UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO - CHILE

Nombre del Alumno: Esteban Ignacio Leiva Flores

Rol: 201204733-1

Carrera: Ingeniería Civil Mecánica

Título al cual opta: Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía: PhD. Rodrigo Barraza Vicencio

Profesor Coreferente: MSc. David Javier Saldivia Salazar

Nombre del Tema: “Modelamiento numérico y análisis de configuraciones de sistemas de destilación por Humidificación y Deshumidificación (HDH)”.

2018

Resumen Ejecutivo:

En el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María en Viña del Mar, Valparaíso se tiene instalada una planta desaladora por método HDH, la cual fue realizada por Reyes [1]. Este trabajo corresponde a la continuación de la memoria realizada por Hernandez [2] y busca encontrar la configuración ideal de la planta existente que permita obtener la mayor producción posible de destilado.

La primera etapa del trabajo consiste en realizar un estado del arte de distintos estudios experimentales y modelos computacionales de configuraciones de multi – etapas, indicando sus características y desempeño.

La segunda etapa consiste en realizar un modelo numérico en el software Engineering Equations Solver "EES" [3], indicando los fenómenos termodinámicos y de transferencia de calor (TDC) y masa que ocurren en cada uno de los equipos, mejorando el modelo desarrollado anteriormente por Hernández [2]. Posteriormente se validan los equipos del modelo computacional mediante bibliografía y resultados experimentales, donde en la primera se analizó el comportamiento de las temperaturas de aire y agua al ir variando el flujo de ingreso de aire en el humidificador y deshumidificador, además de comparar el GOR y la producción total de condensado entre el resultado obtenido y el resultado teórico que se debiese obtener para ciertas condiciones de ingreso. Para la validación experimental se comparan los resultados obtenidos de las mediciones realizadas a la planta HDH existente y se compara con el resultado obtenido de las simulaciones de todos los equipos por separados además de la validación a la planta completa.

Tras la validación se realizan simulaciones para distintos tipos de configuraciones de desaladoras HDH, de las cuales se elige la configuración que cuente con el mayor GOR y la mayor producción de destilado y se le realiza un análisis más en profundidad. Este análisis consiste en variar la configuración seleccionada entre 1 a 4 etapas para luego ingresar las condiciones de entrada bajo cierto rango de convergencia y poder analizar la producción de destilado, GOR, flujo de energía y carta psicométrica, comparando el desempeño de la planta al agregar más etapas.

Índice

1. Capítulo 1 1
1.1. Introducción 1
1.2. Objetivos 3
1.2.1. Objetivo General 3
1.2.2. Objetivos Específicos 3
1.3. Situación actual del Recurso Hídrico 4
1.3.1. Contexto internacional 4
1.3.2. Contexto nacional 6
1.4. Recurso solar en Chile 8
2. Estado del arte 11
2.1. Desalinización de agua 11
2.2. Desalinización por Método HDH 11
2.3. Clasificación y funcionamiento del método HDH 13
2.4. HDH cerrado aire y abierto Agua (CAOW) multi – etapas 15
2.4.1. HDH cerrado Aire y abierto Agua (CAOW) multi – etapas con calentamiento de aire 15
2.4.2. HDH Cerrado Aire y Abierto Agua (CAOW) Multi – etapas con calentamiento de agua.. 18
2.5. Conclusión 23
3. Modelo Computacional 24
3.1. Introducción 24
3.2. Características del modelo 24
3.1. Componentes del modelo 24

3.1.1. Humidificador 24
3.1.2. Deshumidificador (o Condensador) 28
3.2. Planta HDH – CAOW de 2 etapas 35
3.3. Conclusión 38
4. Validación Bibliográfica 39
4.1. Introducción 39
4.2. Condiciones de operación del estudio “Rendimiento de un sistema de desalinización multi-efectos en dos etapas en el proceso de humidificación / deshumidificación” 39
4.3. Resultados de la validación 40
4.3.1. Condensador inferior 42
4.3.2. Condensador superior 43
4.3.3. Humidificador inferior 44
4.3.4. Humidificador superior 44
4.4. Planta Simulada 46
4.5. Conclusión 47
5. Resultados experimentales 48
5.1. Introducción 48
5.2. Parámetros constructivos y de operación 48
5.3. Instrumentos utilizados para la medición 51
5.4. Validación de los equipos 52
5.5. Validación planta HDH 55
5.6. Conclusión 56
6. Análisis y Resultados 58
6.1. Introducción 58
6.2. Producción de la planta 58

6.3. Determinación de la mejor configuración de sistema HDH 59
6.4. Análisis de las multi – etapas en la planta existente 61
6.4.1. Producción de destilado y GOR 61
6.4.2. Comportamiento del aire en la carta psicométrica 63
6.4.3. Flujos de energía y recuperación de calor 64
6.5. Conclusión 69
7. Conclusiones y recomendaciones 70
7.1. Conclusiones 70
7.2. Recomendaciones para trabajos futuros 71
8. Bibliografía 73
9. Anexo A: Funciones de EES utilizadas [3] 77
9.1. Función “External_flow_plate” 77
9.2. Función “Flujo en tubería” 77
9.3. Función “Flujo exterior en un cilindro” 78
9.4. Función “Factor de incrustación” 79
9.5. Función “Conductividad” 80
9.6. Función “eficiencia aleta” 80
9.7. Función “efectividad intercambiador de calor” 80
9.8. Cálculo de propiedades termo físicas de los fluidos 82
10. Anexo B: Resultados de Validación Bibliográfica 83
11. Anexo C: Configuraciones Simuladas 88

Índice de Figuras

Figura 1-1: Escasez física de agua en 2010 (superior) y el cambio previsto en la escasez de agua para 2050 (inferior) según el escenario prudencial. Extraído de Informe sobre el recurso hídrico 2018 [7]. 5
Figura 1-2: Cantidad de meses por años en los que hay escasez de agua en el mundo. Extraído de Informe del Recurso hídrico 2017 [4]. 6
Figura 1-3: Oferta de aguas superficiales en Chile. Extraído de Radiografía del agua, 2018 [8]. 7
Figura 1-4: Brecha hídrica entre oferta y demanda del recurso en Chile. Extraído de Informe del Estado del Medio Ambiente, 2011 [10]. 8
Figura 1-5: Representación de la atenuación atmosférica de la radiación. Adaptada de PCE Ibérica S.L. [11]. 9
Figura 1-6: Visión general del potencial de Radiación directa normal (a) en América del sur y (b) Chile. Adaptado de The World Bank, Solar resource [13-14]. 10
Figura 2-1: Ciclo de la lluvia. Adaptado de Narayan et al. [6]. 12
Figura 2-2: Esquema de funcionamiento y configuraciones del método de desalinización HDH con energía solar. Adaptado de Sharon y Reddy [16]. 14
Figura 2-3: Configuración HDH CAOW multi – efectos con calentamiento de agua con su respectiva carta psicométrica. Adaptado de Abdelmoez et al. [18]. 15
Figura 2-4: (a) Configuración HDH CAOW con 3 etapas de calentamiento de aire. (b) Carta psicométrica del comportamiento del aire en el ciclo. Adaptado de Abdelmoez et al. [18]. 16
Figura 2-5: Comportamiento termodinámico del ciclo HDH – CAOW de 8 etapas con calentamiento de aire. Adaptado de Houcine et al. [19]. 17
Figura 2-6: Efecto del número de etapas en el funcionamiento de una planta desaladora HDH CAOW multi-etapas con calentamiento de aire. Adaptado de Narayan et al. [23]. 17
Figura 2-7: (a) Configuración HDH CAOW de 2 etapas con calentamiento de agua. (b) carta psicométrica del comportamiento cualitativo del aire en este ciclo. Adaptado de [6,18]. 18
Figura 2-8: Diagrama de planta HDH solar CAOW de dos etapas. Adaptado de Hou [25]. 19
Figura 2-9: Esquema de planta desaladora solar HDH de 3 etapas con calentamiento de agua. Adaptado de Gang Wu et al. [26]. 20

