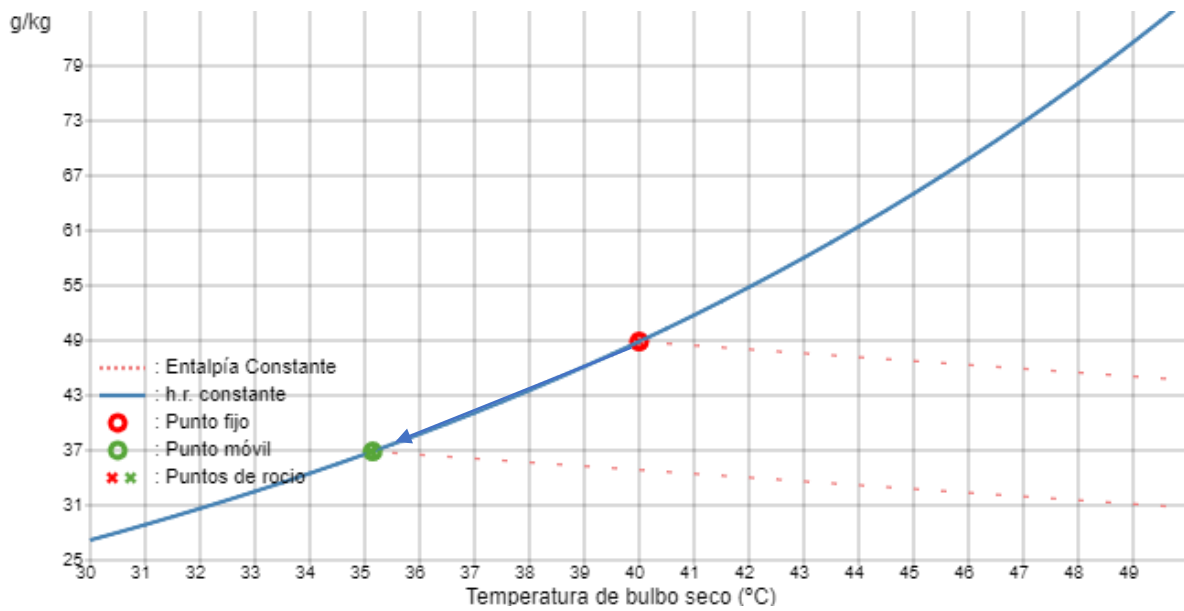


Figura 3-2: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 100% (“Punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“Punto móvil”). Fuente: Elaboración propia.

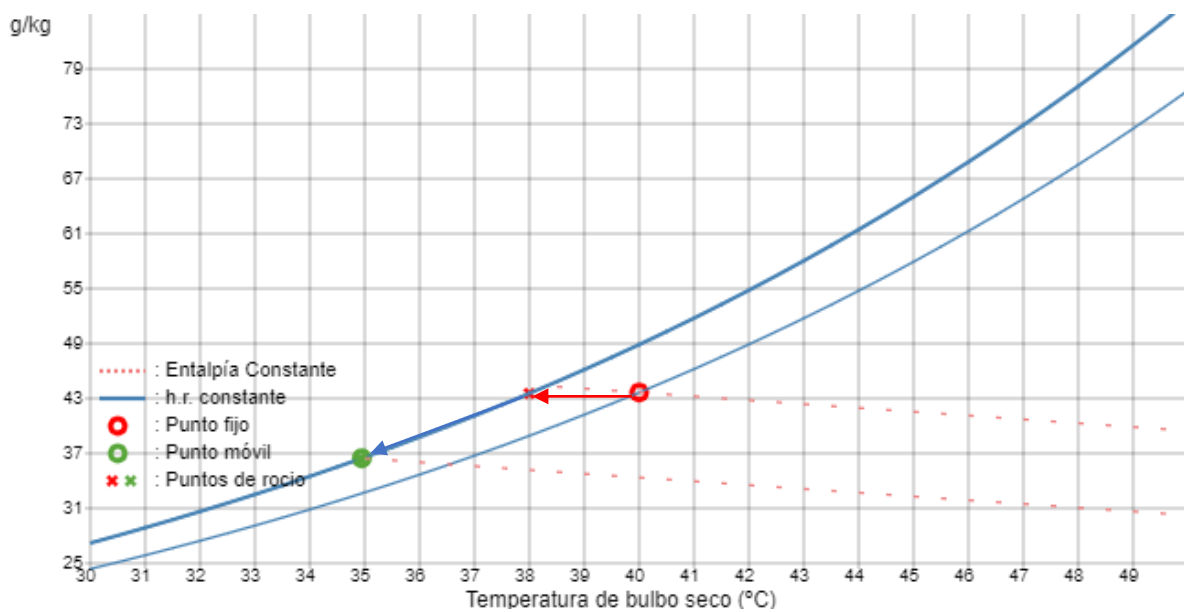


Figura 3-3: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 90% (“Punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“Punto móvil”). Fuente: Elaboración propia.

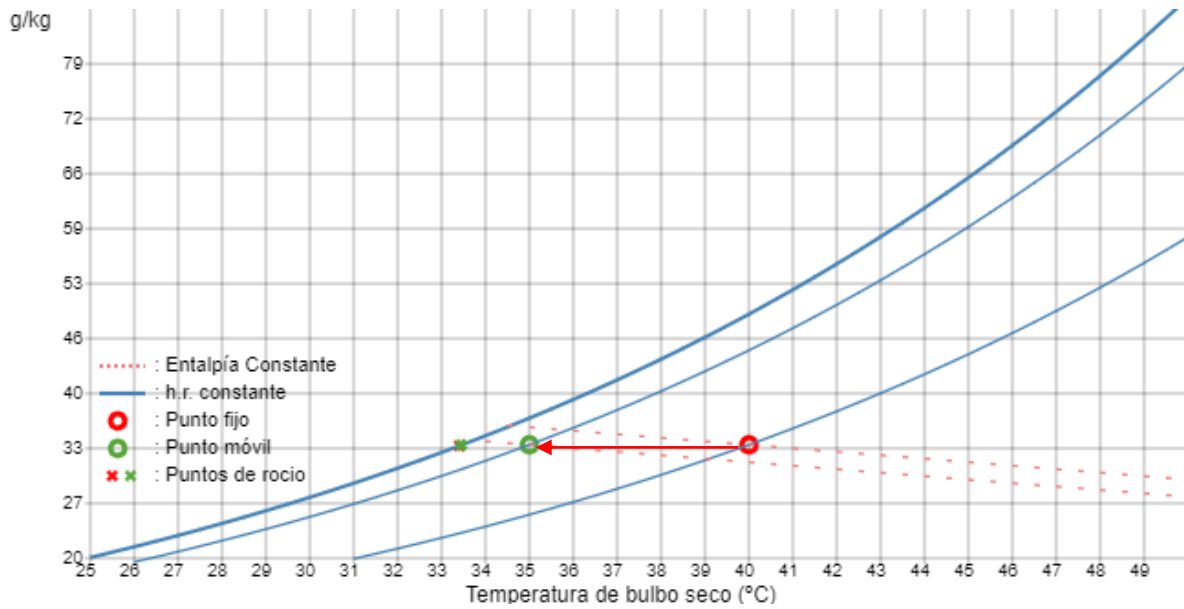


Figura 3-4: Diagrama psicrométrico. En rojo se representa la entrada del aire al deshumidificador a una temperatura de 40 °C y humedad relativa del 70% (“punto fijo”). El punto verde fija la salida del aire a una temperatura de 35 °C (“punto fijo”). Fuente: Elaboración propia.

Para responder a todos los casos anteriormente descritos, se separa la geometría en enfriamiento puro y en enfriamiento con deshumidificación. Esto se representa de manera ilustrativa para un tubo en la Figura 3-5, en donde ingresa aire a la entrada (Estado 1), se enfría hasta su punto de rocío (Estado 2) y luego se condensa la humedad contenida hasta el final del equipo (Estado 3). El modelo identifica el caso en cuestión y determina la porción del equipo utilizada para enfriar (L utilizado) y la que resta de este proceso y es empleada para la producción de destilado (L restante).

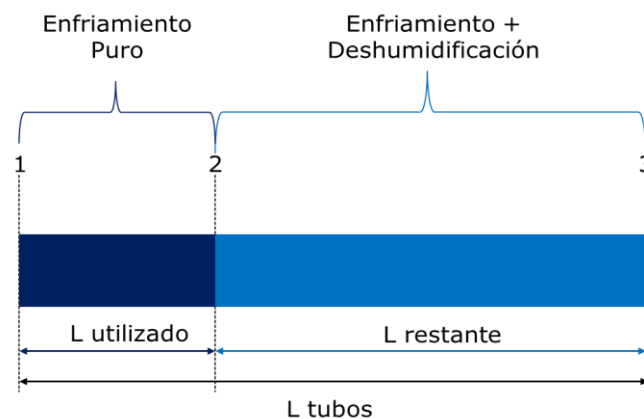


Figura 3-5: Ilustración representativa del proceso interno de un tubo interno del deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.

3.2.1.2. Volumen de control

El volumen de control concierne al equipo completo. A este ingresa aire húmedo proveniente del humidificador y agua de alimentación a una menor temperatura. Del volumen de control salen flujos mássicos de aire húmedo, agua y destilado, los cuales están simbolizados en la Figura 3-6 por el color azul, verde y morado, respectivamente. El equipo se considera adiabático, por tanto, no existe pérdida de energía al exterior del volumen de control.

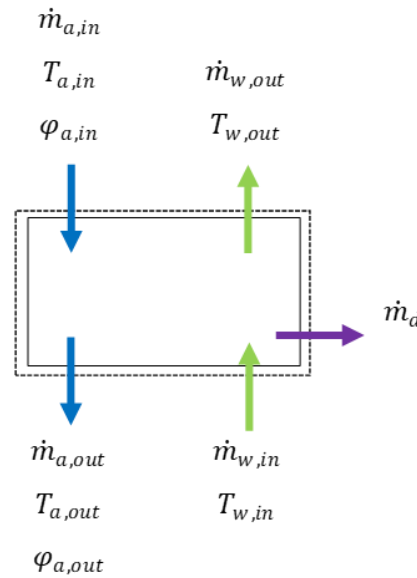


Figura 3-6: Volumen de control esquemático del deshumidificador. Colores azul, verde y morado corresponden a aire húmedo, agua y destilado, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

3.2.1.3. Modelo matemático

El modelo matemático responde a un proceso lineal el cual se describe en detalle a continuación. El modelo determina las propiedades del aire húmedo por medio de correlaciones lineales extraídas de una base de 1200 datos, considerando variaciones de humedad relativa entre el 50 y 100% con un rango de temperaturas de 10 a 50 °C. Dichas correlaciones se especifican en el Apéndice A: Correlaciones lineales.

Los flujos y propiedades de los fluidos son identificados por los subíndices “a” y “w”, para aire y agua, respectivamente y para el estado de saturación se utiliza el subíndice “r”, pues son evaluadas a la temperatura de rocío.

Se tienen como datos de entrada la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire, con estos se determina la relación de humedad ω , por medio de la ecuación (A.1). Con esta y la

temperatura, se determina la entalpía y el calor específico por medio de la ecuación (3.1) y (3.2), respectivamente, extraídas de [18]. De esta manera quedan establecidas las propiedades del Estado 1.

Para el caso del agua, se consideran propiedades termofísicas constantes las cuales se presentan en la Tabla 3-1.

$$h(\omega, T) = 1,005 \cdot T + \omega \cdot (1,89 \cdot T + 2501) \quad (3.1)$$

$$cp(\omega) = 1,005 + 1,89 \cdot \omega \quad (3.2)$$

Tabla 3-1: Propiedades termofísicas del agua, válidas para un rango entre 5 y 50 °C.

Propiedad Termofísica	Simbología	Valor
Calor específico	Cp_w	4185 J/kg-K
Conductividad térmica	k_w	0,585 W/m-K
Densidad	ρ_w	997,84 kg/m ³
Viscosidad	μ_w	$1,04 \cdot 10^{-3}$ kg/m-s

Se establecen las propiedades del punto de rocío a las condiciones de entrada, para determinar la porción del equipo destinada a saturar el aire. La temperatura de rocío se establece con la ecuación (A.3) y la entalpía de saturación a esta temperatura con la ecuación (3.1).

Los coeficientes de transferencia de calor se definen por medio de números adimensionales que estiman la convección de los fluidos. La geometría utilizada corresponde a la de un intercambiador de tubo y carcasa, en donde el aire se deslaza por la carcasa y el agua a través de los tubos. Se desprecia la conducción de calor en las paredes de los tubos, debido a que el espesor no es significativo. Las propiedades psicrométricas del aire húmedo se determinan a la temperatura de película de los tubos, considerando esta como el promedio entre la entrada de aire y agua, por medio de la ecuación (3.3). La conductividad térmica, la densidad y la viscosidad del aire húmedo son determinadas por las ecuaciones (A.4), (A.5), (A.6), respectivamente. La velocidad del flujo de aire se determina con la ecuación (3.4) considerando como área transversal la expresada por ecuación (3.5), donde el primer término corresponde al área de la carcasa, mientras que el segundo al área utilizada por los tubos. Los números de Reynolds y Prandtl, para el caso del aire se calculan

con las ecuaciones (3.6) y (3.7), correspondientemente y el número de Nusselt expresado por la ecuación (3.7), propuesto por Churchill y Bernstein como promedio en lo relativo al flujo cruzado sobre un cilindro. Estas ecuaciones fueron extraídas de [19].

$$T_{film} = \frac{(T_{a,1} + T_{w,1})}{2} \quad (3.3)$$

$$vel_a = \frac{\dot{m}_{a,1}}{A_a \cdot \rho_a} \quad (3.4)$$

$$A_a = \pi \cdot \frac{\phi_{i_{carcasa}}^2}{4} - \pi \cdot \frac{\phi_{e_{tubos}}^2}{4} \cdot n_{tubos} \quad (3.5)$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot vel_a \cdot \phi_{e_{tubos}}}{\mu_a} \quad (3.6)$$

$$Pr_a = \frac{\mu_a \cdot Cp_a}{k_a} \quad (3.7)$$

$$Nu_a = 0,3 + \left(0,62 \cdot Re_a^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{Pr_a^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr_a} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{\frac{1}{4}}} \right) \cdot \left(1 + \left(\frac{Re_a}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right)^{\frac{4}{5}} \quad (3.8)$$

El coeficiente por convección de agua distingue entre flujo laminar, transición y turbulento discriminando por el número de Reynolds, el cual se calcula con la ecuación (3.9). Se considera régimen laminar números de Reynolds menores a 2300, turbulento mayores a 3000 y en transición el rango comprendido entre estos. El número de Prandtl se calcula por definición con la ecuación (3.7) utilizando las propiedades del agua, mientras que el número de Nusselt se determina dependiendo del régimen dentro de los tubos.

$$Re_w = \frac{4 \cdot \dot{m}_{w,1}}{\pi \cdot \phi_{i_{tubos}} \cdot \mu_w \cdot n_{tubos}} \quad (3.9)$$

Para caracterizar el flujo laminar en un conducto, se calcula el número de Graetz con la ecuación (3.10), donde “*rat*” corresponde al ratio entre el largo de los tubos y su diámetro interno. Para este caso el número de Nusselt queda determinado por (3.11). Si el flujo es turbulento, se define un factor de fricción para tubos lisos, f_{fd} calculado por (3.12). El número de Nusselt en este caso se define por (3.13), donde Nu_L se calcula por medio de (3.14). Finalmente, para regímenes en transición el número de Nusselt es una combinación de los casos anteriores y se determina por (3.15), donde Nu_{lam} corresponde a la parte laminar, calculada con la ecuación (3.11) evaluada en $Re = 2300$ y Nu_{turb} a la turbulenta, calculada con la ecuación (3.13) evaluada en $Re = 3000$. Estas ecuaciones fueron extraídas de [19].

$$G_z = \frac{Re_w \cdot Pr_w}{rat} \quad (3.10)$$

$$Nu_{lam} = 4,36 + \frac{\left(0,1156 + \frac{0,08569}{Pr_w^{0,4}}\right) \cdot G_z}{1 + 0,1158 \cdot G_z^{0,6}} \quad (3.11)$$

$$f_{fd} = \left(-\frac{0,001570232}{\log(Re_w)} + \frac{0,394203137}{\log(Re_w)^2} + \frac{2,534153311}{\log(Re_w)^3}\right) \cdot 4 \quad (3.12)$$

$$Nu_{turb} = Nu_L \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{rat}\right)^{0,7}\right) \quad (3.13)$$

$$Nu_L = \frac{\left(\frac{f_{fd}}{8}\right) \cdot (Re_w - 1000) \cdot Pr_w}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{fd}}{8}} \cdot \left(Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.14)$$

$$Nu_{trans} = Nu_{lam} + \left(\frac{Re_w - 2300}{3000 - 2300}\right) \cdot (Nu_{turb} - Nu_{lam}) \quad (3.15)$$

Los casos anteriormente descritos se guían tal como lo indica la Figura 3-7 lo indica.

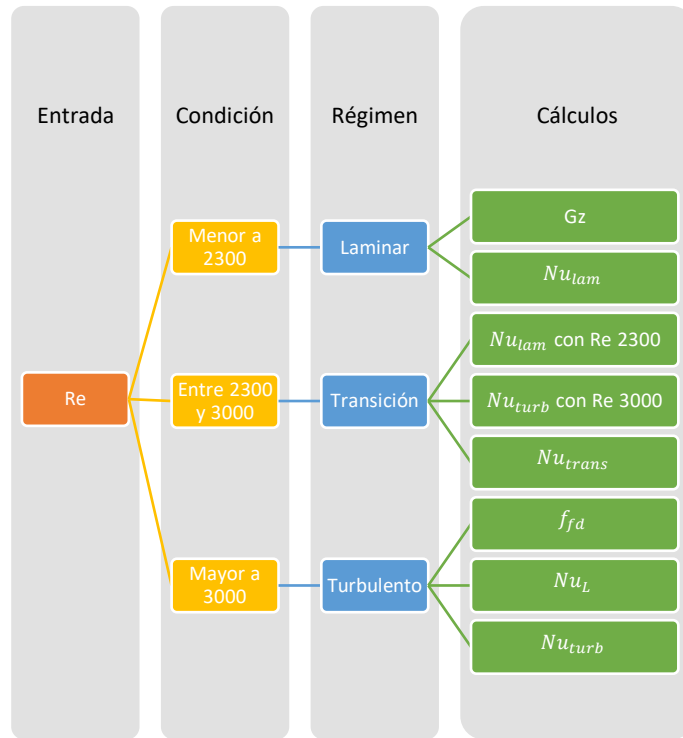


Figura 3-7: Condiciones y cálculos para coeficiente de convección del agua distinguiendo el tipo de régimen. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, conociendo los números de Nusselt de los fluidos, se determina por medio de la ecuación (3.16) los coeficientes por convección. El largo característico L_c , para el caso del aire corresponde al diámetro externo de los tubos, mientras que para el agua se considera el interno de estos. Con estos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se rige por la ecuación (3.17).

$$h = Nu \cdot \frac{k}{L_c} \quad (3.16)$$

$$U = \frac{h_a \cdot h_w}{h_a + h_w} \quad (3.17)$$

Luego se determina la transferencia de calor al enfriar el aire hasta su punto de rocío. Se expresa por medio de diferencias entre las entalpías mediante la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{sat} = \dot{m}_{a,1} \cdot (h_{a,1} - h_{a,r}) \quad (3.18)$$

Con la geometría, las temperaturas a la entrada y el coeficiente U se determina el calor que se puede transferir en el equipo, utilizando el método e-NTU. La función para el cálculo del calor por este método comienza calculando la capacidad calorífica de ambos fluidos, por medio de la ecuación (3.19). Se determina el máximo y mínimo entre estas y se define el coeficiente de capacidad c con la ecuación (3.20).

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (3.19)$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.20)$$

Luego se determina el número de unidades de transferencia NTU , por medio de la ecuación (3.21). El área de intercambio A_{Tdc} corresponde al manto de los tubos por donde circula el agua. Se considera el diámetro externo para el cálculo de esta y en una primera instancia el largo total de los tubos, para verificar si es posible o no deshumidificar el aire.

$$NTU = \frac{U \cdot A_{Tdc}}{C_{min}} \quad (3.21)$$

Con estos números adimensionales se determina la efectividad térmica del equipo, calculada por medio de la ecuación (3.22), extraída de [20], la cual es específica para intercambiadores de calor de tubos y coraza, para un paso por la coraza. La variable x se define auxiliariamente con la ecuación (3.23).

$$\epsilon = 2 \cdot \left(1 + c + x \cdot \frac{1 + \exp(-Ntu \cdot x)}{(1 - \exp(-Ntu \cdot x))} \right)^{-1} \quad (3.22)$$

$$x = (1 + c^2)^{0.5} \quad (3.23)$$

Se limita el salto térmico máximo como la resta entre las temperaturas a la entrada de ambos fluidos. Con esto se determina el máximo calor trasferible en el equipo y el que se transfiere al considerar la efectividad, por medio de las ecuaciones (3.24) y (3.25), respectivamente.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{NTU} = \epsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad (3.25)$$

La condición del Estado 2 se rige por el diagrama de la Figura 3-8, el cual indica que si la temperatura de entrada del agua es menor o igual a la de rocío y el calor $\dot{Q}_{NTU}$ es mayor o igual al $\dot{Q}_{sat}$, entonces es posible saturar el aire y la transferencia de energía del proceso 1-2 se fija en este último y en su defecto, si no se cumplen estas condiciones, el calor del proceso 1-2 se fija en $\dot{Q}_{NTU}$, lo cual implica que no se alcanza el punto de rocío.