Figura 2-10: Esquema planta HDH CAOW de 2 etapas. Adaptado de Zamen et al. [29-30]. 21
Figura 2-11: Esquema planta HDH de dos 2 etapas utilizado por Kang et al. [31]. 22
Figura 3-1: Esquema del humidificador. Fuente: Hernández. [2]. 25
Figura 3-2: Volumen de control del aire en el humidificador. Fuente: Klopers et al. [33]. ... 26
Figura 3-3: Esquema del Deshumidificador. Hernández [2]. 29
Figura 3-4: Volumen de control utilizado para cada nodo del deshumidificador con (a) vista frontal y (b) vista lateral. Adaptado de Sharqawy et al. [34]. 30
Figura 3-5: Interfaz del programa. 36
Figura 3-6: Diagrama de flujo del algoritmo usado para el modelo. 38
Figura 4-1: Esquema planta HDH de dos 2 etapas CAOW utilizada para la validación. 42
Figura 4-2: Resultado obtenido de las simulaciones en el condensador inferior. 43
Figura 4-3: Resultado obtenido de las simulaciones en el condensador superior. 44
Figura 4-4: Resultado obtenido de las simulaciones en el humidificador inferior. 45
Figura 4-5: Resultado obtenido de las simulaciones en el humidificador superior. 45
Figura 4-6: Planta HDH de 2 etapas simulada para la validación ($Q = 21.014$ W). 46
Figura 5-1: Vista de colectores solares de la planta HDH existente. 48
Figura 5-2: Planta desaladora HDH existente. 49
Figura 5-3: Intercambiador de calor de 12 placas utilizado en la planta HDH existente [35]. 50
Figura 5-4: Validación bajo condiciones del miércoles 4 de octubre. (a) Humidificador, (b) deshumidificador, (c) Sistema de colección y (d) producción acumulada. 53
Figura 5-5: Modelación planta desaladora HDH bajo condiciones del miércoles 3 de octubre. 55
Figura 6-1: Producción de destilado con respecto a los flujos másicos de aire y agua. 58
Figura 6-2: Producción de destilado con respecto al número de etapas. 62
Figura 6-3: Carta psicométrica de aire en la planta HDH - CAOW de (a) 1 etapa, (b) 2 etapas, (c) 3 etapas y (d) 4 etapas……..... 63
Figura 6-4: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 1 etapa. 65
Figura 6-5: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 2 etapas. 66
Figura 6-6: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 3 etapas. 66
Figura 6-7: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 4 etapas. 67

Figura 6-8: Recuperación de energía con respecto al número de etapas. 68
Figura 9-1: Esquema de función “External_flow_plate” en cada nodo..... 77
Figura 9-2: Esquema de función “pipeflow” con sus respectivas variables de ingreso..... 78
Figura 9-3: Esquema de función “External_flow_cylinder” con sus respectivas variables de ingreso. 79
Figura 9-4: Menú de selección de opciones para calcular factor de incrustaciones. 79
Figura 9-5: Menú de selección de opciones para calcular conductividad térmica de un material. 80
Figura 9-6: Menú de selección de opciones para calcular eficiencia de aleta. 81
Figura 9-7: Menú de selección de opciones para calcular efectividad de un IDC. 81
Figura 9-8: Menú de selección de propiedades termo físicas de los fluidos. 82
Figura 11-1: Simulación planta HDH de 1 etapa CAOW..... 88
Figura 11-2: Simulación planta HDH de 1 etapa CWOA..... 88
Figura 11-3: Simulación planta HDH de 1 etapa OAOW. 89
Figura 11-4: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo CAOW. 89
Figura 11-5: Simulación planta HDH de 2 etapas “Kang” con ciclo CAOW. 90
Figura 11-6: Simulación planta HDH de 2 etapas “Kang” con ciclo OAOW abajo y CAOW arriba. 91
Figura 11-7: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo OAOW abajo y CAOW arriba. 92
Figura 11-8: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo OAOW. 93
Figura 11-9: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo CAOW abajo y OAOW arriba. 94
Figura 11-10: Simulación planta HDH de 2 etapas “Kang” con ciclo OAOW arriba y CAOW abajo. 95
Figura 11-11: Simulación planta HDH de 2 etapas “Kang” con ciclo OAOW. 96
Figura 11-12: Simulación planta HDH - CAOW de 3 etapas..... 97
Figura 11-13: Simulación planta HDH - CAOW de 4 etapas..... 98

Índice de Tablas

Tabla 1-1: Procesos tradicionales de desalinización. Adaptado de Narayan et al. [6]. 1
Tabla 2-1: Resultados obtenidos en los trabajos mostrados en el Estado del arte. 22
Tabla 3-1: Variables principales del modelo computacional de la planta HDH – CAOW de 2 etapas..... 37
Tabla 4-1: Dimensiones condensador superior e inferior. 39
Tabla 4-2: Dimensiones humidificador superior e inferior..... 40
Tabla 4-3: Condiciones de operación utilizadas en la simulación. 40
Tabla 4-4: Comparación de valores obtenido con respecto a valores esperado. 46
Tabla 5-1: Dimensiones y características del humidificador. 49
Tabla 5-2: Dimensiones y características del deshumidificador..... 50
Tabla 5-3: Condiciones de operación de la planta. 51
Tabla 5-4: Características de los instrumentos utilizados en las mediciones. 51
Tabla 5-5: Comparación valores teóricos con respecto a experimentales para el miércoles 3 de octubre. 56
Tabla 6-1: Condiciones de operación de la planta en las simulaciones. 59
Tabla 6-2: Resultados de las distintas configuraciones HDH de 2 etapas simuladas. 60
Tabla 6-3: Desempeño de las distintas configuraciones HDH de 2 etapas simuladas..... 61
Tabla 10-1: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador inferior..... 83
Tabla 10-2: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador inferior. 84
Tabla 10-3: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador superior. 84
Tabla 10-4: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador superior. 85
Tabla 10-5: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador inferior. 85
Tabla 10-6: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador inferior. 86

Tabla 10-7: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador superior. 86
Tabla 10-8: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador superior. 87

Nomenclatura

A	Área	L_e	Índice de Lewis
A_C	Área de colección	LPM	Litros por minuto
A_{ef}	Área efectiva	m	Metro
$\dot{C}$	Capacidad calorífica	$\dot{m}_a$	Flujo másico aire
c_p	Calor específico	$\dot{m}_{s,w}$	Flujo másico agua de mar
col	colector	N_C	Número de columnas
$CACW$	Cerrado aire – Cerrado agua	N_f	Número de filas
$CAOW$	Cerrado aire – Abierto agua	N_V	Nodos verticales
$CWOA$	Cerrado agua – Abierto aire	$OAOW$	Abierto aire – Abierto agua
D	Diámetro	$\dot{Q}$	Flujo de calor
dZ	Diferencial de altura	R	Resistencia
$Fr\tau\alpha$	Factor de remoción y transmitancia - absorbancia efectiva	R''	Factor de incrustación
FrU_L	Factor de remoción y coeficiente de pérdidas	RE	Recuperación de energía
GOR	Gained output ratio	rh	Humedad relativa
G_T	Radiación incidente	s	Segundo
$\bar{h}$	Coeficiente de convección promedio	T	Temperatura
h_c	Coeficiente de convección	T_a	Temperatura aire
h_D	Coeficiente de transferencia de masa	T_w	Temperatura agua
H	Hot	th	Espesor
HDH	Humidificación - Deshumidificación	TDC	Transferencia de calor
i_v	Entalpía del aire húmedo	p	Paso aleta
i_w	Entalpía del agua	VC	Volumen de control
IDC	Intercambiador de calor	w	Agua *(water)*
k	Conductividad	Z	Altura
L	Largo IDC		

Griegas

η_{fin}	Eficiencia aleta
η_o	Eficiencia total superficie
ω	Humedad absoluta
ρ	Densidad

sup	Superior
tot	Total
u	Útil
un, fin	Sin aleta
v	Vapor
f	Incrustación

Subíndices

a	Aire
a, s	Aire, seco
amb	Ambiental
c	Frio *(cold)*
$cond$	Condensado
$conv$	Convección
des	Deshumidificador
ext	Exterior
fin	Aleta
hum	Humidificador
in	Entrada
inc	Incidente
inf	Inferior
int	Interior
max	Máximo
min	Mínimo
out	Salida
$recirc$	Recirculación
s, a	Aire saturado
s, w	Agua de mar *(sea wáter)*
sim	Simulado

1. Capítulo 1

1.1. Introducción

Según el Informe sobre del recurso hídrico del 2017 en el mundo cerca de dos tercios de la población sufren problemas de escasez de agua a lo menos un mes al año [4]. Es por este motivo que se ha hecho necesario generar soluciones a los problemas de disponibilidad de agua en distintas localidades y una de esas soluciones proviene de la desalinización de agua de mar.

El término desalinización o desalación se define por la IDA (International Desalination Association) [5] como el proceso de eliminación de las sales disueltas en el agua, produciendo de este modo agua dulce a partir del agua de mar o agua salobre. En el estudio de Narayan et al. [6] se indican y explican las tecnologías tradicionales de desalinización, las cuales se clasifican principalmente en dos tipos de procesos. El primero corresponde a procesos térmicos que requieren una fuente de calor externo que proviene de combustibles fósiles o energía nuclear principalmente. El otro tipo de proceso corresponde al uso de una membrana semi permeable que permita la separación de la sal y el agua mediante el uso de electricidad para su funcionamiento. En Hernández [2] se explican más detalladamente este tipo de tecnologías las cuales se mencionan en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1: Procesos tradicionales de desalinización. Adaptado de Narayan et al. [6].

Procesos Térmicos	Procesos de Membrana
1- Multi etapa flash 2- Destilación efecto múltiple 3- Compresión de vapor	1 - Osmosis Inversa 2 - Electrodiálisis

Las tecnologías tradicionales de desalinización son a gran escala, centralizadas, costosas y requieren un gran consumo de energía eléctrica y/o térmica, por lo que los países de mayores recursos son los que tienen más fácil acceso. Es por esta razón que se plantea y se estudia el método de desalinización de Humidificación – Deshumidificación (HDH), que es una tecnología de bajo costo de inversión, operación y mantención, la cual está pensada para un desarrollo a pequeña escala y en localidades de acceso limitado al agua dulce y que

cuenten con alta radiación, ya que éste último es la fuente de energía del sistema, permitiendo desalinizar agua de mar mediante el aprovechamiento de la energía solar, pudiendo ayudar así a solucionar los futuros problemas de abastecimiento en comunidades pequeñas.

Por lo tanto, aplicar este tipo de tecnología de desalinización beneficiaría a poblaciones y localidades que se encuentran total o parcialmente aisladas en términos de accesibilidad al recurso hídrico, sistemas convencionales de abastecimiento de agua y a la red de distribución eléctrica debido a que es un sistema autónomo que es capaz de funcionar gracias a energías renovables, en este caso la energía solar.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

- Modelar numéricamente y analizar diferentes sistemas de desalinización por humidificación-deshumidificación (HDH), que sea capaz de responder a varias configuraciones HDH (etapas) y compare la producción de destilado entre éstas, permitiendo ajustar diferentes parámetros de entrada dentro de un rango de convergencia previamente establecido.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Analizar el estado del arte relevante de experiencias experimentales y modelos computacionales de sistemas HDH de multi-etapas.
- Construir un modelo numérico que tenga la capacidad de simular el funcionamiento de las distintas configuraciones de desalinizador HDH según propiedades y dimensiones físicas a definir en un rango de convergencia especificado.
- Validar el modelo numérico en base a datos de la literatura o experimentales para generar una herramienta confiable de referencia ingenieril.
- Proponer una configuración de HDH y sus características de operación en base al análisis de los resultados de simulaciones numéricas.

1.3. Situación actual del Recurso Hídrico

1.3.1. Contexto internacional

La Organización de las Naciones Unidas para la Educación, la Ciencia y la Cultura (UNESCO) organiza y dirige el Programa Mundial de Evaluación de los Recursos Hídricos de las Naciones Unidas (WWAP), el cual se encarga de publicar los Informes de las Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos en el Mundo (WWDR). Estos informes se centran en temas estratégicos relacionados con el agua y en su última versión se indica que la demanda mundial de agua se estima en alrededor de 4.600 $km^3/año$ con un pronóstico de aumento para el año 2050 entre un 20% y un 30%, es decir de 5.500 a 6.000 $km^3/año$, ya que el uso del agua a nivel mundial aumenta principalmente en función del crecimiento de la población y el desarrollo económico, donde las estimaciones de crecimiento de población mundial en el período 2017-2050 indican un aumento desde los 7.700 millones de habitantes a entre 9.400 y 10.200 millones respectivamente [7].

En el mismo estudio se comenta que el uso global del agua ha aumentado seis veces en los últimos 100 años y sigue creciendo de manera constante a una tasa aproximada del 1% anual. El uso doméstico del agua representa aproximadamente el 10% de las extracciones de agua a nivel mundial.

A lo largo de la década del 2010, 1.900 millones de personas que corresponden al 27% de la población mundial vivían en áreas con una escasez de agua potencialmente grave, es decir, que la extracción anual del recurso hídrico total para uso humano es superior al 40% de los recursos hídricos superficiales renovables disponibles totales. También se comenta que 3.600 millones de personas, que equivalen a casi la mitad de la población mundial ya están viviendo en áreas con potencial escasez de agua al menos un mes al año, es decir que la extracción de agua para uso humano se encuentra entre el 20% y 40% del recurso hídrico disponible, aumentando continuamente.

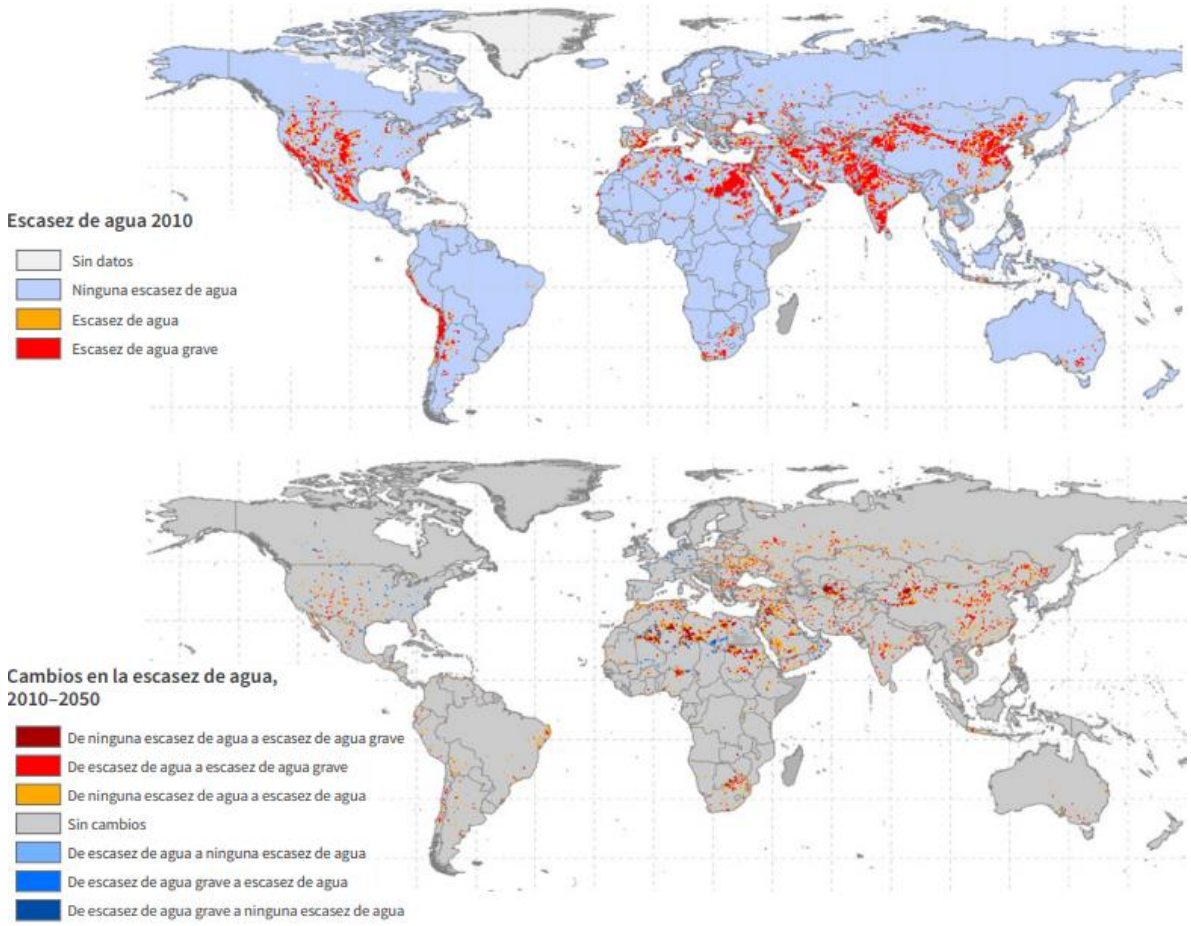

Figura 1-1: Escasez física de agua en 2010 (superior) y el cambio previsto en la escasez de agua para 2050 (inferior) según el escenario prudencial. Extraído de Informe sobre el recurso hídrico 2018 [7].

En la Figura 1-1 se realiza una proyección de la escasez de agua para el año 2050 bajo un escenario prudencial, el cual asume que el desarrollo mundial sigue las mismas tendencias sociales, económicas y tecnológicas históricas, donde se utiliza como base la escasez de agua del año 2010 y se proyecta su variación hacia el año 2050. En el mismo estudio además de mostrar la disminución de la disponibilidad del recurso hídrico a futuro se menciona que hay una estimación de que el 80% del total de aguas residuales industriales y municipales se liberan en el medioambiente sin ningún tratamiento previo y que desde la década de los 90, la contaminación del agua ha empeorado en casi todos los ríos de América Latina, África y Asia, suponiendo que continuará en aumento en las próximas décadas, incrementando a su vez las amenazas a la salud humana y el medio ambiente.

En el estudio realizado por la Fundación Chile [8] se indica que cerca de 1.200 millones de personas viven en áreas donde existe escasez del recurso hídrico y que en estimaciones hacia el año 2030 en las que se considera un escenario climático en que todo se mantiene igual, el mundo tendrá que enfrentarse a un déficit mundial del 40% de agua, donde la sequía representa el 35% de los desastres naturales, manteniendo una tendencia creciente.