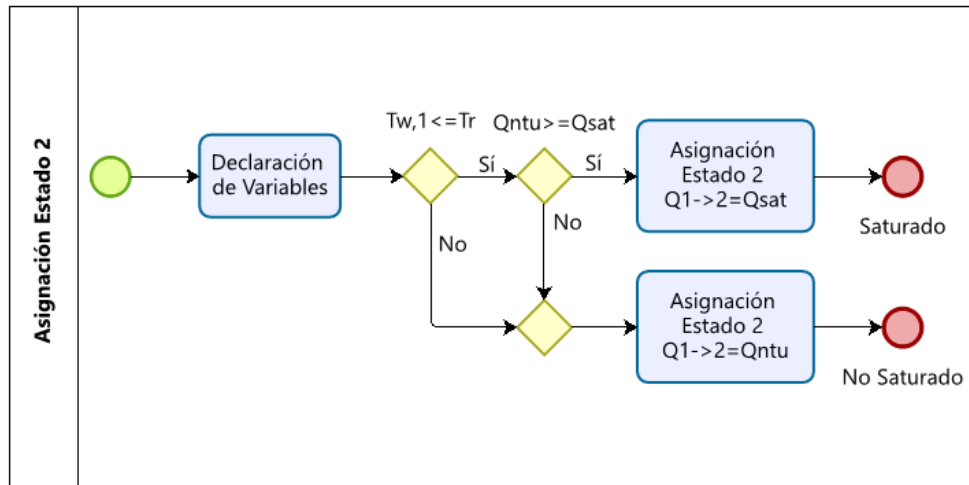


Figura 3-8: Diagrama de condiciones para el cálculo de la transferencia de calor entre el Estado 1 y Estado 2. Fuente: Elaboración propia.

Establecida la condición del Estado 2 se prosigue a determinar las propiedades de los fluidos y la porción del equipo utilizada hasta este punto. La entalpía del aire queda determinada con la ecuación (3.26), con esta se calcula la temperatura, en conjunto con la relación de humedad, por medio de la ecuación (A.7), la cual es corregida a la temperatura de rocío cuando se llega a la saturación. Con esta, la relación de humedad y la ecuación (3.2) se determina el calor específico del aire húmedo. Si hay saturación la humedad relativa de este estado se fija en la unidad, en caso contrario se calcula con la ecuación (A.2). La temperatura del agua se extrae de (3.27).

$$h_{a,2} = h_{a,1} - \frac{\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}}{\dot{m}_{a,1}} \quad (3.26)$$

$$T_{w,2} = \frac{\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}}{\dot{m}_{w,1} \cdot C p_w} + T_{w,1} \quad (3.27)$$

Con respecto al largo usado hasta este estado se tiene que está definido por medio de la ecuación (3.28) , donde $LMTD$ corresponde a la temperatura media logarítmica entre los fluidos, la cual responde a la ecuación (3.29), donde los deltas de temperatura se definen con (3.30) y (3.31).

$$L_{1 \rightarrow 2} = \frac{\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}}{U \cdot \pi \cdot \phi_{e_{tubos}} \cdot n_{tubos} \cdot LMTD} \quad (3.28)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (3.29)$$

$$\Delta T_1 = T_{a,2} - T_{w,1} \quad (3.30)$$

$$\Delta T_2 = T_{a,1} - T_{w,2} \quad (3.31)$$

La transferencia de calor entre el Estado 2 y 3, $\dot{Q}_{2 \rightarrow 3}$, se determina con la misma función $e-NTU$, cambiando el área de transferencia por la que resta del proceso anterior. Se considera el mismo coeficiente global de transferencia para ambas secciones.

Finalmente se determinan las propiedades a la salida del equipo y la producción de destilado. La relación de humedad en el Estado 3 se calcula con la ecuación (A.2), donde la entalpía se extrae de (3.26) a las condiciones del proceso. La producción de agua destilada se determina con la ecuación (3.32). Cabe destacar que, si no hay saturación, la porción del equipo restante es cero, por tanto, las propiedades a la salida corresponderían a las del Estado 2 y la relación de humedad no cambia con respecto a la entrada, lo cual implica que $\dot{m}_d$ es nulo.

$$\dot{m}_d = \dot{m}_{a,1} \cdot (\omega_1 - \omega_3) \quad (3.32)$$

El modelo del deshumidificador detallado anteriormente se resume en el diagrama de la Figura 3-9.

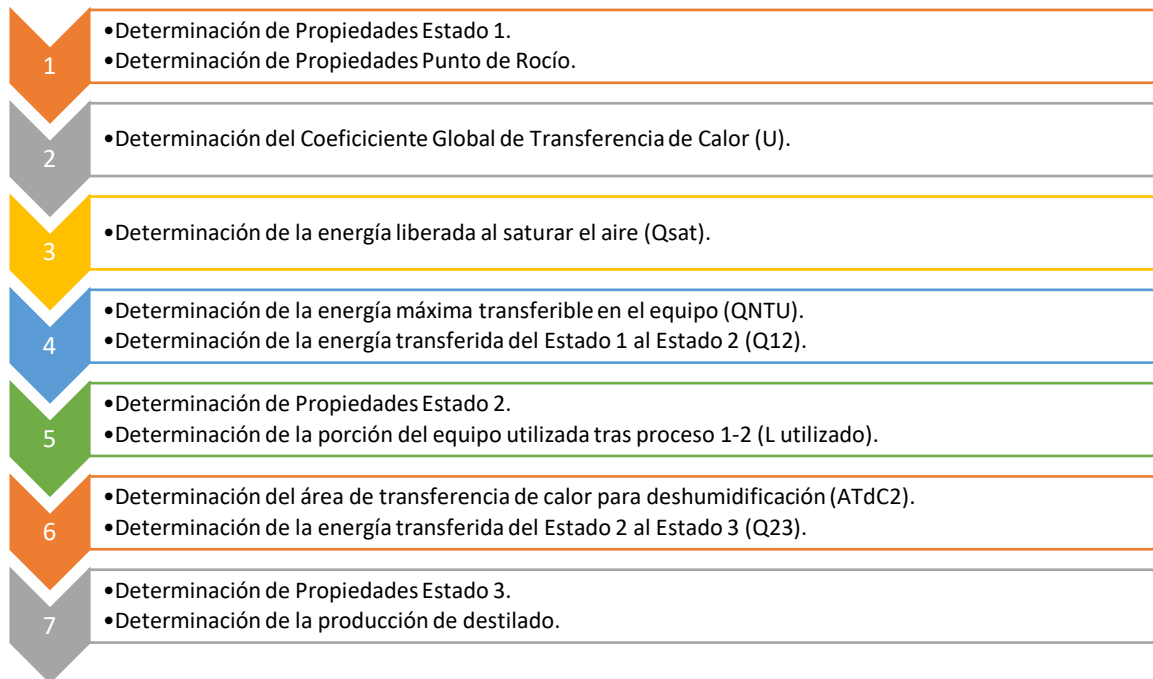


Figura 3-9: Diagrama de proceso del modelo matemático del deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.

3.2.1.4. Consideraciones y supuestos

- Presión constante y atmosférica.
- El equipo es adiabático.
- Las propiedades de los fluidos son determinadas mediante regresiones lineales.
- Estado estacionario en cada paso de tiempo.
- La geometría del equipo está limitada a tubo y carcasa, pero sus dimensiones son un parámetro variable.
- Propiedades termofísicas del agua constantes.
- Regresiones del aire válidas entre 10 °C y 60 °C y humedad relativa mayor o igual a 50%.
- Regresiones del agua válidas entre 5 °C y 50 °C.
- No hay acumulación de masa al interior del equipo.
- Caudal de agua máximo estudiado de 600 kg/h , con posibilidad de incremento.
- Caudal máximo de aire 5000 kg/h .
- Correlaciones válidas para 1 atm.

3.2.2. Humidificador

3.2.2.1. Funcionamiento

El modelo de este componente considera la transferencia de calor y masa, producto del gradiente de temperatura y concentración de vapor, en la interfaz entre la masa de aire y agua que ingresan al dispositivo a contraflujo. El aire lo hace por la parte inferior, mientras que el agua por la superior. El sistema es dividido en niveles, donde el primer nivel concierne la entrada de aire y salida de agua, mientras que el último corresponde a la salida de aire y entrada de agua por la parte superior.

El funcionamiento de este equipo se rige bajo los lineamientos del análisis de Poppe sobre el estudio de enfriamiento evaporativo en torres de enfriamiento húmedas en contraflujo desarrollado por Ph.D Johannes Cristiaan Kloppers. Este método permite predecir con precisión el estado del aire a la salida del dispositivo para un gran espectro de condiciones operacionales.

El modelo, a grandes rasgos, estima la temperatura de salida del agua y la humedad específica del aire a la salida, para así establecer las condiciones base del primer nivel y así resolver los demás niveles en función del anterior con un método numérico a elección. Luego se verifica la humedad específica del aire a la salida con la calculada por medio del método, si esta cumple la condición de convergencia termina el ciclo, sino se actualiza su valor y se vuelve a calcular la torre completa hasta que se cumpla o en su defecto, hasta que la cantidad de iteraciones supere el máximo establecido.

3.2.2.2. Volumen de control

Para lograr determinar de una forma óptima y asertiva las condiciones a la salida del equipo, este se analiza tal como se muestra en la Figura 3-10, en donde se visualizan los niveles antes mencionados. Cada intervalo de niveles corresponde a un volumen de control.

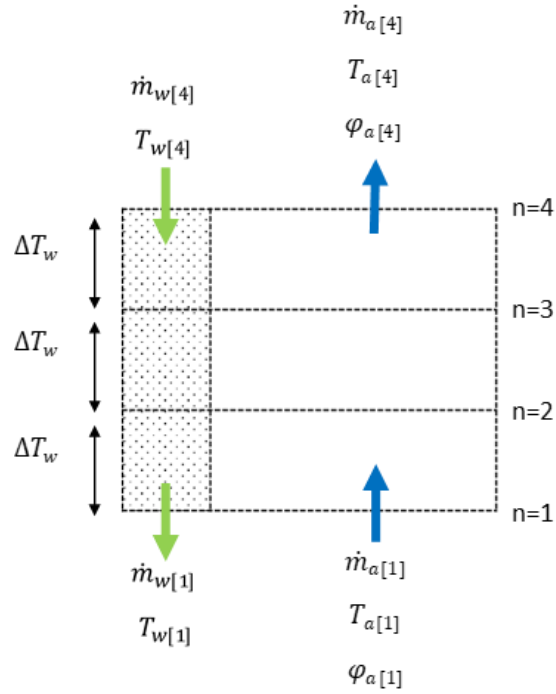


Figura 3-10: Esquema general del humidificador. En verde se visualiza el flujo de agua, mientras que en azul el de aire. La variable n indica el nivel correspondiente. Fuente: Adaptado de [21].

Dentro del humidificador los fluidos están en contacto, pero a modo de representar el proceso, se dispone esquemáticamente el agua en el lado izquierdo, mientras que el aire al derecho, tal como se muestra en la Figura 3-11, para así visualizar la transferencia de calor y masa entre los fluidos implicados. Este esquema caracteriza al volumen de control utilizado en el análisis de este equipo.

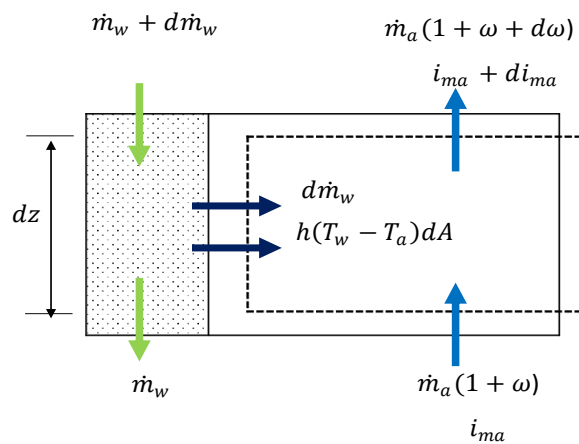


Figura 3-11: Volumen de control principal del humidificador. En verde se representa el flujo de agua, mientras que en azul el de aire. Fuente: Adaptado de [21].

Cabe destacar que el proceso de transferencia ocurre en el empaquetamiento por lo que se considera la altura del empaque como el nivel superior del volumen de control. En este modelo se considera un empaquetamiento de tipo película.

3.2.2.3. Modelo matemático

Como se describió anteriormente, el componente se segmentó de forma vertical en varios volúmenes de control. El discretizar el equipo permite minimizar los errores a la hora de estimar las condiciones a la salida de este.

El primer supuesto de este modelo es que, en cada sección del humidificador, el salto térmico del agua es el mismo y se calcula con la ecuación (3.33), donde d representa la cantidad de niveles en la que se divide el humidificador. El modelo comienza a tener validez a partir de dos puntos, que en definitiva es cuando se considera un único volumen de control.

$$\Delta T_w = \frac{T_{w_i} - T_{w_o}}{d - 1} \quad (3.33)$$

Se utiliza ΔT_w como parámetro, ya que el modelo desarrollado por [22] tiene como objetivo estimar la temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento húmeda, pues dicha agua, por lo general, es reincorporada al proceso. En este caso, se extrapola este objetivo al aire, puesto que este constituye un ciclo cerrado dentro del proceso de desalinización, en cambio el agua, es eliminada en forma de salmuera de rechazo, por tanto, dejan de tener importancia sus condiciones a la salida, sin embargo, como parámetro de control sigue teniendo validez, pues es más sencillo predecir su comportamiento que el del aire húmedo.

Por otra parte, dadas las condiciones operacionales de la planta a simular se tiene que la probabilidad de generar vapor sobresaturado es prácticamente nula, sin embargo, por temas de convergencia en las estimaciones de las temperaturas de bulbo húmedo en los niveles y para ampliar aún más el rango de funcionamiento, se resuelven las ecuaciones diferenciales para el caso en el que el aire a la salida del humidificador posee un exceso de vapor de agua, el cual se condensará como niebla. Por ello, se generan dos sistemas de ecuaciones, uno para el caso subsaturado y otro para el caso sobresaturado.

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos de transferencia en el humidificador se obtienen a partir de balances de masa y energía, los cuales son explicados en detalle en el Apéndice B: Derivación de sistema de ecuaciones para torres de enfriamiento húmedas. A continuación se

presentan las seis ecuaciones principales tras dicha derivación, las cuales se distinguen dependiendo de la condición de saturación del aire.

Caso subsaturado:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{C_{pw} \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) (\omega_{sw} - \omega)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \quad (3.334)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w C_{pw}}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{C_{pw}T_w(\omega_{sw} - \omega)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \right) \quad (3.345)$$

$$\frac{Mep}{dT_w} = \frac{C_{pw}}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \quad (3.36)$$

Caso sobresaturado:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \left(\frac{\frac{C_{pw}\dot{m}_w}{\dot{m}_a} (\omega_{sw} - \omega_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \right) \quad (3.35)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{C_{pw}\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{C_{pw}T_w(\omega_{sw} - \omega_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \right) \quad (3.36)$$

$$\frac{Mep}{dT_w} = \frac{C_{pw}}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \quad (3.37)$$

Donde $C_p, \omega, \dot{m}, i_{ma}, Le_f$ y Mep corresponden al calor específico, humedad específica, flujo másico, entalpía, factor de Lewis y número de Merkel respectivamente. Éstas dos últimas variables caracterizan el proceso de transferencia de masa en el dispositivo y son detalladas en el apéndice correspondiente. Los subíndices sw, ss, sa, a, w y v se utilizan para señalar a qué fluido corresponde cada propiedad, estado en el que se encuentra el aire y/o para aludir a qué temperatura estas son evaluadas, siendo estos referidos respectivamente a agua salada, sobresaturado, saturado, aire, agua y vapor.

El método numérico utilizado para resolver las ecuaciones diferenciales es Runge Kutta de cuarto orden y las cuatro variables de este método son T_w , ω , i_{ma} o i_{ss} , dependiendo del caso, y Mep .

La forma de proseguir del método se muestra de forma esquemática en el diagrama de flujo de la Figura 3-12, donde Dw , $Dima$ y $DMep$ corresponden a $d\omega$, di_{ma} y $dMep$ de las ecuaciones (C.1), (C.2), (C.3), respectivamente del Apéndice C: Método Runge Kutta. El paréntesis que acompaña a cada una de estas variables indica el nivel en el que se está evaluando la derivada y el paso del método.

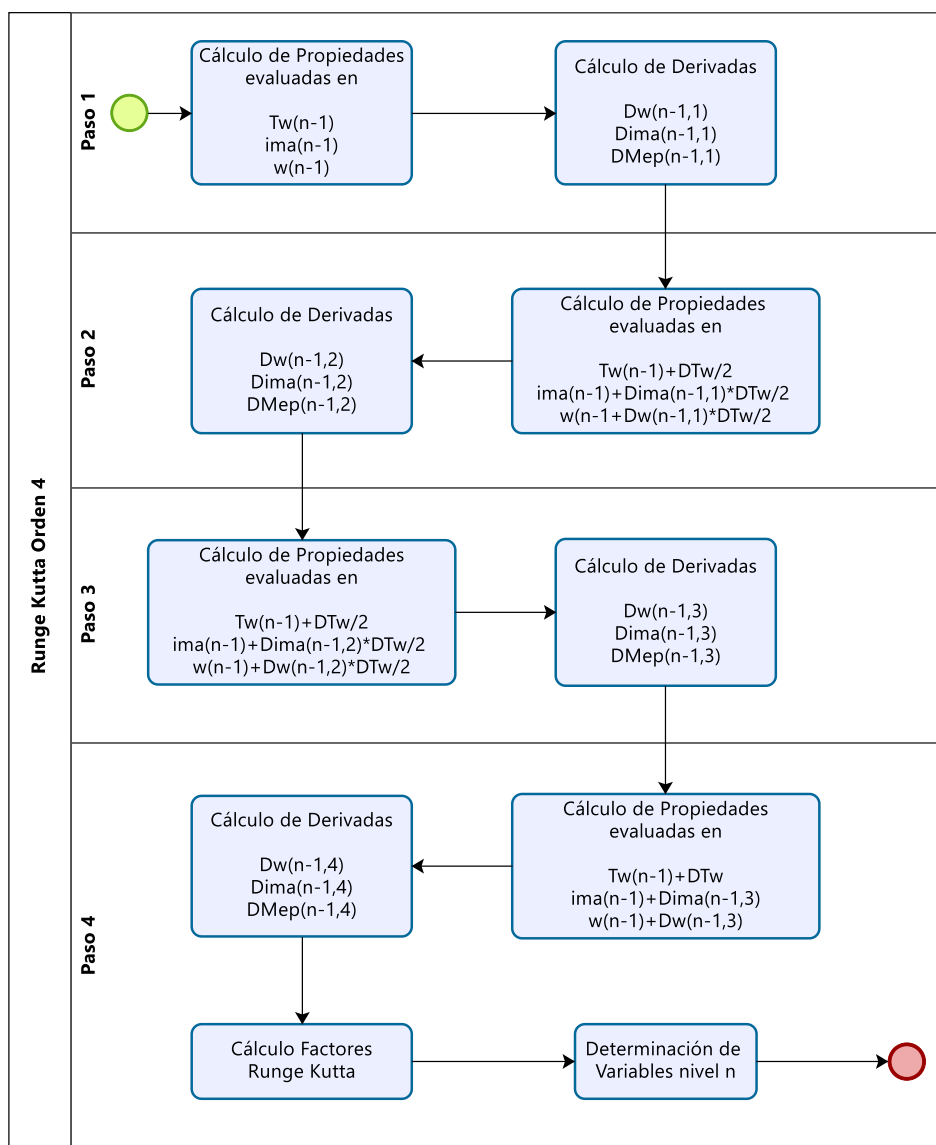


Figura 3-12: Diagrama de flujo del método Runge Kutta de orden cuatro. Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, con respecto a cómo se implementó este modelo numérico en lenguaje codificado, se tiene que se dividió en módulos, los cuales son definidos en subrutinas escritas en Fortran. La primera subrutina llamada “Humidificador” se describe en el diagrama de flujo de la Figura 3-13.