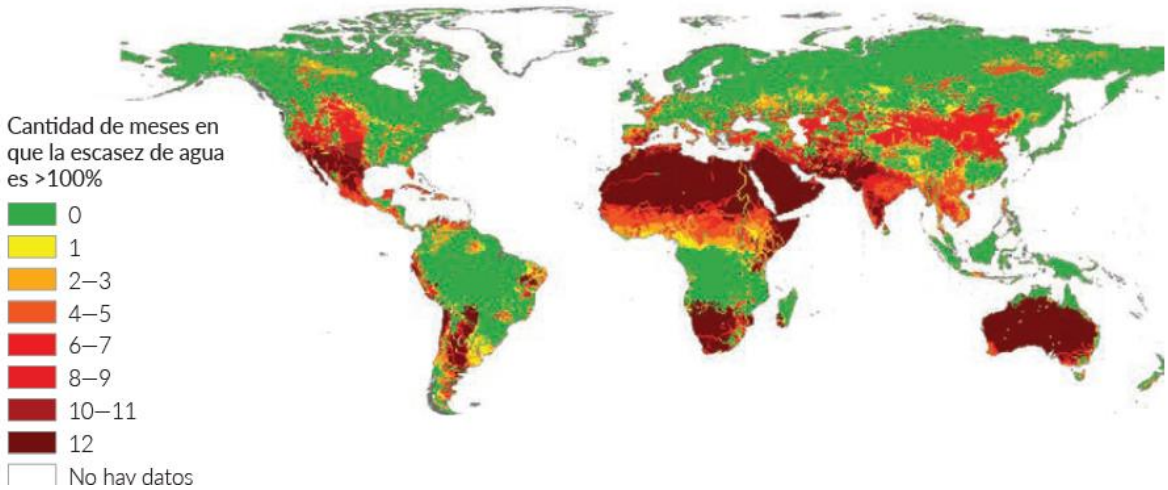

Figura 1-2: Cantidad de meses por años en los que hay escasez de agua en el mundo. Extraído de Informe del Recurso hídrico 2017 [4].

La Figura 1-2 muestra la cantidad de meses por año en que se produce escasez de agua considerando el volumen de agua superficial y subterránea y se aprecia que dos tercios de la población vive actualmente en zonas con escasez de agua al menos un mes al año, de la cual se destaca que cerca del 50% de la población afectada está de China e India [4].

1.3.2. Contexto nacional

El total de aguas renovables en Chile alcanza a los 922 km^3 anuales, lo que lo sitúa en el lugar 14 en el mundo y 5 en Latinoamérica, no obstante la Figura 1-3 muestra la disponibilidad del agua superficial en cada una de las regiones del país donde se aprecia el aumento de ésta al ir avanzando desde la zona norte hacia el sur, quedando claro que Chile presenta un fuerte desequilibrio geográfico con respecto a la disponibilidad del recurso hídrico, con una gran diferencia entre la zona norte y austral del país. La menor disponibilidad del recurso se encuentra en la región de Antofagasta con 0,9 m^3/s y la mayor se encuentra en la región de Aysén con un valor de 10.134 m^3/s [9].

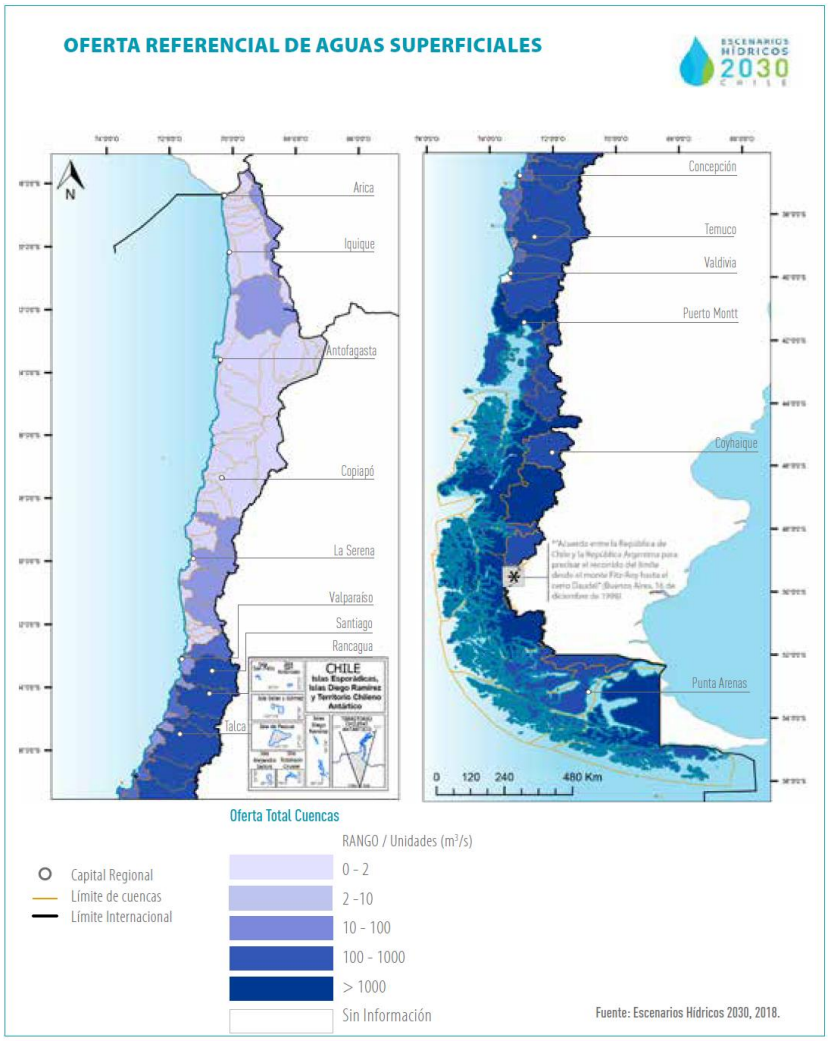

Figura 1-3: Oferta de aguas superficiales en Chile. Extraído de Radiografía del agua, 2018 [8].

A marzo de 2015, un total de 194 comunas en el país, equivalentes a 56% del total habían sido decretadas en emergencia agrícola por sequía, es por este motivo que en Chile se creó la iniciativa "Escenarios Hídricos 2030", que busca construir colectivamente diferentes escenarios hídricos al 2030 y 2050 para el país y que movilicen soluciones que lleven a la seguridad y sustentabilidad del recurso hídrico. Se define la brecha de agua como la diferencia entre la disponibilidad del agua y la demanda de este recurso y según los antecedentes entregados en la Política Nacional para los recursos hídricos del año 2015, Chile tiene una brecha de agua promedio de 82,6 m^3/s a nivel nacional, la que aumentará a 149 m^3/s para el año 2030 como consecuencia del crecimiento de la población, desarrollo económico y los efectos del cambio climático [8].

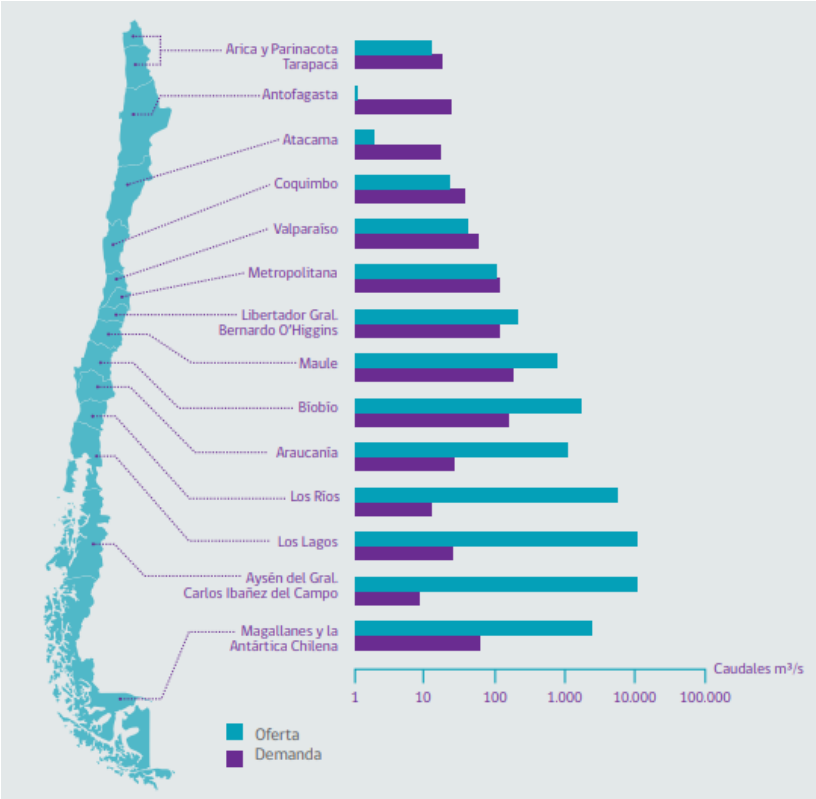

Figura 1-4: Brecha hídrica entre oferta y demanda del recurso en Chile. Extraído de Informe del Estado del Medio Ambiente, 2011 [10].

La figura 1-4 muestra la brecha hídrica que se presenta a lo largo de todo el país, donde se aprecia la gran diferencia entre la zona norte y sur. Esto permite afirmar que el desarrollo de actividades económicas en el norte de Chile dependerá en el futuro fuertemente de las posibilidades de generar nuevas fuentes de agua a costos razonables. Actualmente las tecnologías de transporte de agua a distancia o la desalación de agua marina tienen costos por encima de 1 dólar por m^3, lo que deja a la agricultura fuera de posibilidades de acceder a estas soluciones, dados los grandes volúmenes de agua que utilizan [9].

1.4. Recurso solar en Chile

La irradiación se define como la cantidad de energía incidente en una superficie en determinado periodo de tiempo, donde la radiación solar extraterrestre es la radiación solar diaria que se recibe sobre una superficie horizontal situada en el límite superior de la atmósfera. Esta radiación al ingresar a la atmósfera es afectada por la atenuación atmosférica, ocurriendo 3 fenómenos principales, que son reflexión hacia el espacio, absorción en la atmósfera y dispersión, como se puede apreciar en la Figura 1-5. Estos fenómenos son

producidos principalmente por el ancho de la capa de ozono, humedad y polvo presente en el aire, entre otros factores, por lo que sus efectos son distintos en cada zona del planeta.

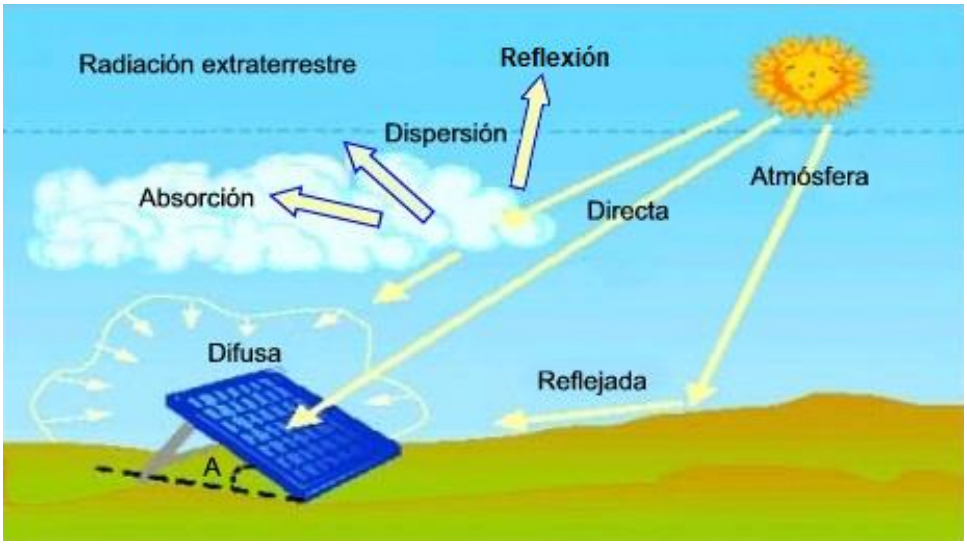

Figura 1-5: Representación de la atenuación atmosférica de la radiación. Adaptada de PCE Ibérica S.L. [11].

Esta atenuación descompone la radiación extraterrestre en distintos tipos de radiación [12], de los cuales se tiene:

- Radiación directa: Es la radiación solar que incide directamente a la superficie sin ser atenuada en la atmósfera.
- Radiación difusa: Radiación que cambió su dirección tras ser atenuada atmosféricamente.
- Radiación reflejada: Radiación solar que incide en la superficie terrestre y luego incide sobre la superficie a analizar.
- Radiación Global: Corresponde a la suma de todas las radiaciones, es decir es la radiación total que incide sobre una superficie.

Por su parte la radiación normal corresponde a la radiación recibida en una superficie perpendicular a los rayos provenientes del sol y en la Figura 1-6 (a) se muestra la variación de esta radiación en el continente, de la cual se aprecia la excelente condición de irradiación directa normal con la que cuenta Chile sobretodo en la zona norte del país, muy por arriba del resto de los países de América del sur.

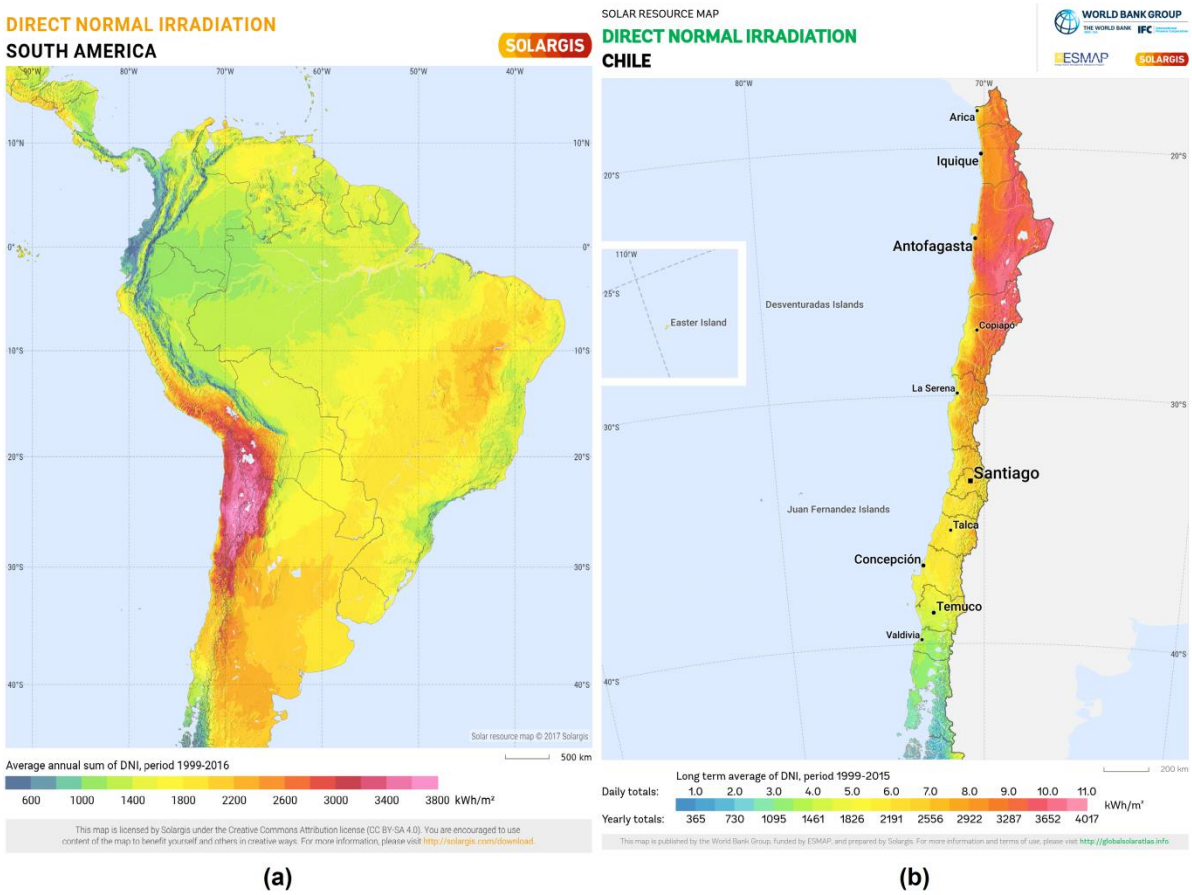

Figura 1-6: Visión general del potencial de Radiación directa normal (a) en América del sur y (b) Chile. Adaptado de The World Bank, Solar resource [13-14].

La figura 1-6 (b) muestra como varía la radiación directa normal a lo largo del país, donde se aprecia como disminuye a medida que se avanza desde el norte hacia el sur y que los máximos valores se encuentran en la zona norte donde puede alcanzar una irradiación directa normal promedio de 3500 kWh/m^2 por año.

2. Estado del arte

2.1. Desalinización de agua

Como se muestra en las Figuras 1-3, 1-4 y 1-6, la zona norte tiene los mayores problemas de disponibilidad del recurso hídrico con la mayor brecha hídrica del país, debido a que es la zona más seca de Chile con la presencia del desierto de Atacama, pero a su vez es la zona con mayor radiación solar. Debido a la baja disponibilidad del recurso hídrico la desalinización de agua de mar a futuro puede ser la fuente más importante de agua en esta área. En la región de Antofagasta existen diversas plantas de desalinización de agua de mar en operación para proveer de agua a la industria minera y a las ciudades. En el estudio realizado por Fichtner [15] se explican las tecnologías de las plantas utilizadas hasta el año 2015 en el norte de Chile y las con potencial de implementación, además de realizar un estudio económico de una planta desaladora de osmosis inversa con respecto a plantas desaladoras termo solares que aprovechen el excepcional recurso solar de la zona, donde concluye que a estas nuevas tecnologías aún les falta por desarrollarse para competir de mejor manera con las plantas tradicionales utilizadas.