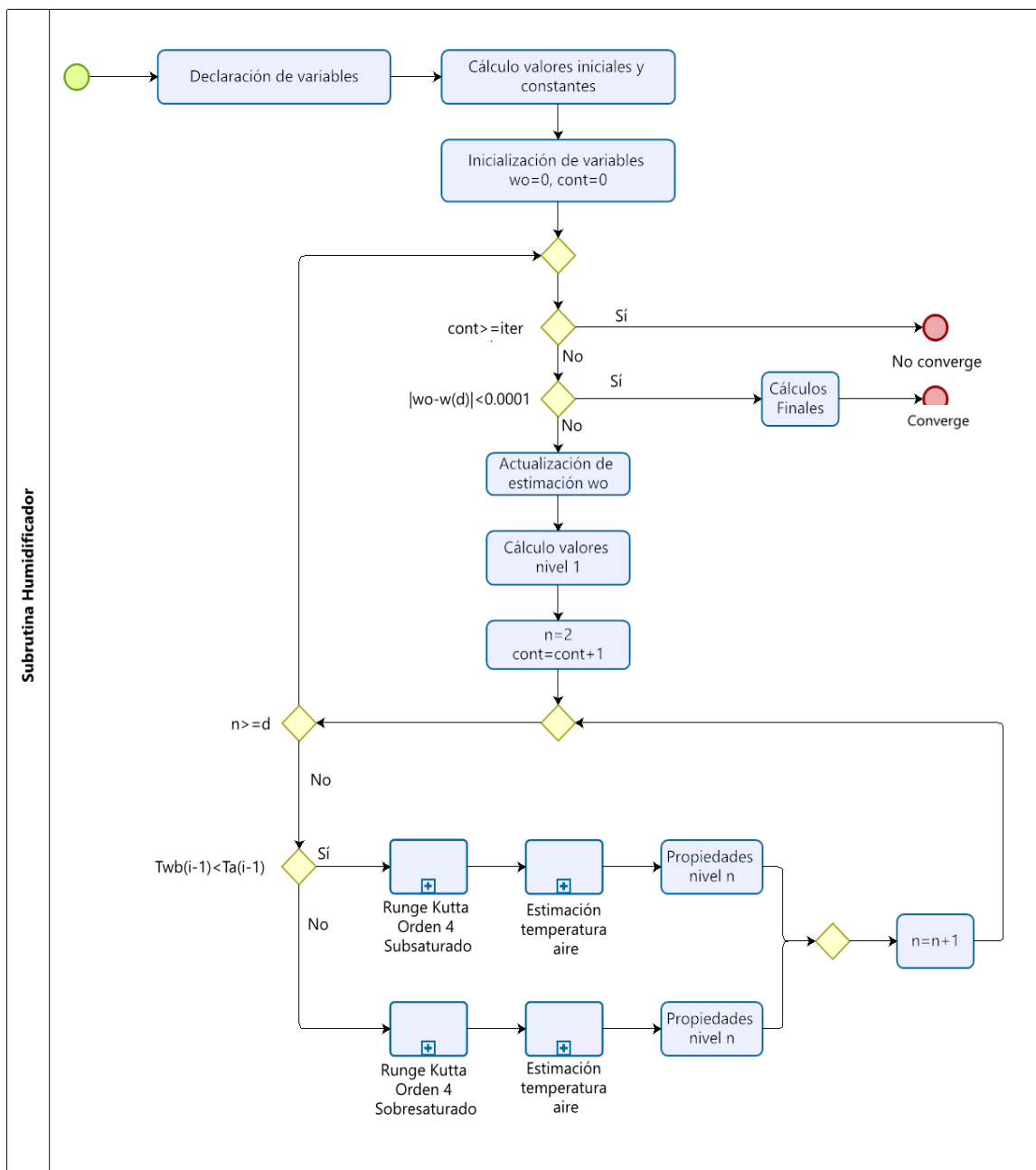


Figura 3-13: Diagrama de flujo de modelo matemático del humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Las subrutinas siempre comienzan con la declaración de las variables utilizadas en ellas, luego de esta, se realizan cálculos directos simples, y luego la inicialización de las variables relevantes y pivotes.

En el caso de la subrutina “Humidificador” se tiene que esta toma como variable pivote a la humedad específica del aire a la salida del equipo ω_o , lo cual significa que se itera en función de dicha variable y la convergencia depende en esencia de la cantidad de volúmenes de control y de la estimación en la iteración anterior de la variable en cuestión. Si la estimación actual con la anterior tiene una diferencia máxima de 10^{-4} el sistema converge, en caso contrario si no se alcanza a lograr esta diferencia antes de que el contador supere la cantidad máxima de iteraciones, el sistema no converge y arroja como outputs las condiciones evaluadas en la iteración anterior.

El ciclo comienza inicializando ω_o y al contador en cero. La condición para ingresar al ciclo se da al comparar la estimación actual de la humedad específica $\omega(d)$ con la de la iteración anterior, es decir, ω_o y al comparar el contador con la cantidad de iteraciones máximas. Por defecto, la primera vez siempre se ingresa al ciclo y de la segunda en adelante depende de la condición de convergencia.

Al ingresar al ciclo de convergencia se actualizan las condiciones en el primer volumen de control. Luego se comienza a recorrer el equipo de abajo hacia arriba y dependiendo del estado de saturación del aire se resuelve el sistema mediante Runge Kutta de cuarto orden y se estima un nuevo valor de $\omega(d)$. Se resuelven tantos Runge Kuttas como intervalos se hayan seteado en el modelo. Finalmente, se estudia la condición de convergencia del sistema, si aplica se vuelve a recorrer el humidificador, sino se da por finalizado el flujo.

Un aspecto importante por considerar es el procedimiento que se lleva a cabo para determinar la condición de saturación del aire a la salida de un intervalo. Este proceso se basa en estimar las temperaturas de bulbo seco y húmedo del aire a la salida del volumen de control, a partir de la entalpía y la humedad calculadas tras la resolución del Runge Kutta. Primeramente, se calcula la temperatura de bulbo seco, lo cual se hace despejándola de la ecuación (B.11), con lo cual queda descrita de la siguiente manera:

$$T_a = \frac{I_{ma} - \omega \cdot I_{fgwo}}{C_{pa} + C_{pv} \cdot \omega} \quad (3.38)$$

Este proceso constituye un método iterativo de estimación de la temperatura del aire y finaliza cuando la iteración actual con la anterior tiene una diferencia de $10^{-4} \text{ }^{\circ}\text{C}$. Con la temperatura de bulbo seco se calcula la humedad específica suponiendo saturación. Luego se compara dicha humedad con la obtenida por medio del Runge Kutta y si esta última es menor, la condición a la salida del intervalo es insaturada, en caso contrario el aire está sobresaturado y se debe recalcular la temperatura del aire. En este caso la temperatura de bulbo húmedo toma el valor de la temperatura de bulbo seco, en cambio para el caso en el que se está bajo la línea de saturación, se determina con la correlación (A.9) del Apéndice A: Correlaciones lineales en la sección Humidificador. El recalcular la temperatura seca constituye otro método iterativo, el cual termina cuando la iteración actual con la anterior tiene una diferencia menor a $10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}$. El aire se sobresatura a mayores temperaturas por lo que en cada iteración se le suma 10^{-4} a su valor, para que con este se recalculen las propiedades y por medio de la ecuación (3.39) se establezca la temperatura del aire, hasta cumplir el criterio de convergencia.

$$T_a = \frac{i_{ma} - \omega_{sa} \cdot i_{fgwo}}{C_{pa} + C_{pv} \cdot \omega_{sa} + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pws}} \quad (3.39)$$

Lo anterior es representado como un subproceso llamado “Estimación temperatura aire” en el diagrama de flujo de la Figura 3-13. Cabe destacar que, si el aire entra en la zona sobresaturada en un nivel, el sistema sigue considerando este estado hasta llegar a la salida del empaquetamiento.

En resumen, la subrutina Humidificador determina las condiciones a la salida tanto del aire, como del agua, dadas las condiciones iniciales de flujo y temperatura, un valor estimado de la temperatura del agua a la salida y una estimación inicial de la humedad específica a la salida del aire, la cual se fija en $0,02 \text{ kg/kg}_{\text{aire seco}}$. Se elige este valor porque, según los datos medidos por Mauricio Reyes a la entrada del humidificador, la temperatura en este punto es en promedio $30,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, asumiendo humedad relativa del 100%, la humedad específica es 0,028, por tanto, el contenido de humedad será siempre mayor a 0,02 a la salida del humidificador.

Con respecto al valor de temperatura de agua a la salida que se le debe entregar a la subrutina Humidificador para que realice los cálculos respectivos, se tiene que este es entregado por la subrutina “Temperatura Final” la cual está definida por el diagrama de flujo de la Figura 3-14. Esta subrutina tiene como objetivo encontrar una temperatura del agua tal que el número de Merkel calculado mediante la subrutina Humidificador tenga una diferencia máxima de 0,01 con respecto al calculado directamente mediante la ecuación (3.40) la cual es una relación experimental

desarrollada por Ph.D Johannes Cristiaan Kloppers en [22] la cual representa la transferencia para todas las diferentes alturas de empaquetamiento de tipo película.

$$Mepoe = 1,722176 \cdot Gw^{0,448804} \cdot Ga^{0,778434} \cdot Lfi^{-0,315937} \cdot T_{wi}^{-0,132799} \quad (3.40)$$

Donde Gw , Ga están definidas por las ecuaciones (3.41) y (3.42), respectivamente.

$$Gw = \frac{\dot{m}_{wi}}{A_T} \quad (3.41)$$

$$Ga = \frac{\dot{m}_{ai}}{A_T} \quad (3.42)$$

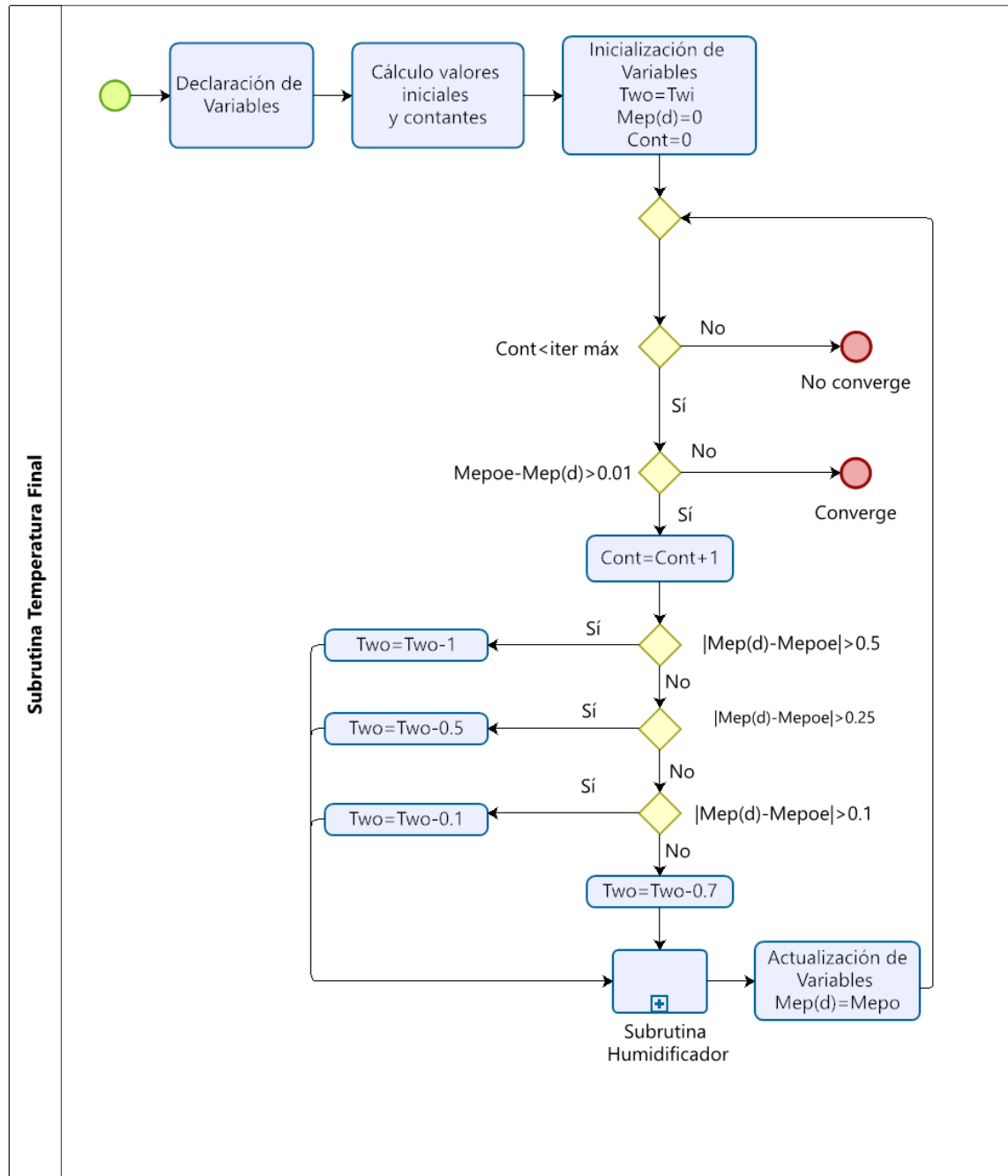


Figura 3-14: Diagrama de flujo de la Subrutina “Temperatura Final” perteneciente al modelo del humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Se asume como estimación inicial que el agua sale del equipo con la misma temperatura que con la que entra. Con esto se asegura de que para que converja el modelo se tiene que ir restando grados a la variable. Mientras mayor es la diferencia entre los números de Merkel, mayor es la variación en

la temperatura del agua, de tal manera de acercarse más rápido y teniendo la precaución de no pasarse. Con cada iteración se llama a la subrutina Humidificador con la cual se determinan las variables en todos los niveles del equipo.

Al realizar varias simulaciones del modelo se estudió la convergencia en función de la cantidad de volúmenes de control y se verificó que a partir de tres intervalos el sistema logra arrojar valores estables y las ganancias al agregar un nuevo volumen no son significativas.

3.2.2.4. Consideraciones y supuestos

- Salto térmico del agua constante en cada volumen de control.
- Se desprecia la transferencia de calor hacia el exterior. El equipo es adiabático.
- La temperatura es uniforme en cualquier punto de la sección transversal horizontal.
- El área de la sección transversal del humidificador es uniforme.
- La transferencia de energía ocurre solo en el dominio del empaquetamiento.
- El empaque utilizado es de tipo película.
- Caudal de agua máximo 600 kg/h .
- Caudal máximo de aire 5000 kg/h .
- Estimación inicial de humedad específica a la salida del humidificador igual a 0,02.
- Estimación inicial de la temperatura de salida del agua igual a la temperatura del agua a la entrada de equipo.
- Correlaciones válidas para 1 atm .

Capítulo 4

4.1. Validación de modelos numéricos

La validación de los modelos se hizo de forma independiente, numérica y por comportamiento. Se simularon en TRNSYS ambos Types desarrollados y se validaron las salidas de ellos con datos obtenidos por observación directa en la planta prototipo que se encuentra en el Laboratorio de Energías Renovables (LER) de la Universidad y con los extraídos del modelo desarrollado por [17].

Se tienen datos de los días 26 y 27 de marzo de 2019 para la validación. Las validaciones fueron realizadas con flujos máscos constantes de aire y agua de 700 *kg/h* y 280 *kg/h*, respectivamente, con humedad relativa del 100% y 8 *m*² de área de colección.

4.1.1. Deshumidificador

El esquema de la simulación realizada en TRNSYS para la validación del deshumidificador se presenta en la Figura 4-1, donde se dispone de los Types 9, 246 y 25, los cuales corresponden a un procesador de archivos de texto para la lectura de los inputs, el deshumidificador desarrollado y una impresora para la visualización de los outputs, respectivamente.

Los parámetros de simulación se presentan en la Tabla 4-1 y la base de datos para el análisis de la validación se presenta en la Tabla D-1, Tabla D-2, Tabla D-3 y Tabla D-4 del Apéndice D: Datos para validación en la sección Deshumidificador.

Se analizan las variables clave del deshumidificador, las cuales corresponden a las temperaturas del aire y del agua a la salida del equipo y a la producción de destilado obtenida.

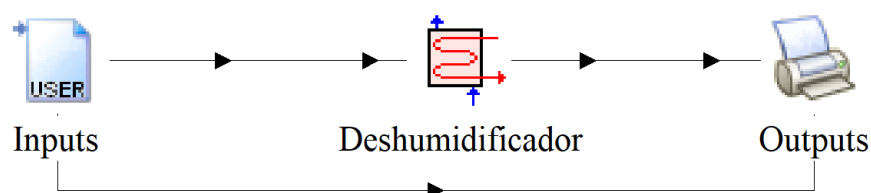


Figura 4-1: Esquema gráfico de simulación para validación del Type 246 en Simulation Studio TRNSYS correspondiente al deshumidificador. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4-1: Parámetros geométricos de simulación de Type 246.

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro interno carcasa	133	mm
Número de tubos	84	-
Largo de tubos	760	m
Espesor de tubos	0,85	mm
Diámetro externo tubos	9,525	mm

En la Figura 4-2 y Figura 4-3 se visualiza que, para ambas muestras, las temperaturas del agua y aire a la salida del equipo obtenidas con los modelos tienen un comportamiento similar, en tendencia y en valor numérico, a la observada.

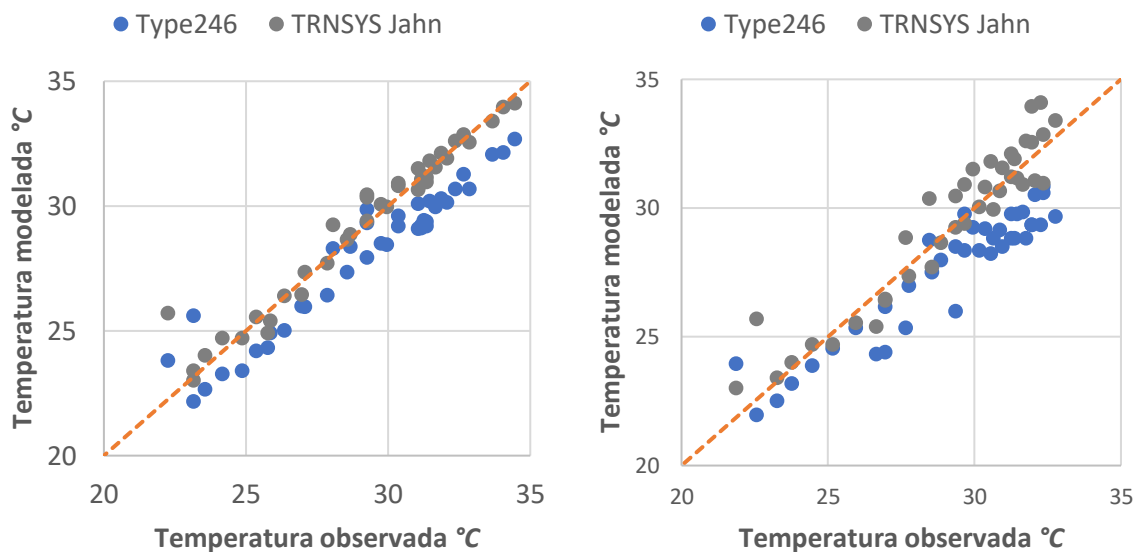


Figura 4-2: Temperatura del agua a la salida del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Natalia Jahn [17] y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

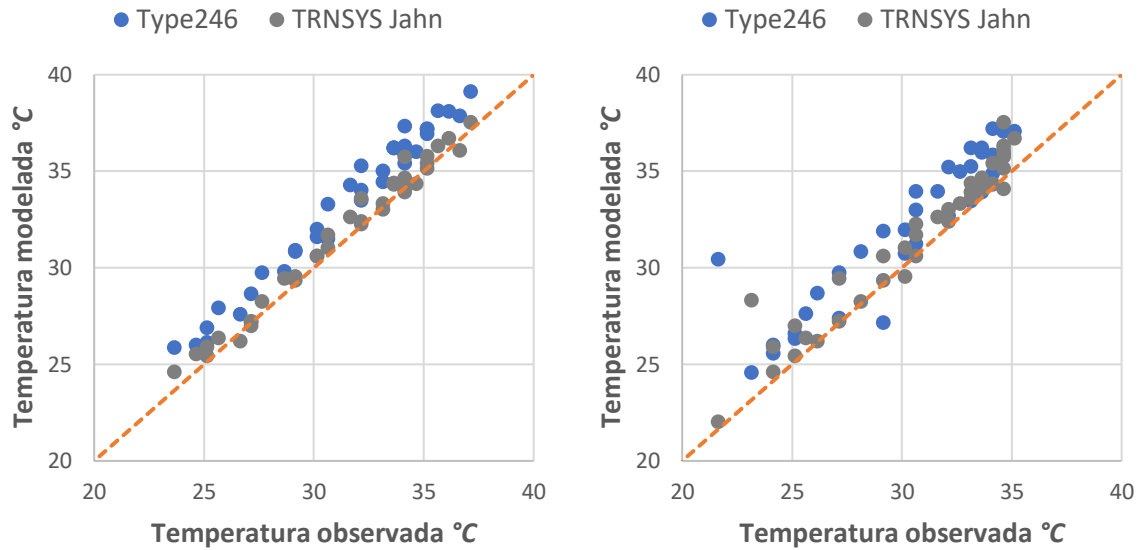


Figura 4-3: Temperatura del aire a la salida del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Jahn y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, al comparar los resultados con los obtenidos por Jahn [17], se tiene que las variaciones encontradas se explican por la efectividad que se calcula para el equipo, puesto que el modelo a validar considera una ecuación para intercambiadores de tubo y carcasa, mientras que el otro considera flujo cruzado con una eficiencia máxima de 0,7. La eficiencia promedio para el Type246 es del 55%, mientras que para el otro alcanza un 67%, dado el caso de estudio descrito.

El modelo actual entrega un 6% como error promedio, con respecto a los datos observados, referido a la temperatura del aire a la salida y un 5% a la del agua, ambos obtenidos para la muestra del 27 de marzo. El día 26 de marzo se obtuvieron errores promedio del 4% y 6% para el caso del agua y aire respectivamente.

Con respecto a la producción de destilado tras un día de funcionamiento, se puede verificar que, en términos generales, el modelo actual responde a lo observado, sin embargo, existen mayores errores en las estimaciones. Lo anterior se puede visualizar en la Figura 4-4 que, al comparar ambos días se verifica que se obtuvo mejores resultados el día 27 de marzo, en donde el error alcanzó un 1% al

comparar la cantidad total de destilado producido en el día, mientras que para la muestra del día 26 de marzo se obtuvo un error del 12%.