Para la desalinización a pequeña escala se requieren plantas de bajo costo de inversión y operación, que sean descentralizadas y que funcionen mediante energías renovables, una de las tecnologías más prometedoras es la de Humidificación – Deshumidificación (HDH), la cual funciona mediante el aprovechamiento de la energía solar.

2.2. Desalinización por Método HDH

En el estudio de Narayan et al. [6] se explica el funcionamiento de esta tecnología de desalinización de agua salada, el cual es un proceso que simula el ciclo natural del agua, donde la naturaleza utiliza la energía solar para desalinizar el agua del océano mediante el ciclo de la lluvia. La radiación solar le entrega calor al agua de mar y según la carta psicométrica, el aumento de temperatura del bulbo seco del aire, manteniendo el mismo valor de humedad relativa trae consigo un aumento de humedad absoluta, considerando que se mantiene constante el valor de humedad relativa, en caso contrario al disminuir la temperatura del aire, este se deshumidifica, disminuyendo su humedad absoluta. Es por esto que al aumentar la temperatura del aire, éste se humidifica y actúa como gas portador. El aire

humidificado se levanta y forma nubes, las que se enfrían a medida que aumenta su altura, al ocurrir esto las partículas de agua contenidas en las nubes son condensadas, generando la deshumidificación del aire en forma de lluvia como se aprecia en la Figura 2-1.

En el mismo estudio se menciona que la tecnología HDH busca reutilizar el calor latente de condensación y utilizarlo para precalentar el agua de alimentación, concluyendo que esta tecnología es la mejor opción para ser desarrollada a pequeña escala y con un funcionamiento mediante energía solar, ya que cuenta con simplicidad en su diseño, además de la baja temperatura de operación, fácil funcionamiento y mantención [6].

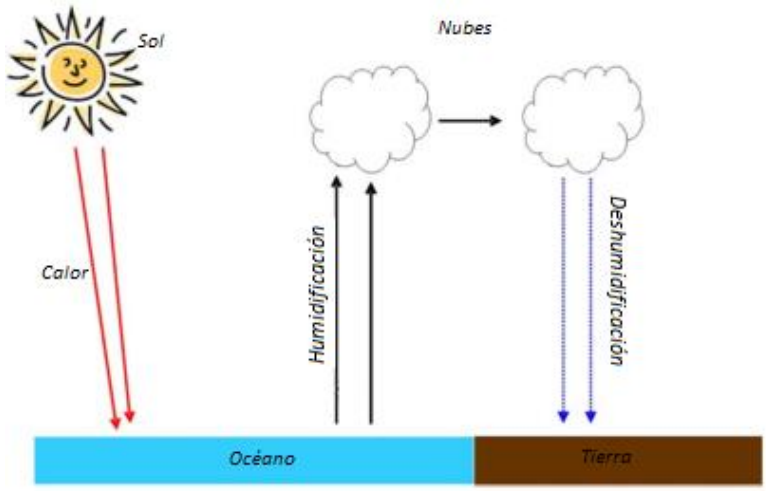

Figura 2-1: Ciclo de la lluvia. Adaptado de Narayan et al. [6].

La tecnología de desalinización Humidificación – Deshumidificación está compuesta de tres equipos principales, donde sus funciones principales son:

- Humidificador: Humidificar el aire y aumentar su temperatura mediante la interacción entre aire frio y agua caliente, la cual ocurre en un relleno evaporativo que puede ser packed bed, porous balls, entre otros.
- Deshumidificador: También se le llama condensador, ya que en esta sección se condensan las partículas de agua contenidas en el aire en forma de humedad. Es un intercambiador de calor (IDC) de banco de tubos con o sin aletas, donde se enfría aire caliente húmedo que circula por el exterior de los tubos y se precalienta el agua de mar fría mediante la recuperación del calor de condensación, este flujo de alimentación circula por el interior de los tubos.

- Colectores solares: Según la configuración HDH utilizada cumple la función de calentar el agua o aire que ingresa al humidificador o deshumidificador respectivamente.

Estos equipos son explicados más en detalle en el capítulo 3.

2.3. Clasificación y funcionamiento del método HDH

En Narayan et al. [6] se comenta los tipos de clasificación de esta tecnología de desalinización, la que se centra en tres categorías:

- Energía utilizada: Se refiere al tipo de energía utilizada en el proceso para entregar calor al sistema, pudiendo ser energía solar, térmica o geotérmica. Buscando la utilización de recursos renovables.
- Configuración: Corresponde a el ciclo mediante el cual funciona el sistema. Hay 4 configuraciones posibles que son cerrado aire, abierto agua (CAOW); cerrado aire y agua (CACW), abierto aire y agua (OAOW) y ciclo abierto de aire pero cerrado de agua (OACW) [16].
- Fluido calentado: Corresponde al fluido utilizado para entregar calor al sistema, puede ser un ciclo de funcionamiento con calentamiento de aire, agua o ambos juntos.

En la Figura 2-2 se muestra el esquema de una planta HDH para los ciclos CWOA en línea segmentada y CACW en línea continua con calentamiento de agua o aire. El funcionamiento de este sistema comienza con el ingreso del agua de alimentación en la parte inferior del deshumidificador, este flujo másico es precalentado a medida que circula por este equipo gracias a la recuperación de calor de condensación del aire caliente y húmedo que ingresa por la parte superior del condensador. El agua al salir del deshumidificador sale a mayor temperatura e ingresa al humidificador por la parte superior, donde para un sistema con calentamiento de agua puede aumentar aún más su temperatura antes de ingresar mediante un IDC directo o indirecto, siendo calentada por colectores solares. En el humidificador cae agua caliente desde la parte superior del equipo entrando en contacto con el aire que ingresa por la parte inferior, cediéndole energía y masa al aire generando un aumento de su temperatura y humedad. El aire que ingresa al humidificador puede hacerlo

mediante un ciclo cerrado, donde el aire que sale del deshumidificador ingresa directamente a este equipo o mediante un ciclo abierto de aire con calentamiento de éste que también se calienta mediante un IDC y colectores solares donde se aumenta la temperatura al aire proveniente desde el ambiente, entrando caliente y sin saturar al humidificador.

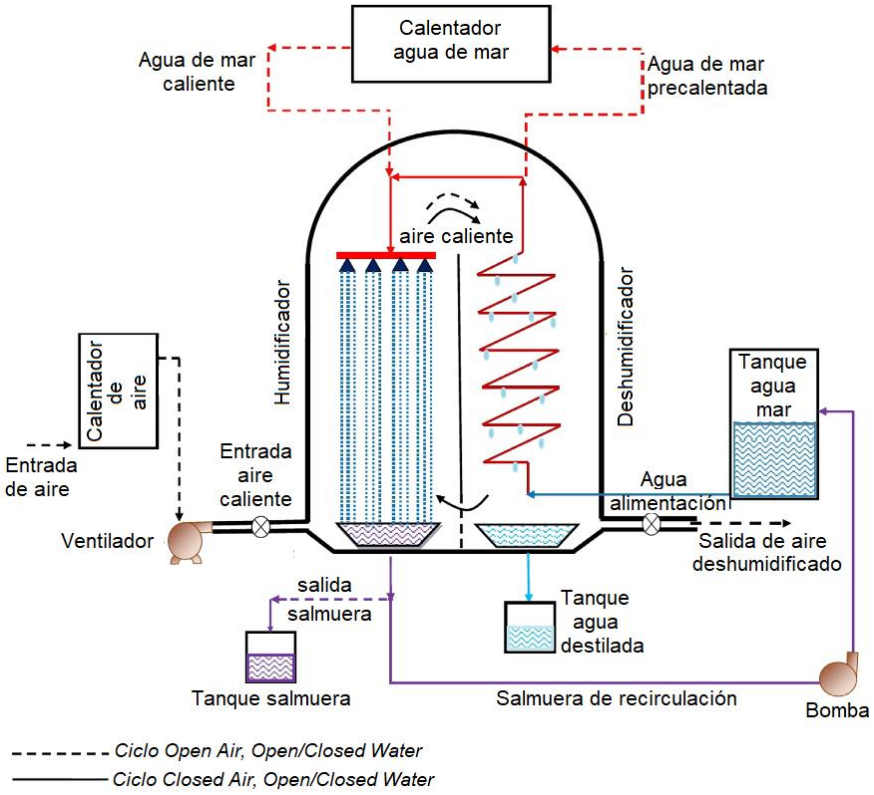

Figura 2-2: Esquema de funcionamiento y configuraciones del método de desalinización HDH con energía solar. Adaptado de Sharon y Reddy [16].