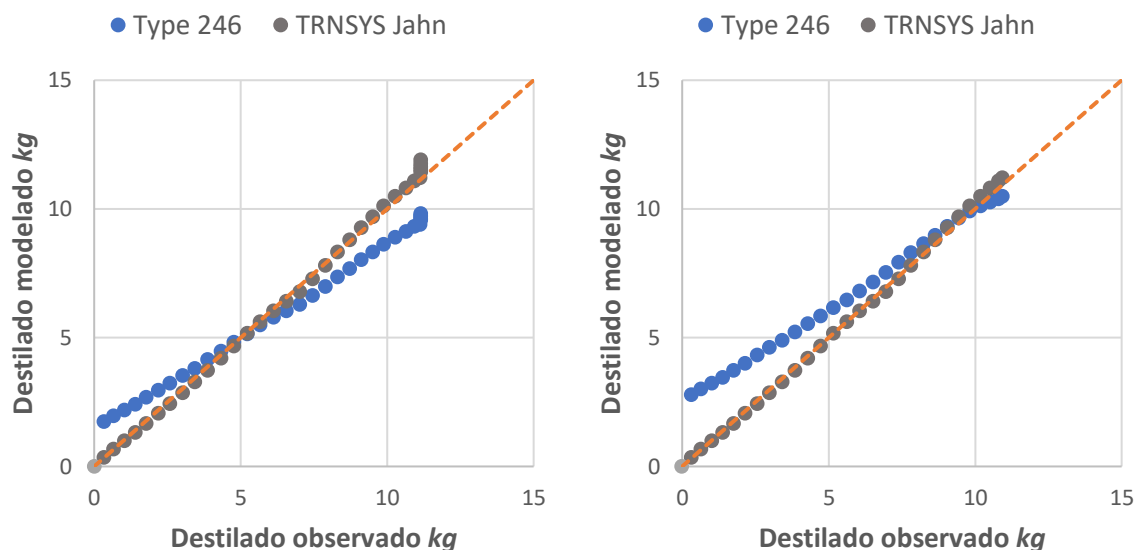


Figura 4-4: Producción de destilado acumulada tras un día de funcionamiento del deshumidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por Jahn y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

Cabe destacar que a pesar de que el modelo anterior tiene menores errores asociados, bajo estas condiciones operacionales, los errores obtenidos en el actual no son significativos y se considera como validado y representativo al real. Además, el modelo actual tiene un espectro de funcionamiento mayor y está diseñado para ser utilizado bajo diferentes condiciones, por lo que permite analizar más casos.

4.1.2. Humidificador

El esquema de la simulación realizada en TRNSYS para la validación del humidificador se presenta en la Figura 4-5, donde se dispone, al igual que en el caso del deshumidificador, de los Types 9 y 25 para procesar los datos y del Type 464 el cual corresponde al humidificador desarrollado.

Como datos geométricos solo se requiere de la altura del equipo y del diámetro de este, los cuales son 783 mm y 600 mm, respectivamente. La data para el análisis de la validación se presenta en la Tabla D-5, Tabla D-6 y Tabla D-7 en la sección Humidificador del Apéndice D: Datos para validación.

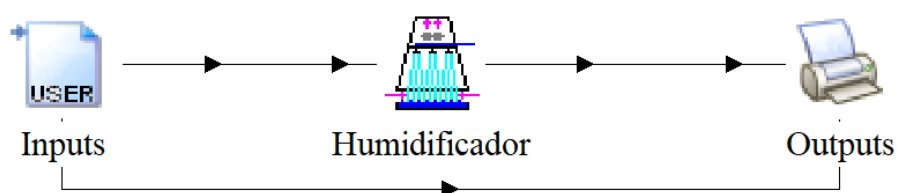


Figura 4-5: Esquema gráfico de simulación para validación del Type 464, correspondiente humidificador. Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4-6 se visualiza que, para ambos días, la temperatura del aire a la salida del equipo obtenida con el modelo es representativa, pues los datos se concentran en la línea central. Para la muestra del 26 de marzo no se contabilizan las dos primeras entradas pues en los datos observados el aire sale con una temperatura mayor que con la que entra el agua, lo cual no es termodinámicamente posible. Considerando lo anterior, se obtienen errores promedio del 3 y 2% para los días 26 y 27 de marzo, respectivamente al comparar la temperatura de salida del aire del modelo actual con lo observado en el LER. Al hacer el mismo ejercicio con el modelo desarrollado por [17], se obtiene un error promedio del 1%, lo cual es significativamente bajo.

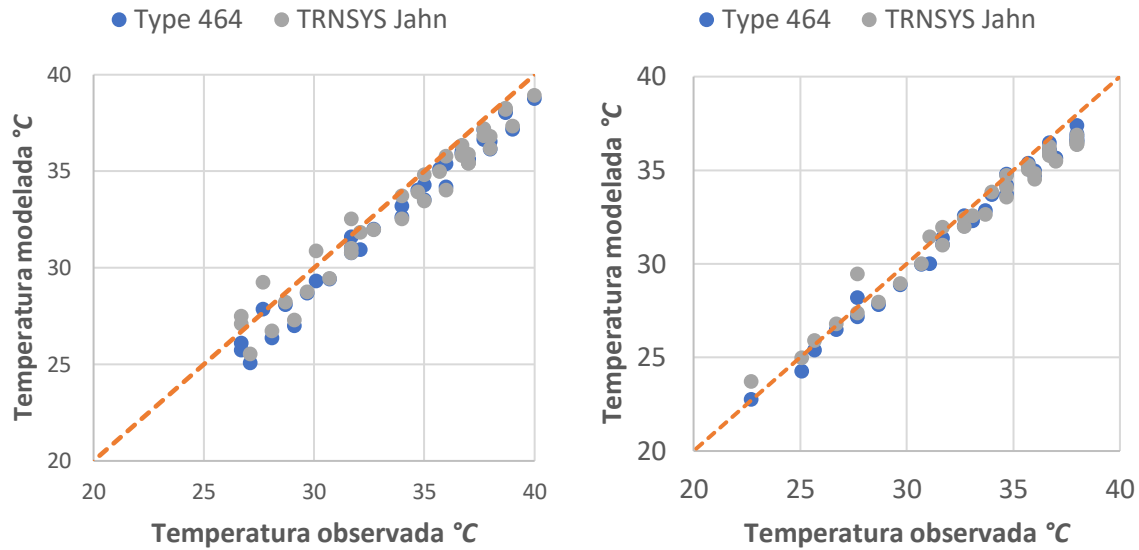


Figura 4-6: Temperatura del aire a la salida del humidificador. Se muestran los resultados del modelo desarrollado por [17] y el descrito en esta investigación, para dos muestras. Se presentan los datos recopilados para el 26 y 27 de marzo de 2016, a la izquierda y derecha, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

Para verificar que el modelo funciona correctamente, se estudió la conservación de energía en el sistema. Los datos obtenidos se encuentran tabulados en la Tabla D-7 y se representan en la Figura 4-7, donde se visualiza que la cantidad de energía liberada por el agua es absorbida por el aire, pues el sistema se considera adiabático. Con respecto a estos resultados se obtiene un error promedio del 0,2%, lo cual indica que el modelo responde perfectamente a lo teórico esperado.

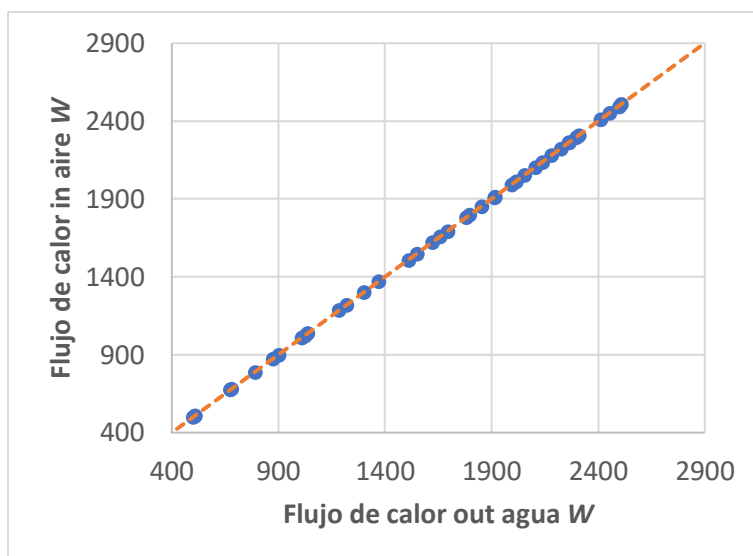


Figura 4-7: Conservación de energía en el humidificador. Fuente: Elaboración propia.

Lo expuesto anteriormente permite validar a los modelos desarrollados, pues se obtienen errores bajos, donde el promedio máximo fue de 6,5%. El único parámetro con errores importantes es el flujo másico de destilado. Esto probablemente se deba a que la toma de datos no fue la más idónea en la muestra del 26 de marzo, o por el indudable hecho de que los equipos aumentan su temperatura al estar expuestos a la radiación solar o también se puede deber a que la eficiencia del modelo actual restringe muy fuertemente al funcionamiento y por esta razón el aire sale más cálido y el agua más fría que lo observado en el LER y a lo modelado por [17].

Capítulo 5

5.1. Integración de componentes a sistema HDH en TRNSYS

5.1.1. Sistema inicial

Como sistema base se considera el desarrollado por Jahn [17]. Su simulación en TRNSYS fue presentada en la Figura 2-6. En esta se visualizan los colectores solares, los Types de geografía y clima, el intercambiador de calor, las bombas, el ventilador y las calculadoras que simulan el funcionamiento del humidificador y deshumidificador.

A continuación, se desglosan cada uno de los elementos señalados.

Colectores solares:

Los colectores solares utilizados son de tubo evacuado y poseen un área de colección de 8 m^2 . El Type utilizado es el 538, provisto por la librería de TESS. En este la eficiencia se calcula de forma cuadrática en base a los parámetros entregados en la simulación. Como fluido térmico se utiliza agua.

Intercambiador de calor:

El modelo utilizado para este elemento es el Type 91, el cual modela un intercambiador de calor sensible como un dispositivo de efectividad constante, que es independiente de la configuración del sistema. La tasa de transferencia de calor máxima posible se calcula en base a la tasa de capacidad mínima de fluido y a las temperaturas de entrada de fluido del lado frío y del lado caliente. Para las simulaciones se supuso una eficiencia del 80%.

Bombas:

Se utilizan dos bombas de impulsión, modeladas por el Type 3, una para el caudal del fluido térmico en los colectores solares y la otra para el agua a purificar. Las bombas hidráulicas permiten variar su velocidad y controlar el flujo en cada iteración, lo cual es posible mediante una señal de control que va entre 0 y 1 y multiplica al flujo máximo ingresado para así calcular el flujo de salida de la bomba. No se consideran deltas de temperatura en este elemento.

Ventilador:

El ventilador utilizado tiene como inputs el flujo másico y la temperatura del fluido a impulsar, este corresponde al Type 32. Por otra parte, este componente al igual que las bombas le es posible

regular su caudal mediante una señal de control. No se considera la variación de humedad en este equipo, por lo que la entrada de humedad relativa del aire al humidificador se extrae directamente del deshumidificador.

Para tener un control total de la planta se agrega un controlador, el cual regula el funcionamiento de las bombas y el ventilador. Esto principalmente, para evitar las fluctuaciones debido a la variación de la radiación durante el día y la noche. Este componente recibe la radiación global del explorador solar y cuando esta es menor a 200 W/m^2 detiene mediante una señal de control el flujo de las bombas y el ventilador. De esta manera se logra que el análisis de la planta se centre solo durante el día.

El deshumidificador en este sistema es modelado por dos calculadoras de TRNSYS definidas como “Condencer” y “e-NTU” en la Figura 2-6. Estas trabajan con ecuaciones simples que se ingresan directamente desde Simulation Studio. La primera se utiliza para calcular la eficiencia del equipo y la otra para calcular las propiedades finales de los flujos. Estos componentes funcionan como un intercambiador de calor en flujo cruzado. La eficiencia del sistema no es constante y se calcula en cada iteración por medio del método e-NTU. Para utilizar dicho método se requieren las capacidades caloríficas de los fluidos involucrados las cuales son calculadas por medio de regresiones lineales obtenidas mediante el software EES. La temperatura de salida del aire también es calculada con un ajuste polinómico de la curva psicrométrica, asumiendo en todo el proceso que el aire está saturado.

Por otra parte, el humidificador funciona de la misma manera que el deshumidificador, incorporando ecuaciones basadas en regresiones lineales, en una calculadora.

5.1.2. Sistema simulado

El sistema global de la planta de humidificación-deshumidificación simulada se presenta en la Figura 5-1 En esta se visualizan los colectores solares, los Types de geografía y clima, el intercambiador de calor, el humidificador, el deshumidificador, las bombas y el ventilador.

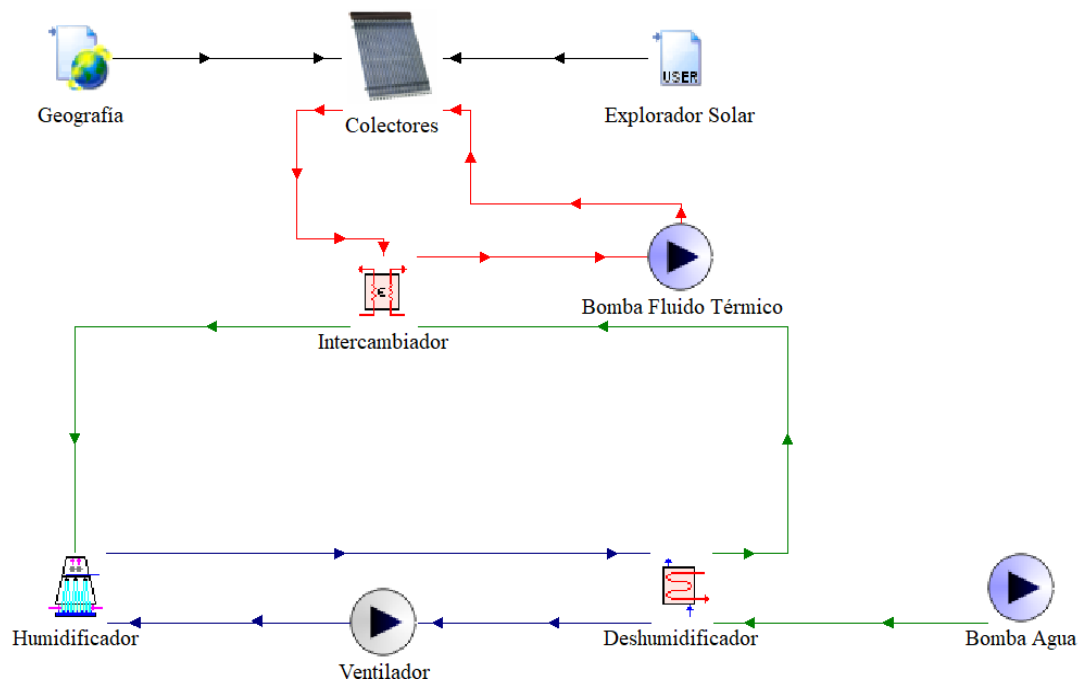


Figura 5-1: Diagrama en Simulation Studio TRNSYS de la planta de deshumidificación-humidificación modelada en la presente investigación. Fuente: Elaboración propia.

En esta simulación se utiliza el mismo Type para los colectores que en el caso base, pero con 16 m^2 . Las bombas son exactamente las mismas, al igual que el ventilador y los datos de geografía y clima corresponden al sector de El Olivar en la región de Valparaíso, datos extraídos del explorador solar del Ministerio de Energía [23]. El humidificador y deshumidificador son los modelos desarrollados en esta memoria.

5.2. Comportamiento de la planta

Para lograr verificar la versatilidad de los modelos, se realizaron seis estudios, los cuales se basaron principalmente en la variación de caudal y de la radiación incidente. Por otra parte, se estudió la relevancia de implementar un controlador que permita modificar el flujo de agua, de tal manera de lograr que la temperatura de esta a la entrada del humidificador sea constante.

Como parámetro operacional para analizar el comportamiento de la planta se consideró la producción de destilado lograda y la comparativa entre simulaciones se realiza con respecto a una base, en donde se simula la planta con un caudal de 700 kg/h , 280 kg/h y 468 kg/h , para el caso del aire, agua y fluido térmico respectivamente. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla E-1 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH.

En la Figura 5-2 se presenta la variación de las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida de los equipos, en la simulación base. Esta simulación contempló un día operativo de la planta. Esta figura demuestra que el intercambio de energía entre un fluido y otro se lleva a cabo, y que la variación de las temperaturas durante el día se rige por el comportamiento de la radiación incidente. El límite inferior lo marca la entrada de agua a purificar, mientras que el máximo lo fija el fluido térmico a la salida de los colectores solares.

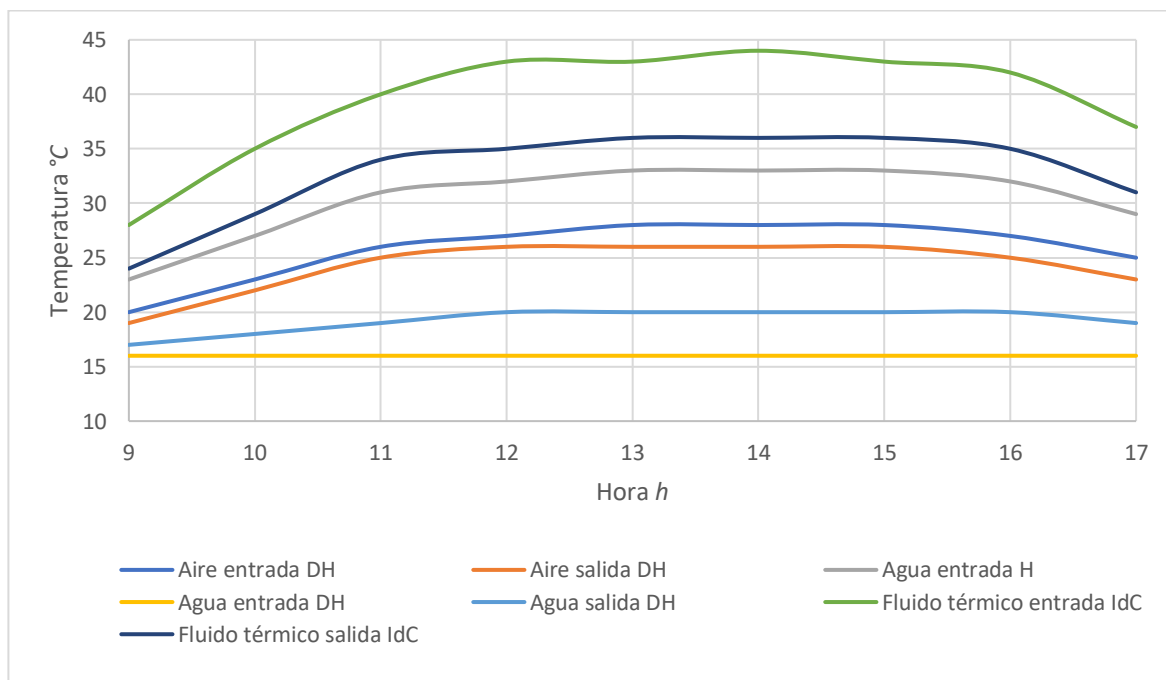


Figura 5-2: Temperatura de los fluidos a la entrada y salida de los equipos en un día de simulación. Las abreviaturas DH, H e IdC corresponden a “deshumidificador”, “humidificador” e “intercambiador de calor”, respectivamente. Fuente: Elaboración propia.

5.2.1. Comportamiento verano-invierno

En la Figura 5-3 se muestran los resultados obtenidos al simular durante una semana, en verano e invierno una planta situada en la región de Valparaíso y Antofagasta. Para el caso de verano se tomaron los datos de las 168 primeras horas, correspondiente a la primera semana de enero, mientras que para el caso de invierno se toman las horas desde la 3624 a la 3792, correspondientes a la primera semana de junio. En el Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH se encuentran la Tabla E-2 resumen con los datos respectivos.

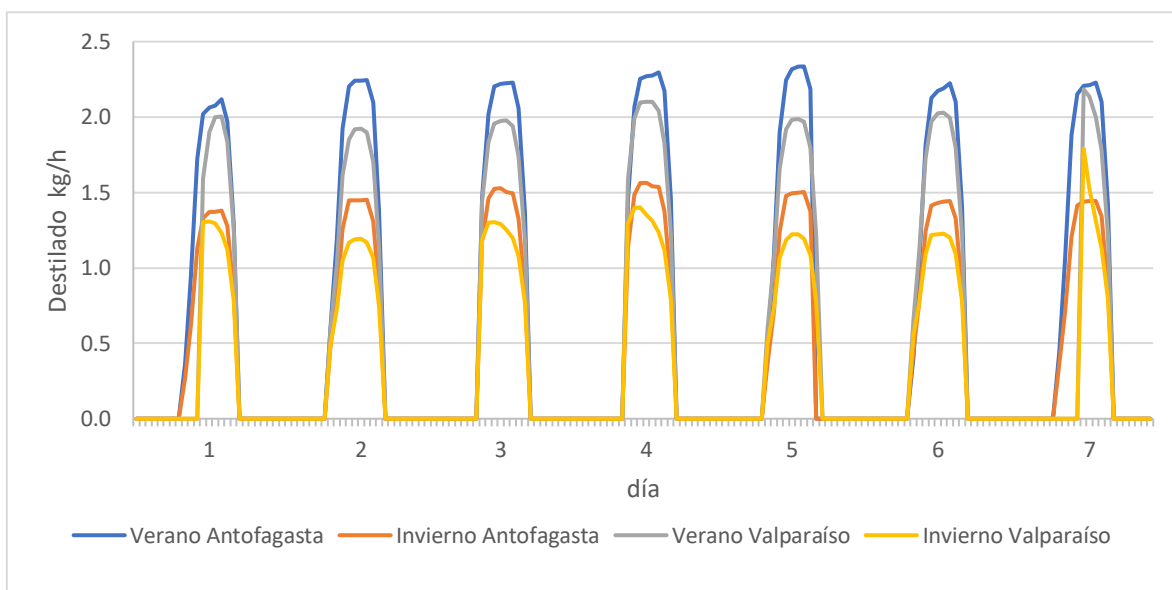


Figura 5-3: Comparativa entre verano e invierno de las ciudades de Valparaíso y Antofagasta con respecto al flujo de destilado. Fuente: Elaboración propia.