Finalmente el aire saturado, húmedo y caliente que sale desde el humidificador y que ingresa al deshumidificador es enfriado en este equipo mediante el contacto indirecto con el agua de mar fría, cediendo calor al agua y disminuyendo la temperatura del aire, condensando así el agua contenida en forma de humedad absoluta, produciendo destilado.

Muller-Holst [17] propuso el concepto de multi – efectos para mejorar la recuperación de calor del sistema, extrayendo aire de distintos puntos del humidificador hacia el deshumidificador como se aprecia en la Figura 2-3. Tanto Narayan et al. [6] como Abdemoelz [18] concluyen en sus estudios que el sistema multi – efectos con calentamiento de agua es el método con mayor eficiencia energética debido a la recuperación de calor por sobre el resto de configuraciones de una etapa.

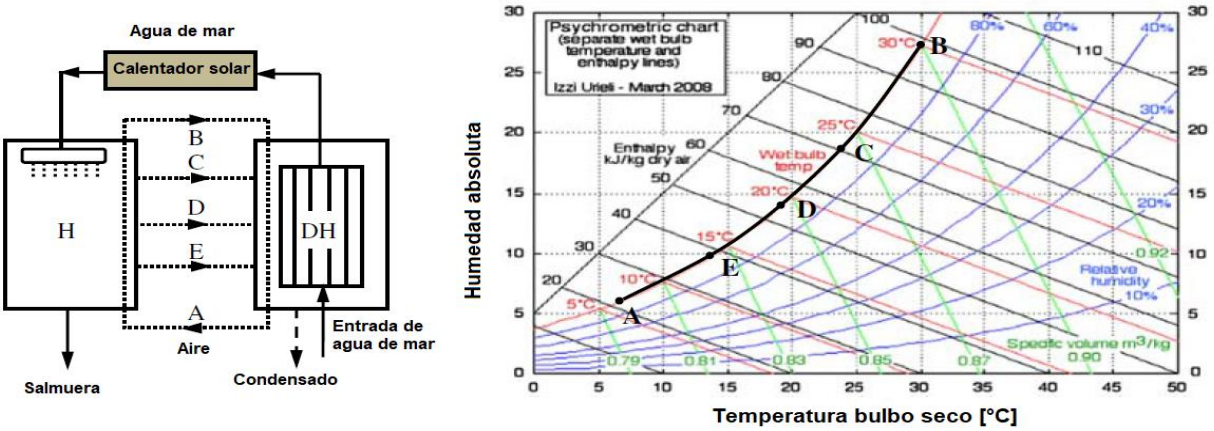

Figura 2-3: Configuración HDH CAOW multi – efectos con calentamiento de agua con su respectiva carta psicométrica. Adaptado de Abdelmoez et al. [18].

Para mejorar la recuperación de calor del sistema pero mediante una inversión un poco mayor se estudian los sistemas de desalinización HDH de multi – etapas.

2.4. HDH cerrado aire y abierto Agua (CAOW) multi – etapas

Para utilizar la energía del sistema eficientemente y recuperar la energía del calor latente de condensación, además de hacer recircular el calor de la salmuera se plantea esta configuración, que tiene un funcionamiento similar al ciclo CAOW de una etapa, pero que reutiliza el calor de agua y aire de salida de los equipos. Esta configuración puede contar con 2 o más etapas, es decir, se agregan 2 o más equipos de humidificador y/o condensador con calentamiento de agua o aire.

2.4.1. HDH cerrado Aire y abierto Agua (CAOW) multi – etapas con calentamiento de aire.

Narayan et al. [6] y Abdemoelz [18] estudian una planta desaladora con 3 etapas de calentamiento de aire antes de ingresar a cada humidificador, como se aprecia en la Figura 2-4 (a). Los calentadores se instalan en esa posición debido a que al circular el aire ya calentado por el humidificador puede aumentar aún más su temperatura. Esta configuración tiene la ventaja de que el proceso de condensación ocurre en un rango de temperatura mayor entre el aire y agua de mar que ingresan al deshumidificador, por lo que la recuperación de calor se realiza eficientemente. En la Figura 2-4 (b) se muestra el comportamiento del aire para esta configuración con su respectiva carta psicométrica, donde se observa que al agregar un sistema multi - etapas no es necesario calentar el aire hasta el punto H, si no que se

calienta y aumenta la humedad absoluta de a poco en cada etapa, pero llegando al mismo valor final en el punto G, lo que hace más eficiente el sistema.

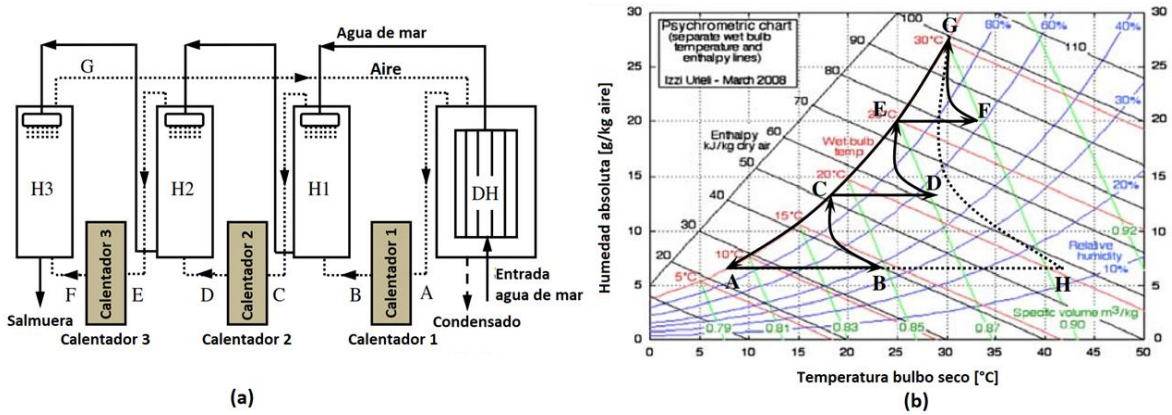

Figura 2-4: (a) Configuración HDH CAOW con 3 etapas de calentamiento de aire. (b) Carta psicométrica del comportamiento del aire en el ciclo. Adaptado de Abdelmoez et al. [18].

En los estudios de Amara et al. [19] y Houcine et al. [20] se analiza una planta piloto CAOW con calentamiento de aire, donde primero se comparó el comportamiento de la planta al agregarse más etapas, obteniendo un aumento de humedad absoluta desde 45 g/kg_{aire} para una etapa hasta 140 g/kg_{aire} para 8 etapas. Por lo tanto el aire que ingresa al condensador tiene un mayor contenido de agua y puede producir una mayor cantidad de destilado a medida que se agregan etapas, lo que se puede apreciar en la Figura 2-5. En la quinta etapa el aumento de humedad en el aire no es tan grande como en las etapas anteriores, por lo que en ese punto agregar más etapas no sería económicamente eficiente y por esta razón la planta se diseñó con 4 etapas permitiendo alcanzar una producción de 355 $kg/día$ con una radiación incidente de 590 W/m^2 y 89,1 m^2 de colectores solares, sin analizar el GOR de la planta.

Chafik [21-22] propuso un ciclo CAOW multi-etapas con calentamiento de aire, donde al agregar más etapas aumentó la humedad absoluta de salida del aire desde el humidificador desde 42 g/kg_{aire} para el ciclo con una etapa hasta 93 g/kg_{aire} para un sistema con 4 etapas. En Narayan et al. [23] se realizó un estudio con un análisis termodinámico para optimizar el sistema y al modelar un ciclo CAOW con calentamiento de aire se obtuvo un GOR menor a 1, debido a que el aire se calienta y entra al humidificador saturado y a alta temperatura, pero se enfría a medida que circula por el equipo debido a que la temperatura de agua que ingresa es menor a la del aire, por lo que para mejorar su

funcionamiento se estudia la aplicación de multi-etapas. En la Figura 2-6 se aprecia el aumento de humedad en el aire y GOR al agregar hasta 4 etapas, donde puede alcanzar 90 g/kg_{aire} de humedad absoluta en el aire y un GOR cercano a 0,9. El GOR es un indicador que mide el desempeño de la planta y corresponde a la relación entre la energía del calor latente de vaporización del destilado producido con respecto a la energía añadida al sistema (explicado más en detalle en el capítulo 3). Si bien en su estudio anterior [6] se indica que un GOR mayor a 0,5 es aceptable, aun así el valor obtenido sigue siendo menor a la unidad y por esta razón a pesar de que agregar etapas y aumentar el GOR de este sistema, sigue siendo ineficiente calentar aire en vez de agua.