Al analizar la producción de destilado, se puede visualizar la dependencia del sistema con la radiación solar, pues para todos los días de verano los resultados son al menos un 31% mayor que para el caso de invierno, esto se debe en esencia a la radiación incidente, pues para Valparaíso en verano esta alcanza en promedio 305 W/m^2 , mientras que en invierno solo 151 W/m^2 y para Antofagasta los promedios de radiación global en enero y junio son 315 W/m^2 y 178 W/m^2 respectivamente, según los datos extraídos desde el explorador solar. En definitiva, para la ciudad de Antofagasta, la producción de destilado acumulada aumenta en promedio un 33,6% entre verano e invierno, asimismo para Valparaíso, dicho valor alcanza un 34,2%.

Por otra parte, la presencia de nubes en invierno es un 25% mayor que en verano, en la ciudad de Valparaíso, mientras que para Antofagasta este alcanza un 45%, esto tiene efectos importantes en la

simulación pues la radiación incidente en ese momento se mide con valor cero, causando fluctuaciones, tal como se muestra en la Figura 5-3 en el día 7 de la simulación de invierno en la ciudad de Antofagasta. Lo anterior demuestra que el modelo de la planta responde de buena manera al cambiar la ubicación geográfica.

5.2.2. Comportamiento variación flujo de aire

Se estudió variar el flujo de aire para conocer el rango en donde es válida la simulación, además de poder encontrar un máximo en la producción de destilado dadas las condiciones operacionales de agua, fluido térmico y radiación. El caudal se varió desde 200 *kg/h* hasta 4600 *kg/h*, el flujo de agua a purificar se fijó en 280 *kg/h*, el flujo en los colectores en 468 *kg/h* y la radiación incidente corresponde a la del primer día de enero de 2004 provista por el explorador solar. Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 5-4 y los datos respectivos se encuentran en la Tabla E-3 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH

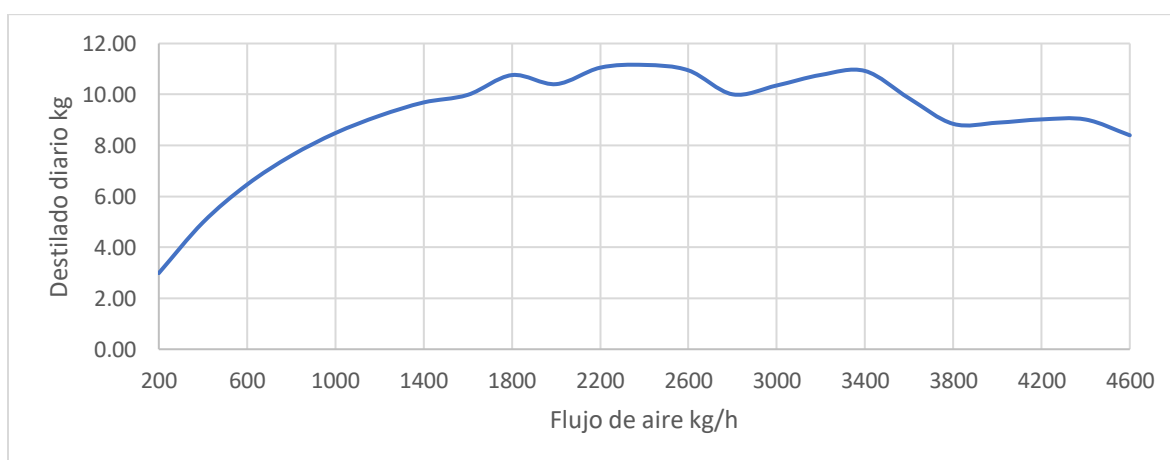


Figura 5-4: Comportamiento de la planta ante la variación del caudal de aire. Fuente: Elaboración propia.

Los resultados se explican porque al aumentar la cantidad de aire, el agua puede difundir en un mayor volumen, sin embargo, al superar cierto límite, la cantidad de vapor de agua que se difunde tiende a disminuir, esto producto a que se debe calentar una mayor cantidad de masa de aire, por lo que la fuerza impulsora de la transferencia de calor disminuye, y con esto también la capacidad de captación de humedad del aire. Por tanto, la producción de destilado aumenta conforme lo hace el caudal de aire hasta llegar a un óptimo, en este caso particular este máximo se encuentra cercano a los 2400 *kg/h*, luego de esto comienza a tener valor importante el gasto energético en calentar una mayor cantidad de materia y la producción de destilado tiende a disminuir.

Por otra parte, en el deshumidificador el aumentar el caudal de aire, se puede analizar como si la velocidad con la que transita la masa de aire se viera aumentada, con esto se tiene que el tiempo de permanencia de dicha masa dentro del equipo disminuye, aminorando la transferencia de calor, por tanto, la eficiencia del equipo y del desempeño global de la planta.

Cabe destacar que existen fluctuaciones luego de encontrar el óptimo, sin embargo, e independiente de lo anteriormente expuesto, se percibe un gran espectro para variación del caudal de aire.

5.2.3. Comportamiento variación flujo de agua

Al igual que en el apartado anterior se estudió el comportamiento de la planta al variar el flujo de agua a purificar. El caudal de aire se fija en 700 kg/h el de fluido térmico en 468 kg/h y el de agua se varía entre 200 kg/h y 600 kg/h . Los datos de radiación corresponden al 1 de enero de 2004 en la ciudad de Valparaíso, los cuales se presentan en la Tabla E-9 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH. Los resultados se presentan en la Tabla E-4 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH y se visualizan en la Figura 5-5, donde se aprecia que la mayor productividad se logra a los 150 kg/h de agua.

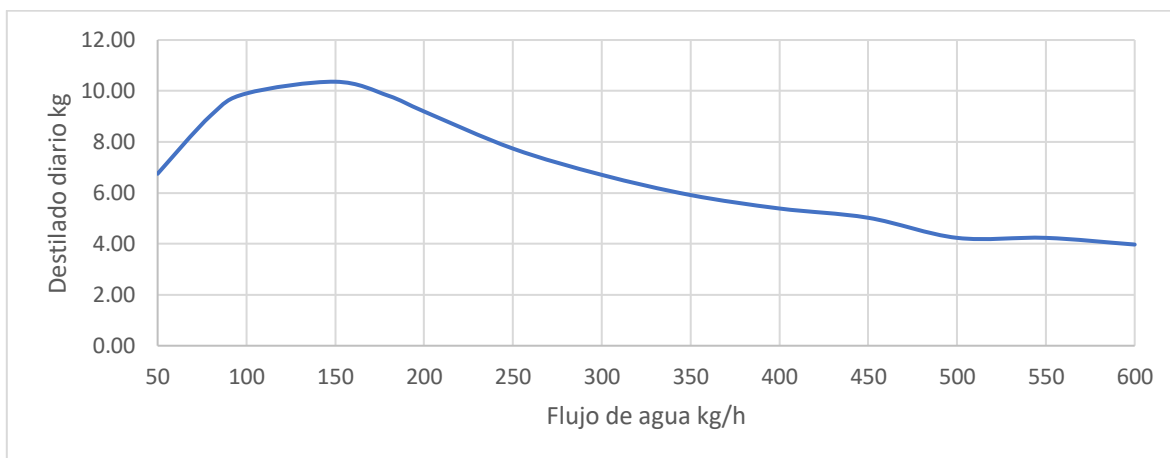


Figura 5-5: Comportamiento de la planta al variar el flujo de agua. Fuente: Elaboración propia.

Cabe destacar que el funcionamiento de la planta se basa en esencia en los caudales máscos que en esta fluyen, por lo que para cada flujo de aire existe un flujo de agua que optimiza la producción de destilado. Tras esta simulación se logra verificar que es posible interactuar de forma flexible con el modelo de tal manera de poder encontrar dicho valor óptimo.

5.2.4. Comportamiento variación de área de colección

En la Figura 5-6 se visualizan tres casos diferentes al variar el área de colección. Los datos de radiación corresponden al 1 de enero de 2004 en la ciudad de Valparaíso, los cuales se presentan en

la Tabla E-9 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH. Se simuló la planta considerando un área de colección de 32 m^2 , otra con 16 m^2 y finalmente una con 8 m^2 , para un caudal de aire de 700 kg/h , 468 kg/h de fluido térmico y 280 kg/h de agua. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla E-5 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH.

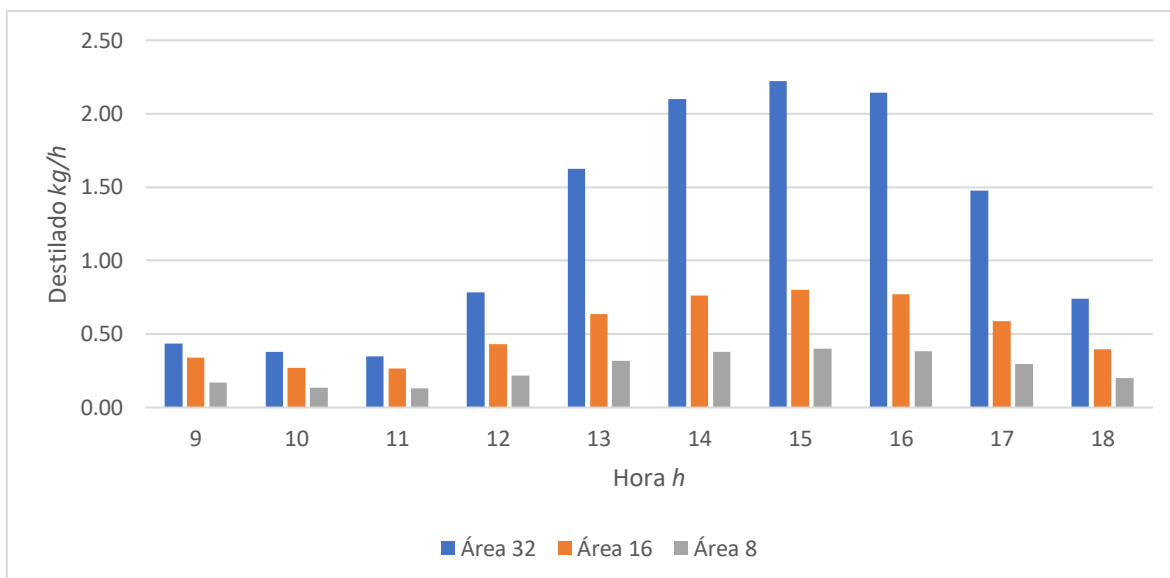


Figura 5-6: Comparativa de producción de destilado al variar el área de colección. Fuente: Elaboración propia.

Se considera que el modelo funciona de buena manera al variar este parámetro, pues el comportamiento del flujo de destilado responde a lo teórico esperado, es decir, que su variación está en relación directa con el área de colección, por tanto, al incrementar al doble esta variable la producción tenderá a hacerlo en la misma proporción.

Cabe destacar que en las primeras tres horas de funcionamiento de la planta la radiación incidente disminuye, por tanto, el flujo de destilado también lo hace. Lo más probable es que esto se deba a la nubosidad presente al momento de la medición de radiación.

5.2.5. Comportamiento condiciones de aire

Una de las características de los modelos desarrollados es la factibilidad de analizar el aire en condiciones de saturación y también con variaciones en la humedad relativa de este. En la Figura 5-7 se muestra la comparativa entre un caso base donde se fija saturación para todo el sistema, otro donde la simulación parte a la entrada del humidificador con humedad del 90% y otro caso en donde el aire ingresa a este equipo con 70% de humedad. Los datos son extraídos de la

Tabla E-6 y Tabla E-7 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH y los datos de radiación corresponden al 1 de enero de 2004 en la ciudad de Valparaíso, los cuales se presentan en la Tabla E-9 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH.

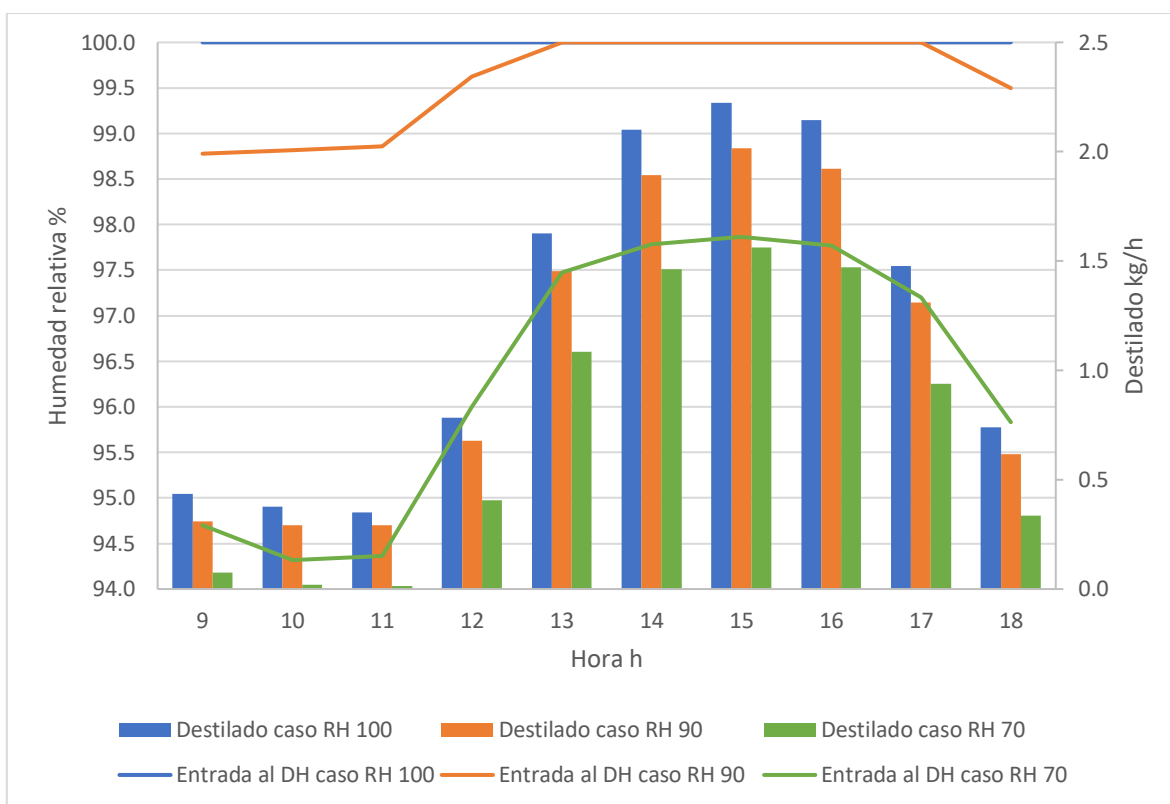


Figura 5-7: Comparativa de flujo de destilado entre los casos en donde la simulación inicia a la entrada del humidificador con humedad relativa del 100%, 90% y 70%. Se visualiza también la humedad relativa a la entrada del deshumidificador (DH) para cada caso. Fuente: Elaboración propia.

Al analizar la Figura 5-7 se tiene que, a mayor humedad relativa a la entrada del deshumidificador, mayor es la producción de destilado. Esto debido a que la energía que se le debe extraer al aire en la zona de enfriamiento puro, para llevar al aire a su punto de rocío, es menor, por tanto, queda disponible una sección más extensa para llevar a cabo la condensación del vapor.

Por otra parte, se tiene que, para los tres casos de estudio, para todas las horas de funcionamiento de la planta el aire logra la saturación a la salida del humidificador, pues tal como muestra la Figura 5-7 siempre se condensa, sin embargo, el caso en el que el inicio de la simulación ingresa con 70% de humedad, la producción de destilado es mínima.

Al comparar la producción diaria de agua destilada se tiene que el caso saturado logra 12,3 L, el de 90% 10,8 L y el de 70% 7,4 L, lo cual significa una variación promedio del 74%, por tanto, se verifica que es significativo el considerar la variación de la humedad relativa del aire en el modelo de la planta y además que el modelo responde de manera estable ante cambios en este parámetro.

5.2.6. Control temperatura del agua

El análisis de implementar un controlador en la planta se hace productivo al considerar los comportamientos anteriores y lo sensible que es el sistema ante el cambio de una variable operativa. El objetivo del controlador es regular el flujo de agua a la entrada del sistema, para condiciones de aire y fluido térmico definidas, de tal manera de encontrar el caudal necesario para fijar una temperatura de entrada del agua al humidificador, con la finalidad de optimizar la producción de destilado.

Para llevar a cabo el control, se utilizó una calculadora TRNSYS. Esta calcula la ganancia energética del agua en el sistema, por medio de la ecuación (5.1), donde $\dot{Q}_{Idc}$ corresponde al flujo de calor en el intercambiador de calor y $\dot{Q}_{DH}$ al calor ganado en el deshumidificador, luego selecciona la temperatura que maximiza la transferencia de calor en el humidificador, es decir, la mayor entre la que proviene del intercambiador de calor T_{winIdc} y la fijada por el usuario en la calculadora, en este caso particular se fijó en 40°C, tal como lo muestra la ecuación (5.2), con estas dos variables la calculadora determina el caudal máximo que puede entregar la bomba tal que se cumpla la condición de la temperatura a la entrada del humidificador, por medio de la ecuación (5.3). Finalmente, este caudal se corrige con el máximo nominal que puede entregar la bomba en el sistema, seleccionando la mínima entre éstas dos, pues si el nominal es menor que el máximo calculado, se cumple la condición de temperatura, es más la temperatura a la entrada del humidificador sería mayor que la establecida.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{Idc} + \dot{Q}_{DH} \quad (5.1)$$

$$T_{winH} = \max(40, T_{winIdc}) \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{max} = \frac{\dot{Q}_{total}}{4,18 \cdot (T_{winH} - T_{winIdc})} \quad (5.3)$$

En la Figura 5-8 se muestra el sistema con el controlador de caudal incorporado. Las conexiones en morado corresponden a los flujos de calor y al caudal nominal de la bomba, mientras que los turquesa referencian a la temperatura establecida en el humidificador y al caudal requerido que ingresa al sistema.

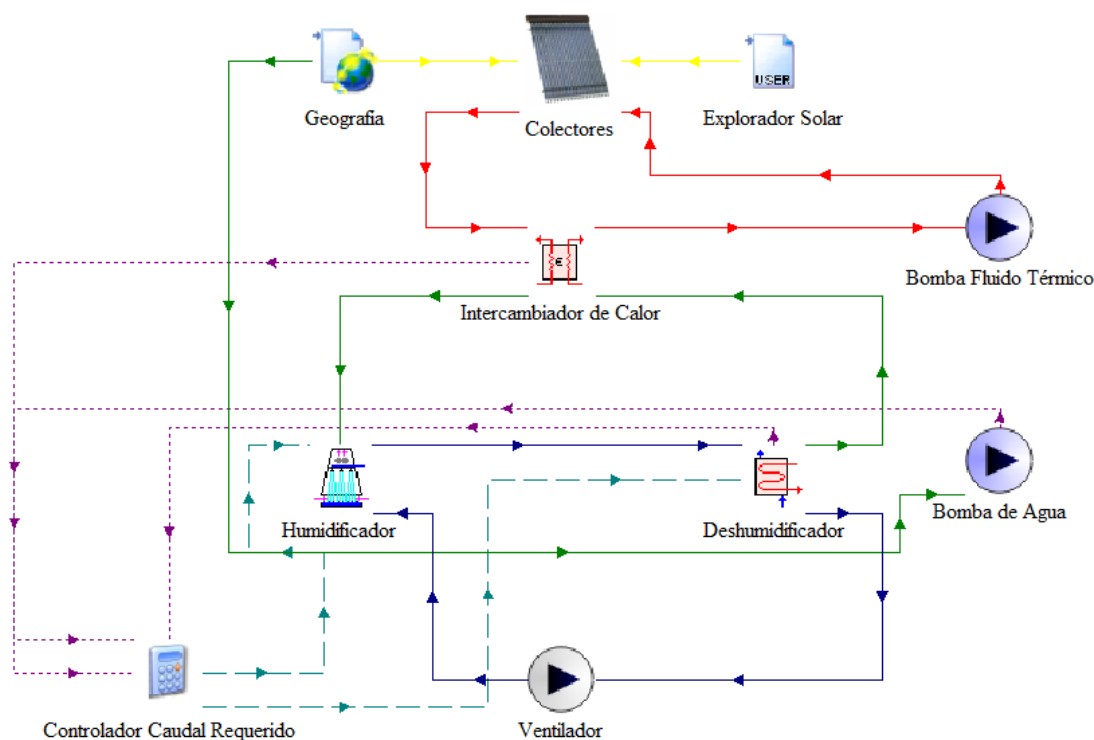


Figura 5-8: Esquema de la planta en Simulation Studio TRNSYS con controlador incorporado.
Fuente: Elaboración propia.

Se presentan los resultados obtenidos tras implementar el control anteriormente descrito, para datos de radiación correspondiente al 1 de enero de 2004 en la ciudad de Valparaíso, los cuales se presentan en la Tabla E-9 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH. Con los datos extraídos de la Tabla E-8 del Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH, se crea la Figura 5-9. En esta se percibe cómo se logra un incremento en la eficiencia de la planta, pues el flujo de destilado es significativamente mayor, acentuándose en las últimas dos horas de funcionamiento de la planta.

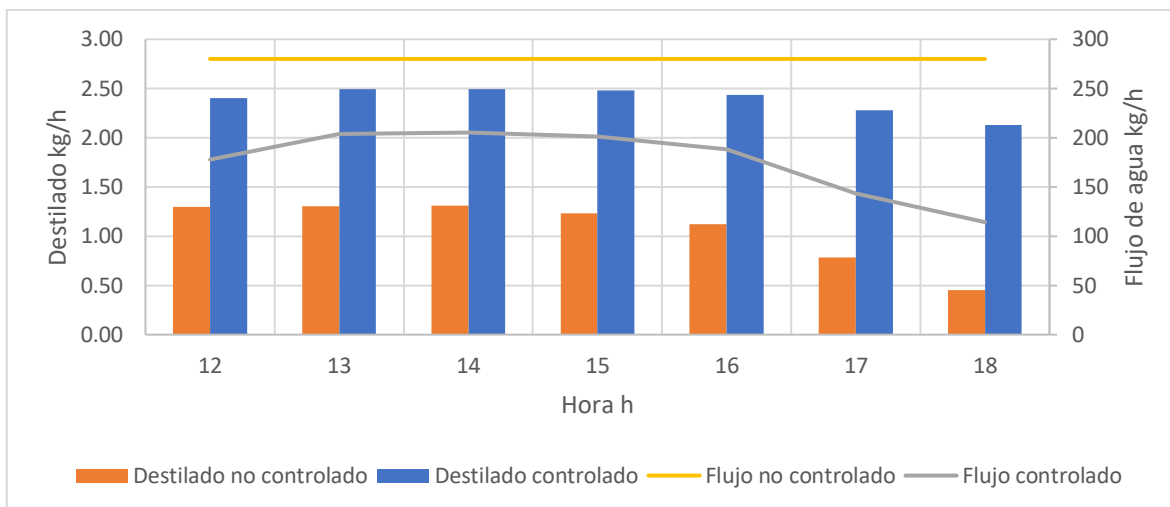


Figura 5-9: Comparativa entre el sistema sin controlador y con controlador. Se presentan los resultados de producción de destilado y de variación de caudal másico de agua de alimentación. Fuente: Elaboración propia.

Con respecto al funcionamiento del controlador, se tiene que este responde a lo teórico esperado pues al disminuir la radiación incidente se requiere de un menor flujo, de tal manera de aumentar la temperatura del fluido. La mayor variación de caudal del agua se percibe a las 17 horas, en donde se restringe la bomba a un 41% de su caudal nominal, que para este caso de estudio corresponde a 280 *kg/h*.

Cabe destacar que la temperatura a la entrada del humidificador se fijó en 40°C, debido a que la limitante del sistema es la temperatura de salida del fluido térmico desde los colectores, por tanto, se simuló contemplando una temperatura menor a esta.

Por lo anteriormente expuesto es que se verifica que sí sería factible y significativo implementar un controlador de flujo, pues la producción diaria de agua destilada aumenta en un 223%.

Capítulo 6

6.1. Conclusiones

La investigación presentada comenzó con una revisión del estado del arte acerca de las configuraciones actuales de los sistemas de desalinización por HDH implementadas en modelos transientes, profundizando el estudio en los modelos matemáticos de los componentes "humidificador" y "deshumidificador", específicamente los desarrollados en el software TRNSYS. Respecto a ello, se pudo visualizar que, existen consideraciones que rigidizan los modelos, entre las que se encuentra el que el aire se mueva por la línea de saturación durante todo el proceso o la necesidad de poseer una base de datos respecto al funcionamiento de los equipos para así determinar el rendimiento y las condiciones para su estudio. En virtud de esta revisión bibliográfica, se pudo comprender el software TRNSYS y cómo este integra en su núcleo las librerías de sus componentes, además de conocer la complejidad a la que se puede llegar en el desarrollo de modelos.

Posteriormente, a partir de la revisión de antecedentes y el abordaje del modelo, se desarrollaron los componentes centrales para el análisis transiente de una planta de desalinización solar HDH, los cuales fueron codificados en lenguaje Fortran y estructurados conforme a un Type de TRNSYS para que fueran compatibles con el software. El primer componente creado fue el deshumidificador, el cual responde a un modelo lineal de transferencia de calor latente y sensible, mientras que el segundo fue el humidificador, que responde a un modelo iterativo de transferencia de calor y masa, ambos entre agua y aire húmedo.

Respecto al deshumidificador, es posible señalar que se modela como un intercambiador de tubo y carcasa, el cual dependiendo de las condiciones de ingreso del aire destina espacio para enfriamiento puro y para condensación del vapor contenido en el aire. Por otra parte, el humidificador se rige por el modelo numérico desarrollado por Ph.D Johannes Cristiaan Kloppers [22] para torres de enfriamiento húmedas, en el cual se discretiza el empaquetamiento y se resuelve el sistema en función de condiciones de convergencia especificadas.

Los modelos generados fueron validados a partir de modelos previos, disponibles en la bibliografía con dos muestras de datos experimentales medidos directamente en la planta piloto, en el que se consideró un caso base en el cual el flujo de aire se fijó en 700 kg/h , el de agua de alimentación en 280 kg/h y el del fluido térmico en 468 kg/h . En relación con los componentes, para el

deshumidificador se perciben errores promedio del 4,0%, 6,0% y 12,0% para las temperaturas de salida de aire, agua y producción de destilado, respectivamente, al compararse con los datos experimentales de la primera muestra, mientras que para la segunda errores promedio del 6,0%, 5,0% y 1,0% para las salidas de aire, agua y producción de destilado. Por otro lado, para el modelo de humidificador se perciben errores promedio de 3% y 2%, para la primera y segunda muestra, respecto a la temperatura de salida del aire.

Resulta necesario tener en consideración en relación a los datos utilizados para la validación que, estos fueron medidos en el primer prototipo disponible, donde los equipos poseen otras dimensiones que las consideradas en el modelo actual. Esto se realizó de dicha manera debido a que en la actualidad no se disponen de datos de la nueva planta piloto, sin embargo, cabe señalar que el funcionamiento es análogo, por tanto, más que los valores en sí, lo relevante fue analizar el comportamiento global de los equipos y revisar si estos respondían a lo que se espera desde la teoría, junto con dar cuenta de si sus tendencias reflejaban el comportamiento real de los dispositivos, lo cual fue posible validar.

Cabe destacar que el modelo que más se asemeja a la performance observada es el humidificador, esto se debe a que al ser un modelo iterativo se autocorrigió para llegar a la convergencia, además de que se constituye como un modelo más robusto en cuanto a parámetros, y posee un mayor espectro de funcionamiento dadas distintas condiciones operacionales. Junto con esto, el empaquetamiento utilizado en el humidificador es el mismo en ambos prototipos, por tanto, los datos observados son más representativos que para el caso del deshumidificador. En relación con las desviaciones, estas se encontraron mayormente en las producciones de destilado en el deshumidificador, lo que se puede explicar por las reparaciones de área de transferencia entre los equipos, y porque al contrastarlo con los modelos disponibles en la literatura, se tiene que estos consideran la existencia de condensación del vapor contenido en el aire en todo el espacio del equipo, es decir, que no hay gasto energético por enfriar el aire hasta su punto de rocío.

A partir de lo ya expuesto en el documento, es que es posible señalar que se considera que los modelos son representativos, y que se ajustan de forma adecuada a los componentes reales que se tienen disponibles, a la vez que se constituyen como modelos estables en lo numérico, y versátiles, en tanto pueden variar todos sus parámetros.

Con los datos obtenidos, finalmente se realizó la integración de ambos modelos desarrollados a un sistema de desalinización solar por HDH en TRNSYS, y se simuló su comportamiento bajo distintas condiciones de operación, las que incluyeron la variación de los flujos másicos de aire y

agua del sistema, la radiación incidente en los colectores solares al simular dos ciudades diferentes en invierno y verano, el área de colección. También, se realizó una simulación que consideró el caso en el que el aire se encuentra saturado durante todo el proceso y se comparó con casos en los que el aire ingresa al humidificador, al comienzo de la simulación, con humedades relativas del 90% y 70%, dilucidando la importancia de este parámetro, con respecto a la eficiencia de la planta. Finalmente se implementó un controlador del flujo de agua de alimentación para dejar fija una temperatura de ingreso de agua al humidificador, lo cual tuvo implicancias significativas en la producción de destilado.

En este sentido, tras el análisis del comportamiento de la planta de desalinización, considerando variación de las condiciones operacionales, fue posible verificar la versatilidad de los modelos desarrollados.

6.2.Recomendaciones para futuros trabajos

Los modelos desarrollados son relativamente fáciles de comprender y quedan a disposición para futuros trabajos, para esta u otra línea investigativa.

La ventaja del software TRNSYS, tal como se señaló con anterioridad, es que permite la adición o edición de modelos en formato de Type, por lo que se invita a perfeccionar los componentes desarrollados en esta memoria implementando, por ejemplo, funciones internas de la librería del software para evitar los errores asociados al calcular las propiedades termodinámicas y psicrométricas a través de correlaciones lineales.

Se sugiere realizar simulaciones implementando los modelos desarrollados para diferentes configuraciones de la planta HDH, de tal manera de llevar a cabo un estudio exhaustivo del prototipo construido por Mauricio Rodríguez, para así dar a conocer los mejores parámetros de operación.

Una de las áreas de mejora encontradas en la planta simulada es la disponibilidad de esta, pues el horario de funcionamiento es acotado y se rige netamente por la disponibilidad de sol. Por tanto, se recomienda evaluar la performance de la planta al adicionar estanques térmicos, de tal manera de ampliar el rango operativo.

Por otra parte, se recomienda analizar la factibilidad de recuperar el calor residual de la salmuera de rechazo, pues la temperatura con la que sale es mayor que la del agua a la entrada del sistema, por lo que podría ser una oportunidad de eficientar energéticamente la planta desalinizadora.

Finalmente se recomienda hacer un estudio económico sobre incorporar el sistema HDH a redes de abastecimiento domésticas.

Bibliografía

- [1] UNESCO, “Informe Mundial de Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos 2019: No dejar a nadie atrás”, París, oct. 2019. Accedido: ago. 14, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://es.unesco.org/water-security/wwap/wwdr/2019>
- [2] ONU, “Objetivos de Desarrollo Sostenible”, *Sistema de las Naciones Unidas En Chile*. <http://www.onu.cl/es/sample-page/odm-en-chile/> (accedido ago. 14, 2020).
- [3] Instituto Nacional de Estadísticas, “Síntesis de resultados censo 2017”, Chile, 2017. Accedido: ago. 14, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://www.censo2017.cl/descargas/home/sintesis-de-resultados-censo2017.pdf>
- [4] ONU, “United Nations Official Document”, 2017. https://www.un.org/ga/search/view_doc.asp?symbol=E/2017/66&Lang=S (accedido ago. 14, 2020).
- [5] “Ministerio de Obras Públicas - Dirección de General de Aguas”. <https://dga.mop.gob.cl/administracionrecursoshidricos/decretosZonasEscasez/Paginas/default.aspx> (accedido abr. 12, 2021).
- [6] SINIA, “Estado del Medio Ambiente 2019– SINIA”. 2019. Accedido: ago. 15, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://sinia.mma.gob.cl/estado-del-medio-ambiente/agua-2/>
- [7] “Radiografía del agua: Brecha y Riesgo Hídrico en Chile”, Chile, 2018. Accedido: ago. 15, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://escenarioshidricos.cl/publicacion/radiografia-del-agua-brecha-y-riesgo-hidrico-en-chile/>
- [8] F. Esmailion, “Hybrid renewable energy systems for desalination”, *Appl. Water Sci.*, vol. 10, n° 3, p. 84, mar. 2020, doi: 10.1007/s13201-020-1168-5.
- [9] M. Reyes, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SISTEMA DE DESALINIZACIÓN POR MÉTODO DE HUMIDIFICACIÓN-DESHUMIDIFICACIÓN (HDH) ACOPLADO CON ENERGÍA SOLAR”, 2017, Accedido: ago. 14, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/40888>
- [10] E. Leiva, “MODELAMIENTO NUMÉRICO Y ANÁLISIS DE CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE DESTILACIÓN POR HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN (HDH)”, 2018, Accedido: ago. 14, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/43417>
- [11] “TRNSYS - Sitio web oficial”. <https://sel.me.wisc.edu/trnsys/features/features.html> (accedido ago. 18, 2020).
- [12] J. Escobedo, “DESALINIZACIÓN SOLAR DE AGUA POR HUMIDIFICACIÓN-DESHUMIDIFICACIÓN DE AIRE SIMULADO EN TRNSYS”, Tesis de maestría, 2010. Accedido: ago. 18, 2020. [En línea]. Disponible en: <http://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1004/909>
- [13] A. Juárez-Trujillo, I. R. Martín-Domínguez, y M. T. Alarcón-Herrera, “Using TRNSYS Simulation to Optimize the Design of a Solar Water Distillation System”, *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2441–2450, ene. 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.253.
- [14] A. E. Mahmoud, O. E. Mahmoud, y M. Fatouh, “Development of design optimized simulation tool for water desalination system”, *Desalination*, vol. 398, pp. 157–164, nov. 2016, doi: 10.1016/j.desal.2016.07.022.
- [15] S. Sultan, M. Ali, A. Waqas, H. A. Raza, S. Aziz, y S. Haq, *Modelling of a solar energy driven water desalination system using TRNSYS*. 2016, p. 6. doi: 10.1109/INMIC.2016.7840151.
- [16] H. A. Raza, S. Sultan, Shomaz-Ul-Haq, y M. Ali, “Modelling of efficient solar water desalination\system using TRNSYS”, en *2018 International Conference on Engineering and Emerging Technologies (ICEET)*, feb. 2018, pp. 1–4. doi: 10.1109/ICEET1.2018.8338622.

- [17] N. Jahn, “Modelación numérica de sistema de desalinización HDH con incorporación de PVT”, jun. 2020.
- [18] R. Legg, “Chapter 1 - Properties of Humid Air”, en *Air Conditioning System Design*, R. Legg, Ed. Butterworth-Heinemann, 2017, pp. 1–28. doi: 10.1016/B978-0-08-101123-2.00001-7.
- [19] Y. Cengel y A. Ghajar, *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA FUNDAMENTOS Y APLICACIONES*, Edición: 4. México D.F.: McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2011.
- [20] U. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*.
- [21] J. C. Kloppers y D. G. Kröger, “A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, nº 3, pp. 765–777, ene. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.004.
- [22] J. Kloppers, “A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers”, ene. 2003.
- [23] “Explorador Solar”. <http://solar.minenergia.cl/exploracion> (accedido abr. 19, 2021).

Apéndice A: Correlaciones lineales

Las siguientes correlaciones fueron extraídas de una muestra de 1200 datos, para cual se varió la temperatura y humedad relativa en el rango de 10 °C a 50 °C y entre 50% y 100% de humedad, respectivamente. Se desglosan dependiendo del modelo en cuestión, como sigue:

Deshumidificador

Humedad específica:

La correlación utilizada para determinar la humedad específica ω del aire húmedo en función de la temperatura de bulbo seco T y humedad relativa φ se presenta en la ecuación (A.1), la cual tiene un error promedio del 1,78% respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES. Por otra parte, la relación de humedad en función de la entalpía y la humedad relativa de la mezcla queda establecida por (A.2), encontrando un error promedio de 0.58%, por tanto, se considera que estas correlaciones modelan fielmente a la propiedad estudiada.

$$\begin{aligned}\omega(\varphi, T) = & 1,68 \cdot 10^{-2} - 6,52 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi + 5,41 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi^2 + 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^3 \\ & - 7,57 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1,50 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 5,95 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 5,35 \\ & \cdot 10^{-3} \cdot \varphi \cdot T - 6,59 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi \cdot T^2 - 4,45 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^2 \cdot T \\ & + 7,97 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 \cdot T^2\end{aligned}\quad (A.1)$$

$$\begin{aligned}\omega(\varphi, h) = & -1,96 \cdot 10^{-5} + 2,77 \cdot 10^{-5} \cdot h + 1,38 \cdot 10^{-6} \cdot h^2 - 1,29 \cdot 10^{-9} \\ & \cdot h^3 + 3,14 \cdot 10^{-4} \cdot rh - 9,92 \cdot 10^{-4} \cdot rh^2 + 1,91 \cdot 10^{-3} \cdot rh^3 \\ & + 3,46 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot rh - 1,77 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot rh^2 - 1,40 \cdot 10^{-6} \\ & \cdot h^2 \cdot rh + 7,86 \cdot 10^{-7} \cdot h^2 \cdot rh^2\end{aligned}\quad (A.2)$$

Temperatura de rocío:

La correlación utilizada para determinar la temperatura de rocío T_r en función de la temperatura bulbo seco T se presenta en la ecuación (A.3), la cual tiene un error promedio del 0,22% respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES, por lo que se considera una correlación factible en el análisis.

$$T_r(\varphi = 1, T) = -2,50 \cdot 10 + 8,41 \cdot 10^{-1} \cdot T - 8,39 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 3,85 \cdot 10 \cdot \varphi - 1,37 \cdot 10 \cdot \varphi^2 + 1,67 \cdot 10^{-1} \cdot T \cdot \varphi \quad (\text{A.3})$$

Propiedades termofísicas del aire:

Las correlaciones utilizadas para determinar la conductividad térmica, densidad y viscosidad cinemática del aire se especifican en las ecuaciones (A.4), (A.5) y (A.6), respectivamente, todas son netamente función de la temperatura. Estas poseen errores promedio de 0,024% en el caso de la conductividad térmica y densidad y de 0,096% para el caso de la viscosidad cinemática, respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES. Por lo que no constituyen fuentes de error considerables.

$$k_a(T) = 2,37 \cdot 10^{-2} + 7,24 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1,31 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 \quad (\text{A.4})$$

$$\rho_a(T) = 1,29 \cdot 10 - 4,99 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,85 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2,62 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \quad (\text{A.5})$$

$$\mu_a(T) = 1,73 \cdot 10^{-5} + 5,04 \cdot 10^{-8} \cdot T - 1,17 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 \quad (\text{A.6})$$

Temperatura bulbo seco:

La correlación utilizada para determinar la temperatura de bulbo seco T en función de la humedad específica ω y la entalpía h se presenta en la ecuación (A.3), la cual tiene un error promedio del 0,04% respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES, por lo que modela de buena manera a la propiedad.

$$T(\omega, h) = -4,03 \cdot 10^{-2} - 2,53 \cdot 10^3 \cdot \omega + 1,88 \cdot 10^3 \cdot \omega^2 + 1,01 \cdot 10 \cdot h - 2,86 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 \quad (\text{A.7})$$

Humedad relativa:

La humedad relativa en función de la temperatura de bulbo seco y la humedad específica ω se presenta en la ecuación (A.3), la cual tiene un error promedio del 0,04% respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES, por lo que modela de buena manera a la propiedad.

$$\begin{aligned}
\varphi(T, \omega) = & -6,43 \cdot 10^{-3} + 1,36 \cdot 10^{-2} \cdot T - 1,73 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 6,85 \cdot 10^{-5} \\
& \cdot T^3 - 8,50 \cdot 10^{-7} \cdot T^4 + 2,14 \cdot 10^2 \cdot \omega - 2,24 \cdot 10^3 \cdot \omega^2 \\
& + 2,40 \cdot 10^4 \cdot \omega^3 + 3,38 \cdot 10^3 \cdot \omega^4 - 9,56 \cdot 10 \cdot T \cdot \omega + 1,58 \\
& \cdot 10^2 \cdot T \cdot \omega^2 - 1,77 \cdot 10^3 \cdot T \cdot \omega^3 + 1,32 \cdot 10^{-1} \cdot T^2 \cdot \omega \\
& - 3,55 \cdot 10 \cdot T^2 \cdot \omega^2 + 4,30 \cdot 10 \cdot T^2 \cdot \omega^3 - 2,79 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 \\
& \cdot \omega + 2,39 \cdot 10^{-2} \cdot T^3 \cdot \omega^2 - 3,35 \cdot 10^{-1} \cdot T^3 \cdot \omega^3
\end{aligned} \tag{A.8}$$

Humidificador

Temperatura bulbo húmedo:

La correlación utilizada para determinar la temperatura de bulbo húmedo T_{wb} en función de la humedad relativa rh y la temperatura seca T_a , se presenta en la ecuación (A.9), la cual tiene un error promedio del 0,04% respecto a los valores obtenidos directamente desde el software EES, por lo que modela de buena manera a la propiedad.

$$\begin{aligned}
T_{wb}(rh, T_a) = & -9,03955 + 1,52291E + 01 \cdot rh - 6,25167 \cdot rh^2 + 6,60712 \\
& \cdot 10^{-1} \cdot T_a + 2,42924 \cdot 10^{-4} \cdot T_a^2 + 3,30454 \cdot 10^{-1} \cdot rh \cdot T_a
\end{aligned} \tag{A.9}$$

Apéndice B: Derivación de sistema de ecuaciones para torres de enfriamiento húmedas.

A continuación, se desglosan las ecuaciones que rigen el modelo numérico del humidificador para dar origen al sistema de ecuaciones respectivo.

El primer paso es realizar un balance de masa en el volumen de control de la Figura 3-11, donde se establece la relación (B.1). Asimismo, en la ecuación (B.2) se plantea el balance de energía.

$$d\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot d\omega \quad (B.1)$$

$$\dot{m}_a \cdot di_{ma} - \dot{m}_w \cdot di_w - i_w \cdot d\dot{m}_w = 0 \quad (B.2)$$

Donde di_{ma} corresponde a la entalpía de la mezcla de vapor y aire seco en el film de la Figura 3-11. Al sustituir la ecuación (B.1) en la (B.2) y reemplazar la variación de entalpía del agua por su calor específico a presión constante por el delta de temperatura, se establece la siguiente relación entre las variables:

$$dT_w = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \cdot \left(\frac{di_{ma}}{C_{pw}} - T_w \cdot d\omega \right) \quad (B.3)$$

Al hacer un balance de energía en la frontera del aire de la Figura 3-11, se establece la siguiente relación con respecto al flujo de calor transferido:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_c \quad (B.4)$$

Donde $\dot{Q}_m$ corresponde a la transferencia de masa producto de la diferencia en la concentración de vapor entre el aire saturado en la interfaz y el flujo de aire dispuesto a la derecha del volumen de control y $\dot{Q}_c$ es la transferencia de calor sensible debido a la convección. La transferencia de masa en la interfaz se expresa por:

$$d\dot{m}_w = h_d \cdot (\omega_{sw} - \omega) \cdot dA \quad (B.5)$$

Donde h_d corresponde al coeficiente de transferencia de masa, ω_{sw} es la humedad específica del aire saturado a la temperatura del agua. Con esto la transferencia de masa se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_m = i_v \cdot d\dot{m}_w = i_v \cdot h_d \cdot (\omega_{sw} - \omega) \cdot dA \quad (B.6)$$

Donde i_v es la entalpía del vapor de agua a la temperatura de entrada del agua, que se define por:

$$i_v = i_{fgwo} + C_{pv} \cdot T_w \quad (B.7)$$

Por otra parte, el flujo de calor por convección puede expresarse como sigue:

$$\dot{Q}_c = h \cdot (T_w - T_a) \cdot dA \quad (B.8)$$

La ecuación (B.8) puede ser escrita en términos de entalpías. La entalpía del aire saturado evaluada a la temperatura del agua viene dada por:

$$i_{masw} = C_{pa} \cdot T_w + \omega_{sw} \cdot (i_{fgwo} + C_{pv} \cdot T_w) \quad (B.9)$$

Sustituyendo la ecuación (B.7) en la (B.9) y haciendo un pequeño ordenamiento algebraico, se obtiene:

$$i_{masw} = C_{pa} \cdot T_w + \omega \cdot i_v + (\omega_{sw} - \omega) \cdot i_v \quad (B.10)$$

La entalpía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco se rige bajo la siguiente relación:

$$i_{ma} = C_{pa} \cdot T_a + \omega \cdot (i_{fgwo} + C_{pv} \cdot T_a) \quad (B.11)$$

La ecuación resultante de restar la ecuación (B.11) de la (B.10) se simplifica ignorando las pequeñas variaciones en los calores específicos, que se evalúan a diferentes temperaturas. Esta se expresa como:

$$T_w - T_a = \frac{(i_{masw} - i_{ma}) - (\omega_{ws} - \omega) \cdot i_v}{C_{pma}} \quad (B.12)$$

Donde el calor específico del aire húmedo se define por:

$$C_{pma} = C_{pa} + \omega \cdot C_{pw} \quad (B.13)$$

Uniendo las ecuaciones (B.4), (B.6), (B.8) y (B.12) se expresa la transferencia de calor total por medio de la siguiente relación:

$$\dot{Q} = h_d \left(\frac{h}{C_{pma} \cdot h_d} (i_{masw} - i_{ma}) + \left(1 - \frac{h}{C_{pma} \cdot h_d} \right) \cdot i_v \cdot (\omega_{sw} - \omega) \right) \cdot dA \quad (B.14)$$

Donde la expresión constituida por los coeficientes transferencia de calor y masa y el calor específico del aire, se define como el Factor de Lewis, Le_f expresado en la ecuación (B.15) y sirve para caracterizar el proceso de enfriamiento evaporativo. Dicho factor se reemplaza por una relación empírica, la cual está hecha específicamente para sistemas aire-vapor de agua. El factor Lewis para el aire insaturado, se expresa por medio de la ecuación (B.16):

$$Le_f = \frac{h}{C_{pma} \cdot h_d} \quad (B.15)$$

$$Le_f = 0.865^{0.667} \cdot \frac{\left(\frac{\omega_{sw} + 0.622}{\omega + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{\omega_{sw} + 0.622}{\omega + 0.622} \right)} \quad (B.16)$$

En otro punto, el área de transferencia se define como la sección horizontal del empaquetamiento. En otras palabras, se asume que la transferencia de energía se lleva a cabo en una placa plana, para así simplificar el problema. El área queda definida por:

$$dA = a_{fi} \cdot A_T \cdot dz \quad (B.17)$$

Donde a_{fi} corresponde a la densidad superficial del relleno, es decir, el área mojada dividida por el volumen total del relleno, A_T es el área transversal del equipo y dz es el diferencial de altura del volumen de control.

Sustituyendo la ecuación (B.17) y (B.16) en la (B.14) y dividiendo por el flujo másico de aire seco, se genera la siguiente relación para la energía específica que se transfiere:

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{h_d \cdot a_{fi} \cdot A_T}{\dot{m}_a} \left(Le_f (i_{masw} - i_{ma}) + (1 - Le_f) \cdot i_v \cdot (\omega_{sw} - \omega) \right) \quad (B.18)$$

El método de Poppe descrito por Ph.D Johannes Cristiaan Kloppers estudia el cambio de la relación de humedad y la entalpía de la mezcla de aire y vapor de agua en función del cambio de temperatura del agua. En esta línea se sustituye la ecuación (B.5) y (B.18) en la ecuación (B.2) y se plantea la siguiente expresión para el balance energético:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w \cdot di_w = h_d \cdot dA \cdot (i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1) \cdot (i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega) \cdot i_v) \\ - (\omega_{sw} - \omega) \cdot C_{pw} \cdot T_w) \end{aligned} \quad (B.19)$$

Reescribiendo la ecuación (B.3) se obtiene:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{di_{ma}}{T_w \cdot di_w} - \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a \cdot T_w} \quad (B.20)$$

Finalmente se sustituyen las ecuaciones (B.18) y (B.19) en (B.20) obteniendo la ecuación para determinar la variación de la humedad específica en función del salto térmico de agua, descrita por:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{C_{pw} \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) (\omega_{sw} - \omega)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \quad (B.21)$$

Sustituyendo la ecuación (B.21) en la (B.20), se encuentra la relación que determina la variación de la entalpía en función del salto térmico de la temperatura del agua, como sigue:

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w C_{pw}}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{C_{pw} T_w (\omega_{sw} - \omega)}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \right) \quad (B.22)$$

Como última variable a analizar se encuentra el número de Merkel que en definitiva caracteriza la transferencia de calor y masa entre los fluidos. La relación para determinar este número adimensional en función de la variación de temperatura del agua se encuentra uniendo las ecuaciones (B.1) y (B.5), obteniendo:

$$h_d \cdot dA = \frac{\dot{m}_a \cdot d\omega}{\omega_{sw} - \omega} \quad (B.23)$$

Se dividen ambos lados de la ecuación (B.23) por el flujo másico de agua y se introduce dT_w/dT_w en el lado derecho para generar la siguiente integral:

$$\int \frac{h_d}{\dot{m}_w} dA = \int \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \frac{d\omega/dT_w}{\omega_{sw} - \omega} dT_w \quad (B.24)$$

Al integrar el área del lado izquierdo de la ecuación anterior se consigue la expresión que define al número de Merkel según el análisis de Poppe, quedando expresado por medio de la siguiente ecuación:

$$Mep = \int \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \frac{d\omega/dT_w}{\omega_{sw} - \omega} dT_w \quad (B.25)$$

Tras sustituir la ecuación (B.21) en la ecuación (B.25) queda establecido el número de Merkel como función de la variación de temperatura del agua, de la siguiente manera:

$$\frac{Mep}{dT_w} = \frac{C_{pw}}{i_{masw} - i_{ma} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ma} - (\omega_{sw} - \omega)i_v) - (\omega_{sw} - \omega)C_{pw}T_w} \quad (B.26)$$

La relación de los flujos másicos, $\dot{m}_w/\dot{m}_a$ cambia a medida que el aire se mueve hacia la parte superior del relleno, pues parte del agua difunde en su interior humidificándose. El cambio en el flujo másico se determina considerando el volumen de control ilustrado en la Figura B-1, con el cual se plantea el balance de masa de la ecuación (B.27).

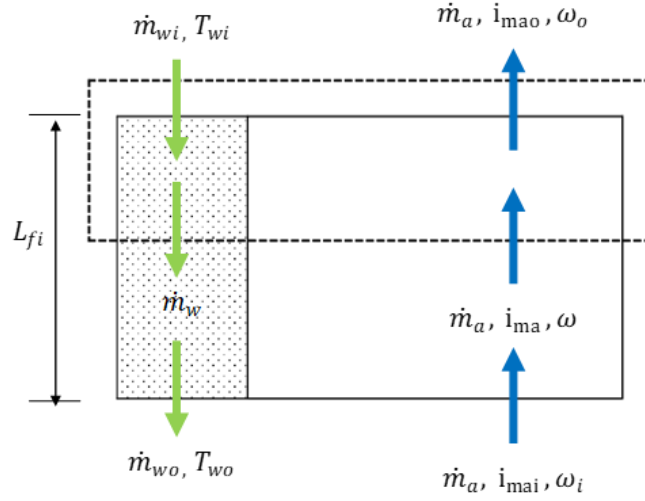


Figura B-1: Volumen de control secundario del empaquetamiento. Fuente: Adaptado de [21].

$$\dot{m}_{wi} = \dot{m}_w + \dot{m}_a(\omega_o - \omega) \quad (\text{B.27})$$

Al reorganizar la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{wi}}{\dot{m}_a} \left(1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{wi}} (\omega_o - \omega) \right) \quad (\text{B.28})$$

A partir de las ecuaciones (B.16), (B.21), (B.22) y (B.28) se pueden calcular las condiciones de salida de aire en términos de entalpía y relación de humedad, por medio de un método iterativo de resolución de ecuaciones diferenciales.

Para el caso donde hay sobresaturación de aire, la entalpía se define por medio de la siguiente relación:

$$i_{ss} = C_{pa} \cdot T_a + \omega_{sa} \cdot (i_{fgwo} + C_{pv} \cdot T_a) + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pw} \cdot T_a \quad (\text{B.29})$$

Donde ω_{sa} es el ratio de humedad del aire saturado a la temperatura T_a .

En este caso la fuerza impulsora de la transferencia de masa es la diferencia en las concentraciones de humedad entre el aire saturado en la interfaz y el flujo de aire que circula en el equipo. Con esto el balance de masa queda expresado de la siguiente manera:

$$dm_w = h_d \cdot (\omega_{sw} - \omega_{sa}) \cdot dA \quad (B.30)$$

La diferencia entre las temperaturas del aire y el agua en la interfaz se obtiene al restar la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua, dada por la ecuación (B.10), con la entalpía del aire sobresaturado dada por la ecuación (B.29). Quedando definida por:

$$T_w - T_a = \frac{i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa}) \cdot i_v + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pw} \cdot T_w}{C_{pmas}} \quad (B.31)$$

Donde el calor específico del aire húmedo sobresaturado, C_{pmas} se define por:

$$C_{pmas} = C_{pa} + \omega_{sa} \cdot C_{pv} + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pw} \quad (B.32)$$

Siguiendo los mismos pasos descritos en el caso anterior, pero utilizando las ecuaciones para aire sobresaturado, se encuentra la expresión para la variación de entalpía expresada como sigue:

$$di_{ma} = \frac{h_d \cdot dA}{\dot{m}_a} \left(Le_f \cdot (i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa}) \cdot i_v + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pv} \cdot T_w) + (\omega_{sw} - \omega_{sa}) \cdot i_v \right) \quad (B.33)$$

Donde el factor de Lewis para el caso sobresaturado queda determinado por la ecuación (B.34)

$$Le_f = 0.865^{0.667} \cdot \frac{\left(\frac{\omega_{sw} + 0.622}{\omega_{sa} + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{\omega_{sw} + 0.622}{\omega_{sa} + 0.622} \right)} \quad (B.34)$$

Sustituyendo las ecuaciones (B.30) y (B.34) en (B.2) y haciendo un arreglo algebraico, el balance energético de la expresión (B.19) queda expresado de la siguiente manera:

$$\dot{m}_w \cdot di_w = h_d dA \left(i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1) \cdot (i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa}) \cdot i_v + (\omega - \omega_{sa}) \cdot C_{pw} \cdot T_w) \right) \quad (B.35)$$

Sustituyendo la ecuación (B.5) en la (B.1) se encuentra:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \left(\frac{\frac{C_{pw}\dot{m}_w}{\dot{m}_a}(\omega_{sw} - \omega_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \right) \quad (B.36)$$

Al introducir la ecuación anterior en la expresión (B.20) se obtiene la expresión de la diferencia de entalpía en función de la variación de temperatura del agua, la cual está definida por:

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{C_{pw}\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{C_{pw}T_w(\omega_{sw} - \omega_{sa})}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \right) \quad (B.37)$$

Llevando a cabo los mismos pasos que en el caso no saturado, con la salvedad de utilizar ω_{sa} en reemplazo de ω , se genera la integral de Merkel y con esto la expresión que define a este número en función del diferencial de temperatura del agua, tal como sigue:

$$\frac{Mep}{dT_w} = \frac{C_{pw}}{i_{masw} - i_{ss} + (Le_f - 1)(i_{masw} - i_{ss} - (\omega_{sw} - \omega_{sa})i_v + (\omega - \omega_{sa})C_{pw}T_w) + (\omega - \omega_{sw})C_{pw}T_w} \quad (B.38)$$

Finalmente, con las ecuaciones (B.28), (B.34), (B.36) y (B.37) se resuelve el problema para el caso sobresaturado por medio del mismo método de resolución de ecuaciones diferenciales que en el caso anterior.

Apéndice C: Método Runge Kutta

Para la resolución de las ecuaciones diferenciales en el modelo del humidificador se implementa el método Runge Kutta de orden 4, el cual se desglosa a continuación.

El sistema de ecuaciones para el caso no saturado queda definido por las ecuaciones (B.26), (B.21) y (B.22) y se pueden escribir respectivamente como:

$$\frac{d\omega}{dT_w} = f(\omega, i_{ma}, T_w) \quad (C.1)$$

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = g(\omega, i_{ma}, T_w) \quad (C.2)$$

$$\frac{dMep}{dT_w} = h(\omega, i_{ma}, T_w) \quad (C.3)$$

Para el caso de aire sobresaturado el sistema se define con las ecuaciones (B.36), (B.37) y (B.38) y se escriben de la misma forma que para el caso no saturado, por medio de las funciones f , g y h .

Los valores en cada nivel de las variables T_w , ω y i_{ma} se determinan por medio de las ecuaciones (C.4), (C.5) y (C.6), en las cuales se necesitan valores iniciales de cada una de las variables implicadas en un nivel n para así estimarlas en el nivel $n + 1$.

$$\omega_{n+1} = \omega_n + \frac{j_{n+1,1} + 2j_{n+1,2} + 2j_{n+1,3} + j_{n+1,4}}{6} \quad (C.4)$$

$$i_{ma_{n+1}} = i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,1} + 2k_{n+1,2} + 2k_{n+1,3} + k_{n+1,4}}{6} \quad (C.5)$$

$$Mep_{n+1} = Mep_n + \frac{l_{n+1,1} + 2l_{n+1,2} + 2l_{n+1,3} + l_{n+1,4}}{6} \quad (C.6)$$

Donde las variables j , k y l corresponden a los factores de los pasos del Runge Kutta, los cuales están definidos a continuación:

Factores Paso 1:

$$j_{n+1,1} = \Delta T_w \cdot f(T_{w_n}, i_{ma_n}, \omega_n) \quad (C.7)$$

$$k_{n+1,1} = \Delta T_w \cdot g(T_{w_n}, i_{ma_n}, \omega_n) \quad (C.8)$$

$$l_{n+1,1} = \Delta T_w \cdot h(T_{w_n}, i_{ma_n}, \omega_n) \quad (C.9)$$

Factores Paso 2:

$$j_{n+1,2} = \Delta T_w \cdot f\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,1}}{2}\right) \quad (C.10)$$

$$k_{n+1,2} = \Delta T_w \cdot g\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,1}}{2}\right) \quad (C.11)$$

$$l_{n+1,2} = \Delta T_w \cdot h\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,1}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,1}}{2}\right) \quad (C.12)$$

Factores Paso 3:

$$j_{n+1,3} = \Delta T_w \cdot f\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,2}}{2}\right) \quad (C.13)$$

$$k_{n+1,3} = \Delta T_w \cdot g\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,2}}{2}\right) \quad (C.14)$$

$$l_{n+1,3} = \Delta T_w \cdot h\left(T_{w_n} + \frac{\Delta T_w}{2}, i_{ma_n} + \frac{k_{n+1,2}}{2}, \omega_n + \frac{j_{n+1,2}}{2}\right) \quad (C.15)$$

Factores Paso 4:

$$j_{n+1,4} = \Delta T_w \cdot f(T_{w_n} + \Delta T_w, i_{ma_n} + k_{n+1,3}, \omega_n + j_{n+1,3}) \quad (\text{C.16})$$

$$k_{n+1,4} = \Delta T_w \cdot g(T_{w_n} + \Delta T_w, i_{ma_n} + k_{n+1,3}, \omega_n + j_{n+1,3}) \quad (\text{C.17})$$

$$l_{n+1,4} = \Delta T_w \cdot h(T_{w_n} + \Delta T_w, i_{ma_n} + k_{n+1,3}, \omega_n + j_{n+1,3}) \quad (\text{C.18})$$

Apéndice D: Datos para validación

La base de datos utilizada para la validación de los equipos fue construida en base a mediciones experimentales para los días 26 y 27 de marzo de 2019 en la planta de desalinización piloto construida por [9], la cual se encuentra en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María. Se disponen las tablas dependiendo del modelo en cuestión.

Deshumidificador

Tabla D-1: Datos experimentales utilizados de entrada al Type 246 para su validación.

26 de marzo de 2019		27 de marzo de 2019	
Temperatura aire entrada °C	Temperatura agua entrada °C	Temperatura aire entrada °C	Temperatura agua entrada °C
30,6	22,9	22,6	19,9
31,6	19,6	31,6	19,9
27,0	19,6	25,6	20,1
28,0	19,8	26,6	20,4
29,0	20,2	27,6	20,9
28,6	20,6	28,6	21,4
29,6	21,3	29,6	21,9
30,6	22,0	30,6	22,6
31,6	22,9	31,6	23,3
31,6	23,6	32,6	24,0
32,6	24,5	32,6	24,8
33,9	24,7	33,6	25,0
34,9	25,0	34,6	25,0
34,6	25,1	34,6	25,0
35,9	25,5	35,9	25,0
35,6	25,5	35,9	25,6
36,9	25,3	35,6	25,7
36,9	25,2	36,9	25,9
36,6	25,0	36,9	25,9
36,9	25,0	36,6	26,2
36,6	25,1	37,9	26,5
37,9	27,6	37,9	27,0

37,6	29,0	37,9	26,6
38,6	29,4	37,9	25,2
39,9	27,8	37,9	24,7
38,6	26,3	37,9	24,7
38,9	26,1	37,9	24,7
37,6	26,0	36,6	24,6
37,9	26,1	36,6	24,6
36,6	26,3	36,6	24,6
36,9	26,5	35,6	24,7
35,9	26,9	34,6	24,8
34,9	26,7	33,9	26,8
33,9	26,8	33,0	28,1
31,6	28,9	31,6	26,9
32,0	26,3	31,0	27,6
30,0	27,5	27,6	25,2
27,6	25,1	28,0	24,0
26,6	24,0	27,0	23,1
26,6	23,1	-	-

Tabla D-2: Datos de temperatura de salida del aire, del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.

26 de marzo de 2019			27 de marzo de 2019		
Temperatura salida aire °C			Temperatura salida aire °C		
Observada	Type 246	Jahn	Observada	Type 246	Jahn
14,7	29,9	22,0	21,7	30,5	22,0
16,2	30,5	28,3	23,2	24,6	28,3
23,7	25,9	24,6	24,2	25,6	24,6
25,2	26,9	25,5	25,2	26,6	25,5
25,7	27,9	26,4	25,7	27,6	26,4
26,7	27,6	26,2	26,2	28,7	26,2
27,2	28,7	27,2	27,2	29,8	27,2
27,7	29,8	28,3	28,2	30,8	28,3
29,2	30,8	29,3	29,2	31,9	29,3
29,2	30,9	29,6	30,2	32,0	29,6

30,2	32,0	30,6	30,7	33,0	30,6
30,7	33,3	31,7	30,7	34,0	31,7
31,7	34,3	32,6	31,7	34,0	32,6
32,2	34,0	32,4	32,2	35,2	32,4
32,2	35,3	33,6	33,2	35,3	33,6
33,2	35,0	33,3	32,7	35,0	33,3
33,7	36,2	34,4	33,2	36,2	34,4
33,7	36,2	34,4	33,7	36,2	34,4
34,2	35,9	34,1	33,7	36,0	34,1
33,7	36,2	34,3	34,2	37,2	34,3
34,2	35,9	34,1	34,7	37,2	34,1
34,2	37,3	35,8	34,7	37,2	35,8
35,2	37,2	35,8	34,7	37,1	35,8
36,2	38,1	36,7	35,2	37,1	36,7
37,2	39,1	37,5	34,7	37,1	37,5
36,7	37,9	36,1	34,7	37,1	36,1
35,7	38,1	36,3	34,7	35,8	36,3
35,2	36,9	35,2	34,7	35,8	35,2
35,2	37,2	35,4	34,2	35,8	35,4
34,7	36,0	34,4	34,2	34,9	34,4
34,2	36,3	34,7	33,7	33,9	34,7
34,2	35,4	33,9	33,2	33,5	33,9
33,2	34,5	33,1	32,2	32,7	33,1
32,2	33,5	32,3	30,7	31,2	32,3
30,7	31,5	31,0	30,2	30,7	31,0
30,2	31,6	30,6	29,2	27,2	30,6
28,7	29,8	29,5	27,2	27,4	29,5
27,2	27,2	27,0	25,2	26,3	27,0
25,2	26,1	25,9	24,2	26,0	25,9
24,7	26,0	25,6	21,7	-	-

Tabla D-3: Datos de temperatura de salida del agua, del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.

26 de marzo de 2019			27 de marzo de 2019		
Temperatura salida agua °C			Temperatura salida agua °C		
Observada	Type 246	Jahn	Observada	Type 246	Jahn
23,2	25,6	23,0	21,9	24,0	23,0
22,3	23,8	25,7	22,6	22,0	25,7
23,2	22,2	23,4	23,3	22,5	23,4
23,6	22,7	24,0	23,8	23,2	24,0
24,2	23,3	24,7	24,5	23,9	24,7
24,9	23,4	24,7	25,2	24,5	24,7
25,4	24,2	25,5	26,0	25,4	25,5
26,4	25,0	26,4	27,0	26,2	26,4
27,1	26,0	27,3	27,8	27,0	27,3
27,9	26,4	27,7	28,6	27,5	27,7
28,6	27,3	28,6	28,9	28,0	28,6
29,3	27,9	29,4	29,7	28,3	29,4
29,8	28,5	30,0	30,2	28,3	30,0
30,0	28,5	29,9	30,7	28,8	29,9
30,4	29,2	30,8	30,4	29,2	30,8
31,1	29,1	30,6	30,9	29,2	30,6
31,3	29,4	31,2	31,3	29,8	31,2
31,4	29,4	31,1	31,5	29,8	31,1
31,2	29,1	30,9	31,7	29,8	30,9
31,2	29,2	31,0	32,1	30,5	31,0
31,4	29,2	30,9	32,4	30,8	30,9
32,7	31,3	32,8	32,4	30,6	32,8
33,7	32,1	33,4	32,8	29,7	33,4
34,5	32,7	34,1	32,3	29,3	34,1
34,1	32,1	33,9	32,0	29,3	33,9
32,9	30,7	32,5	32,0	29,3	32,5
32,4	30,7	32,6	31,8	28,8	32,6
32,1	30,1	31,9	31,4	28,8	31,9
31,9	30,3	32,1	31,3	28,8	32,1
31,7	30,0	31,5	31,0	28,5	31,5

31,5	30,2	31,8	30,6	28,2	31,8
31,1	30,1	31,5	30,0	29,3	31,5
30,4	29,6	30,9	29,7	29,8	30,9
29,3	29,3	30,4	29,4	28,5	30,4
29,3	29,8	30,3	28,5	28,7	30,3
28,1	28,3	29,2	29,4	26,0	29,2
28,7	28,4	28,8	27,7	25,3	28,8
27,0	26,0	26,4	27,0	24,4	26,4
25,9	24,9	25,4	26,7	24,3	25,4
25,8	24,3	24,9	-	-	-

Tabla D-4: Datos de producción de destilado acumulado del deshumidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por [17] y del Type 246.

26 de marzo de 2019			27 de marzo de 2019		
Destilado acumulado kg			Destilado acumulado kg		
Observada	Type 246	Jahn	Observada	Type 246	Jahn
0,00	0,20	0,00	0,00	1,55	0,00
0,00	0,52	0,00	0,00	1,67	0,00
0,00	0,69	0,00	0,00	1,81	0,00
0,00	0,89	0,00	0,00	1,97	0,00
0,00	1,11	0,00	0,00	2,14	0,00
0,00	1,30	0,00	0,00	2,34	0,00
0,00	1,51	0,00	0,00	2,55	0,00
0,33	1,74	0,33	0,32	2,77	0,33
0,67	1,97	0,68	0,66	3,01	0,68
1,03	2,19	0,99	1,01	3,22	0,99
1,40	2,41	1,31	1,38	3,46	1,31
1,79	2,67	1,67	1,76	3,74	1,67
2,19	2,95	2,07	2,16	4,01	2,07
2,60	3,22	2,44	2,57	4,32	2,44
3,02	3,52	2,86	2,99	4,61	2,86
3,44	3,81	3,27	3,42	4,90	3,27
3,88	4,14	3,73	3,85	5,21	3,73
4,33	4,48	4,21	4,29	5,53	4,21

4,77	4,81	4,67	4,73	5,83	4,67
5,22	5,15	5,15	5,18	6,16	5,15
5,67	5,48	5,62	5,63	6,47	5,62
6,12	5,78	6,04	6,07	6,80	6,04
6,57	6,03	6,40	6,52	7,16	6,40
7,01	6,29	6,78	6,96	7,54	6,78
7,45	6,64	7,29	7,39	7,92	7,29
7,88	6,99	7,79	7,82	8,29	7,79
8,31	7,35	8,32	8,24	8,64	8,32
8,72	7,69	8,79	8,65	8,98	8,79
9,12	8,03	9,27	9,05	9,32	9,27
9,50	8,32	9,69	9,44	9,63	9,69
9,89	8,62	10,11	9,82	9,91	10,11
10,28	8,88	10,48	10,19	10,11	10,48
10,64	9,12	10,81	10,53	10,26	10,81
10,93	9,32	11,09	10,80	10,39	11,09
11,12	9,40	11,20	10,93	10,48	11,20
11,14	9,56	11,43	-	10,53	11,43
11,14	9,63	11,53	-	10,63	11,53
11,14	9,68	11,64	-	10,72	11,64
11,14	9,74	11,75	-	10,79	11,75
11,14	9,81	11,90	-	-	-

Humidificador

Tabla D-5: Datos experimentales utilizados de entrada al Type 464 para su validación.

26 de marzo de 2019		27 de marzo de 2019	
Temperatura aire entrada °C	Temperatura agua entrada °C	Temperatura aire entrada °C	Temperatura agua entrada °C
14,8	17,4	21,8	25,3
16,3	30,0	23,3	27,0
23,8	28,7	24,3	28,5
25,3	29,5	25,3	29,8
25,8	30,6	25,8	31,2
26,8	32,0	26,3	32,4
27,3	33,0	27,3	33,7
27,8	34,5	28,3	35,2
29,3	35,6	29,3	36,5
29,3	36,7	30,3	37,6
30,3	37,8	30,8	38,4
30,8	38,8	30,8	39,6
31,8	39,6	31,8	40,4
32,3	40,2	32,3	40,8
32,3	40,8	33,3	40,9
33,3	41,8	32,8	41,5
33,8	42,2	33,3	42,0
33,8	42,4	33,8	42,4
34,3	42,1	33,8	42,4
33,8	42,3	34,3	42,8
34,3	42,2	34,8	43,1
34,3	43,2	34,8	43,3
35,3	44,3	34,8	43,6
36,3	45,0	35,3	45,5
37,3	44,9	34,8	45,1
36,8	43,6	34,8	44,6
35,8	42,7	34,8	44,0
35,3	41,8	34,8	42,8
35,3	41,5	34,3	42,5

34,8	40,9	34,3	42,1
34,3	40,3	33,8	41,0
34,3	39,4	33,3	40,1
33,3	38,0	32,3	38,6
32,3	36,1	30,8	37,3
30,8	34,4	30,3	34,9
30,3	32,3	29,3	32,3
28,8	30,6	27,3	31,0
27,3	29,2	-	-
25,3	28,2	-	-
24,8	28,5	-	-

Tabla D-6: Datos de temperatura de salida del aire, del humidificador, para su validación. Se tabulan datos observados en el LER, modelados por Jahn y del Type 464.

26 de marzo de 2019			27 de marzo de 2019		
Temperatura salida aire °C			Temperatura salida aire °C		
Observada	Type 464	Jahn	Observada	Type 464	Jahn
30,7	15,7	0,0	22,7	22,8	23,7
31,7	20,3	20,6	25,1	24,3	25,0
27,1	25,1	25,5	25,7	25,4	25,9
28,1	26,4	26,7	26,7	26,5	26,8
29,1	27,0	27,3	27,7	27,2	27,4
28,7	28,1	28,2	28,7	27,8	28,0
29,7	28,7	28,8	29,7	28,9	29,0
30,7	29,4	29,5	30,7	30,0	30,0
31,7	30,8	30,8	31,7	31,0	31,0
31,7	31,0	31,0	32,7	32,0	32,0
32,7	32,0	32,0	32,7	32,6	32,4
34,0	32,6	32,6	33,7	32,8	32,7
35,0	33,5	33,5	34,7	33,8	33,6
34,7	34,0	33,9	34,7	34,2	34,1
36,0	34,2	34,0	36,0	35,0	34,8
35,7	35,1	35,0	36,0	34,7	34,5
37,0	35,6	35,4	35,7	35,2	35,0

37,0	35,6	35,5	37,0	35,7	35,5
36,7	35,9	35,8	37,0	35,7	35,5
37,0	35,6	35,4	36,7	36,1	36,0
36,7	36,0	35,9	38,0	36,5	36,5
38,0	36,2	36,2	38,0	36,6	36,5
37,7	37,1	37,2	38,0	36,6	36,6
38,7	38,0	38,2	38,0	37,4	36,9
40,0	38,8	39,0	38,0	37,0	36,4
38,7	38,1	38,3	38,0	36,9	36,4
39,0	37,2	37,3	38,0	36,7	36,4
37,7	36,6	36,9	36,7	36,5	36,3
38,0	36,6	36,8	36,7	36,1	35,8
36,7	36,1	36,4	36,7	36,0	35,8
37,0	35,6	35,9	35,7	35,4	35,3
36,0	35,4	35,8	34,7	34,8	34,7
35,0	34,3	34,8	34,0	33,7	33,8
34,0	33,2	33,7	33,1	32,3	32,6
31,7	31,6	32,6	31,7	31,4	32,0
32,1	30,9	31,8	31,1	30,0	31,4
30,1	29,3	30,9	27,7	28,2	29,5
27,7	27,9	29,3	-	-	-
26,7	26,1	27,5	-	-	-
26,7	25,8	27,1	-	-	-

Tabla D-7: Valores de transferencia de energía entre aire y agua en el humidificador para su validación.

Energía salida agua W	Energía entrada aire W
497,0	498,8
2491,7	2498,1
1009,2	1011,3
899,1	901,8
1035,1	1037,9
1183,1	1185,0
1298,5	1301,6

1547,5	1550,8
1506,6	1509,7
1779,2	1782,5
1850,0	1853,3
2011,8	2015,1
1990,9	1994,1
2050,5	2053,6
2221,6	2224,8
2259,2	2262,3
2260,8	2263,8
2305,5	2308,5
2101,3	2104,1
2295,0	2298,0
2135,5	2138,4
2410,3	2413,3
2506,5	2509,3
2451,8	2454,5
2179,6	2182,1
1912,9	1915,4
1909,9	1912,5
1795,0	1797,6
1692,1	1694,7
1656,4	1659,0
1620,8	1623,4
1368,4	1369,5
1218,0	1220,5
1022,3	1023,4
872,6	874,9
678,8	679,8
507,7	508,6
506,5	507,4
673,5	674,9
787,0	789,5

Apéndice E: Resultados simulaciones planta HDH

Tabla E-1: Datos de temperaturas a la entrada (in) y salida (out) del deshumidificador (DH), humidificador (H) e intercambiador de calor (IdC), obtenidos tras simular planta con un caudal de 700 kg/h, 280 kg/h y 468 kg/h, para el caso del aire, agua y fluido térmico respectivamente, con datos geográficos de Valparaíso.

Hora <i>h</i>	Rad W/m^2	Temperatura Aire °C		Temperatura Agua °C			Temperatura Fluido Térmico °C	
		in DH	out DH	in DH	out DH	in H	in IdC	out IdC
1	0	0	0	16	0	0	14	14
2	0	0	0	16	0	0	13	13
3	0	0	0	16	0	0	12	12
4	0	0	0	16	0	0	12	12
5	0	0	0	16	0	0	11	11
6	0	0	0	16	0	0	13	13
7	15	0	0	16	0	0	18	18
8	61	0	0	16	0	0	23	23
9	97	20	19	16	17	23	28	24
10	189	23	22	16	18	27	35	29
11	165	26	25	16	19	31	40	34
12	170	27	26	16	20	32	43	35
13	630	28	26	16	20	33	43	36
14	1020	28	26	16	20	33	44	36
15	969	28	26	16	20	33	43	36
16	848	27	25	16	20	32	42	35
17	669	25	23	16	19	29	37	31
18	449	0	0	16	0	0	33	33
19	215	0	0	16	0	0	25	25
20	43	0	0	16	0	0	18	18
21	0	0	0	16	0	0	17	17
22	0	0	0	16	0	0	15	15
23	0	0	0	16	0	0	15	15
24	0	0	0	16	0	0	14	14

Tabla E-2: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de 700 *kg/h*, 280 *kg/h* y 468 *kg/h*, para el caso del aire, agua y fluido térmico respectivamente, con datos geográficos de Valparaíso y Antofagasta para una semana en invierno y otra en verano.

Día	Destilado Antofagasta <i>kg/h</i>		Destilado Valparaíso <i>kg/h</i>	
	Verano	Invierno	Verano	Invierno
1	0,37	0,27	0,00	0,00
	0,94	0,62	1,59	1,30
	1,72	1,13	1,90	1,31
	2,02	1,33	2,00	1,29
	2,06	1,37	2,00	1,23
	2,08	1,37	1,83	1,12
	2,12	1,38	1,25	0,78
	1,97	1,28	0,00	0,00
	1,29	0,83	0,00	0,00
2	0,60	0,47	0,59	0,49
	1,18	0,79	1,02	0,72
	1,92	1,26	1,61	1,05
	2,20	1,45	1,85	1,17
	2,24	1,45	1,92	1,19
	2,24	1,45	1,92	1,19
	2,25	1,45	1,90	1,17
	2,10	1,31	1,70	1,06
	1,37	0,85	1,14	0,75
3	1,47	1,18	1,44	1,19
	2,02	1,46	1,84	1,30
	2,20	1,52	1,96	1,30
	2,22	1,53	1,98	1,29
	2,22	1,50	1,98	1,25
	2,23	1,49	1,94	1,20
	2,06	1,32	1,74	1,08
	1,37	0,84	1,18	0,77
4	1,46	1,14	1,59	1,30
	2,07	1,49	1,99	1,40
	2,25	1,56	2,10	1,40
	2,27	1,56	2,10	1,35
	2,27	1,54	2,10	1,31
	2,30	1,54	2,04	1,23
	2,17	1,37	1,82	1,12
	1,46	0,89	1,23	0,79
5	0,44	0,37	0,60	0,73
	1,09	0,71	1,05	1,06
	1,90	1,24	1,66	1,18
	2,25	1,48	1,92	1,22
	2,32	1,49	1,98	1,22
	2,33	1,50	1,99	1,19
	2,34	1,50	1,97	1,09
	2,18	1,37	1,79	0,78

6	0,40	0,45	0,65	0,55
	1,01	0,77	1,11	0,77
	1,82	1,24	1,73	1,09
	2,13	1,41	1,97	1,22
	2,17	1,43	2,03	1,22
	2,19	1,44	2,03	1,23
	2,23	1,44	1,99	1,20
	2,10	1,33	1,80	1,09
	1,40	0,85	1,22	0,78
	0,45	0,37	0,00	0,00
7	1,07	0,71	0,00	0,00
	1,88	1,21	2,18	1,79
	2,15	1,41	2,14	1,52
	2,21	1,44	2,00	1,31
	2,21	1,44	1,78	1,13
	2,23	1,45	1,22	0,79
	2,10	1,34	0,00	0,00
	1,42	0,87	0,00	0,00

Tabla E-3: Datos obtenidos de destilado acumulado diario tras simular planta con un caudal de agua fijo de 280 *kg/h*, 468 *kg/h* fluido térmico y variando el caudal de agua desde 200 *kg/h* a 4600 *kg/h*, con datos geográficos de Valparaíso.

Flujo de aire <i>kg/h</i>	Destilado acumulado <i>kg</i>
200	2,99
400	4,98
600	6,46
800	7,60
1000	8,48
1200	9,16
1400	9,69
1600	9,98
1800	10,76
2000	10,40
2200	11,05
2400	11,16
2600	10,95
2800	10,01
3000	10,35
3200	10,77
3400	10,92
3600	9,85
3800	8,85
4000	8,89
4200	9,02
4400	9,02
4600	8,40

Tabla E-4: Datos obtenidos de destilado acumulado diario tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 *kg/h*, 468 *kg/h* de fluido térmico y variando el caudal de agua desde 50 *kg/h* a 600 *kg/h*, con datos geográficos de Valparaíso.

Flujo de agua <i>kg/h</i>	Destilado acumulado <i>kg</i>
50	6,75
80	9,04
100	9,90
150	10,36
180	9,81
200	9,19
250	7,74
300	6,71
350	5,91
400	5,39
450	5,02
500	4,23
550	4,23
600	3,97

Tabla E-5: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 *kg/h*, 280 *kg/h* de agua de alimentación, 468 *kg/h* de fluido térmico y variando el área de colección. Se presentan tres casos de estudio: Área de 32, área de 16 y área de 8, con datos geográficos de Valparaíso.

Hora h	Destilado <i>kg/h</i>		
	Área 32 <i>m</i> ²	Área 16 <i>m</i> ²	Área 8 <i>m</i> ²
9	0,43	0,34	0,17
10	0,38	0,27	0,13
11	0,35	0,26	0,13
12	0,78	0,43	0,22
13	1,63	0,64	0,32
14	2,10	0,76	0,38
15	2,22	0,80	0,40
16	2,14	0,77	0,38
17	1,48	0,59	0,29
18	0,74	0,40	0,20

Tabla E-6: Datos obtenidos de flujo de destilado tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 *kg/h*, 280 *kg/h* de agua de alimentación, 468 *kg/h* de fluido térmico y variando la humedad relativa a la entrada del humidificador al inicio de la simulación. Se presentan tres casos de estudio: humedad relativa del 100%, humedad relativa del 90% y humedad relativa del 70%, con datos geográficos de Valparaíso.

Hora <i>h</i>	Destilado <i>kg/h</i>		
	RH 100	RH 90	RH 70
9	0,43	0,31	0,07
10	0,38	0,29	0,02
11	0,35	0,29	0,01
12	0,78	0,68	0,40
13	1,63	1,45	1,08
14	2,10	1,89	1,46
15	2,22	2,02	1,56
16	2,14	1,92	1,47
17	1,48	1,31	0,94
18	0,74	0,62	0,34

Tabla E-7: Datos obtenidos de humedad relativa a la entrada del deshumidificador para tres casos de estudio en donde la simulación se inicia con humedad relativa igual a 100%, 90% y 70% a la entrada del humidificador. Se simula con caudal de aire fijo de 700 *kg/h*, 280 *kg/h* de agua de alimentación, 468 *kg/h* de fluido térmico y con 20 *m*² de área de colección y datos geográficos de Valparaíso.

Hora <i>h</i>	Humedad relativa entrada deshumidificador %		
	RH 100	RH 90	RH 70
9	100,00	98,78	94,698
10	100,00	98,82	94,318
11	100,00	98,86	94,366
12	100,00	99,63	96,00
13	100,00	100,00	97,48
14	100,00	100,00	97,78
15	100,00	100,00	97,87
16	100,00	100,00	97,77
17	100,00	100,00	97,20
18	100,00	99,50	95,83

Tabla E-8: Datos obtenidos de flujo de destilado y flujo másico de agua tras simular planta con un caudal de aire fijo de 700 kg/h, 468 kg/h de fluido térmico y 280 kg/h de agua como caudal de agua máximo el cual se controla en función de la temperatura de entrada al humidificador. Se presentan dos casos de estudio: Con control de caudal y sin control, con datos geográficos de Valparaíso.

Hora	No controlado		Controlado	
	Flujo de agua kg/h	Destilado kg/h	Flujo de agua kg/h	Destilado kg/h
12	280	1,29	178	2,405
13	280	1,30	204	2,491
14	280	1,31	205	2,492
15	280	1,23	201	2,478
16	280	1,12	188	2,437
17	280	0,78	143	2,278
18	280	0,45	114	2,128

Tabla E-9: Datos extraídos del Explorador Solar de la Universidad de Chile, correspondientes a la radiación incidente en la ciudad de Valparaíso, específicamente en el sector del Olivar, para el día 1 de enero de 2004.

Tiempo	Directa	Difusa	Reflejada	T ambiente
Hora	W/m ²	W/m ²	W/m ²	°C
0:00	0,00	0,00	0,00	14,24
1:00	0,00	0,00	0,00	13,75
2:00	0,00	0,00	0,00	13,27
3:00	0,00	0,00	0,00	12,91
4:00	0,00	0,00	0,00	12,59
5:00	0,00	0,00	0,00	12,29
6:00	0,00	15,08	0,32	11,98
7:00	0,00	59,61	1,26	13,49
8:00	0,00	94,89	2,00	15,37
9:00	15,23	169,36	3,94	18,18
10:00	11,80	150,18	3,43	21,18
11:00	14,04	152,48	3,51	24,27
12:00	231,39	385,31	12,93	26,76
13:00	887,65	111,29	20,72	28,08
14:00	840,39	108,68	19,87	29,26
15:00	727,77	102,69	17,84	28,45
16:00	560,49	93,40	14,79	27,49

17:00	356,69	80,85	10,97	26,42
18:00	144,38	64,35	6,72	23,76
19:00	0,00	40,67	2,57	21,37
20:00	0,00	0,00	0,00	19,32
21:00	0,00	0,00	0,00	17,67
22:00	0,00	0,00	0,00	16,49
23:00	0,00	0,00	0,00	15,8
0:00	0,00	0,00	0,00	14,28