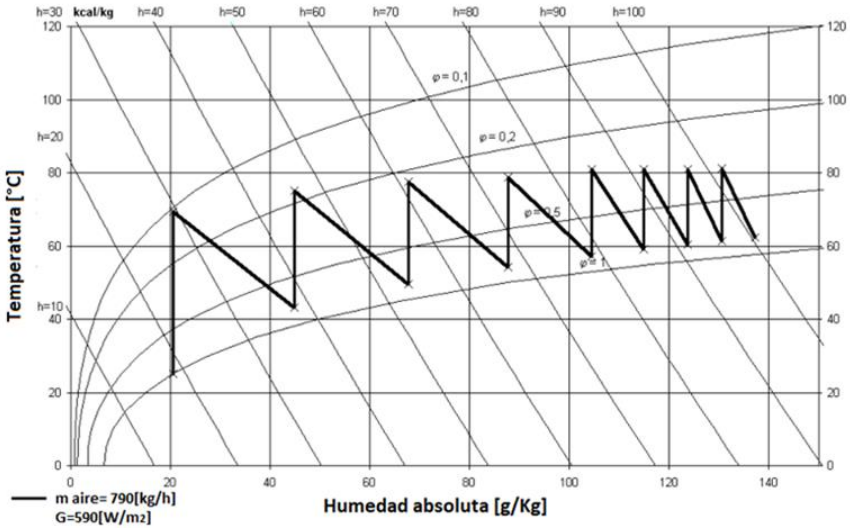

Figura 2-5: Comportamiento termodinámico del ciclo HDH – CAOW de 8 etapas con calentamiento de aire. Adaptado de Houcine et al. [19].

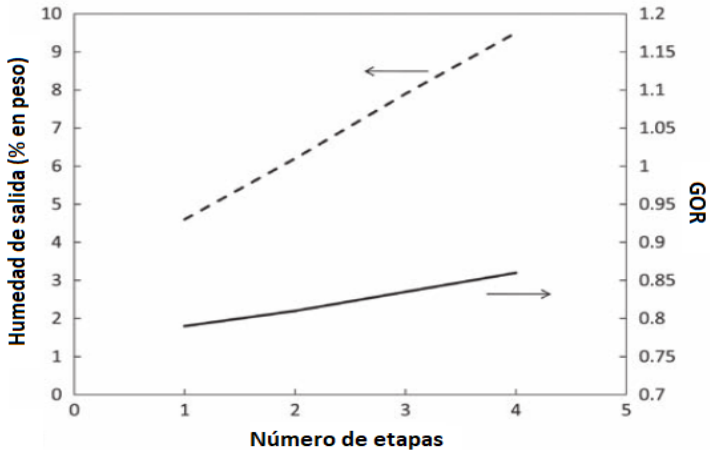

Figura 2-6: Efecto del número de etapas en el funcionamiento de una planta desaladora HDH CAOW multi-etapas con calentamiento de aire. Adaptado de Narayan et al. [23].

Finalmente Narayan et al. [6] propone un sistema CAOW modificado con calentamiento de aire, que es similar al anterior pero que funciona con presión de aire menor a la presión atmosférica, ya que, por ejemplo el aire a temperatura de bulbo seco de 60°C y una presión de 50 kPa, tiene un 150% más de humedad absoluta que a presión atmosférica.

2.4.2. HDH Cerrado Aire y Abierto Agua (CAOW) Multi – etapas con calentamiento de agua.

Yildmir y Solmus [24] realizan simulaciones de una planta HDH de una etapa abierto aire y cerrado agua (CWOA) con calentador de aire y agua, analizando la variación de la producción de agua bajo ciertas condiciones, observando la importancia de calentar aire y agua, donde concluyó que calentar agua genera una mayor producción con respecto a calentar solo aire debido a que la capacidad calorífica del agua es mayor que la del aire, por lo que, también se lleva al análisis de multi – etapas una planta con calentamiento de agua en vez de aire.

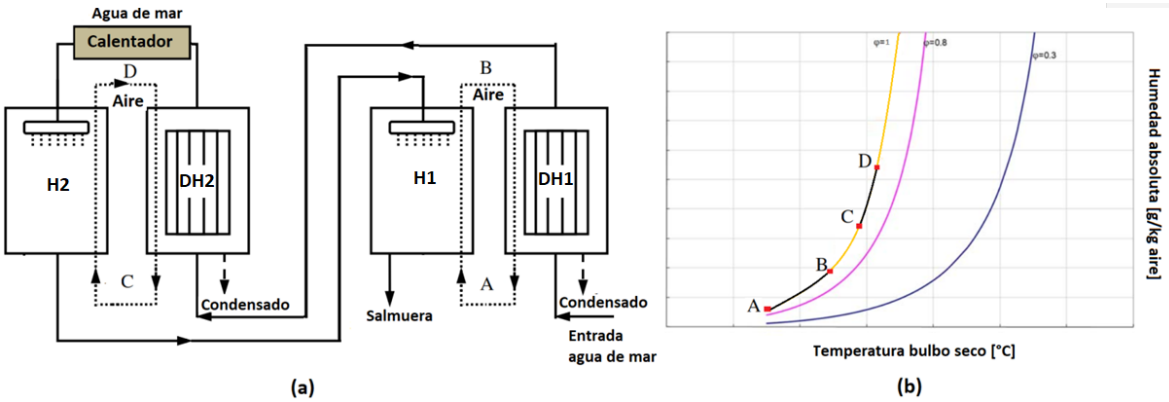

Figura 2-7: (a) Configuración HDH CAOW de 2 etapas con calentamiento de agua. (b) carta psicométrica del comportamiento cualitativo del aire en este ciclo. Adaptado de [6,18].

En la Figura 2-7 a) se aprecia la recirculación de la salmuera calienta desde el humidificador 2 hacia el humidificador 1, aprovechando el calor de ésta. En la Figura 2-7 b) se ve el comportamiento de este ciclo, que al ser un ciclo cerrado el aire se mantiene circulando saturado y en distintos rangos de temperatura, a diferencia de los ciclos HDH multi-efectos, que se mantienen todos los punto de análisis en el mismo rango de temperatura (Figura 2-3).

Hou [25] utilizó “pinch tecnology”, definiéndolo como un método gráfico de análisis que permite identificar medidas de interés técnico y económico y que tiene beneficios en

aplicaciones industriales, ya que incluye la identificación de la máxima recuperación de energía térmica, el diseño óptimo de la red de IDC y las mínimas utilidades térmicas requeridas. En este estudio se simuló una planta de 2 etapas representada en la Figura 2-8. Este estudio muestra que se tiene una mayor recuperación de calor y GOR al agregar una segunda etapa pero sin cuantificarlo. Esta planta consiste en 2 ciclos cerrados de aire con circulación forzada, con aire caliente en la etapa superior y aire con menor temperatura en la etapa inferior manteniendo el comportamiento del aire de la Figura 2-7 (b). Este sistema mostró que se obtiene un 83,6% de recuperación de energía (RE) en el ciclo.

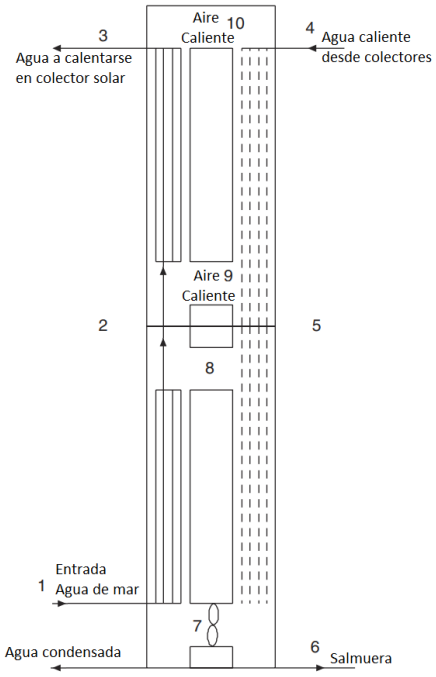

Figura 2-8: Diagrama de planta HDH solar CAOW de dos etapas. Adaptado de Hou [25].

En el estudio de Guang Wu et al. [26] se realiza un modelo numérico basado en balances de masa y energía, simulando una planta multi-etapas CAOW de 3 etapas, esta configuración no solo recupera el calor latente de condensación, sino que también reutiliza el calor de la salmuera que sale de cada humificador, haciéndola recircular en el sistema (Ver Figura 2-9). Este trabajo muestra que la producción de agua es proporcional a la temperatura de agua que ingresa al humidificador superior, el cual se encarga de abastecer los siguientes humidificadores, ya que con un flujo másico de 2 ton/hr de agua de mar de alimentación y cuando la temperatura de agua que ingresa a este equipo varía desde 60 a 90 $°C$, la

producción de agua aumenta desde 59,41 a 182,47 kg/hr respectivamente, pudiendo alcanzar un GOR de 2,65.

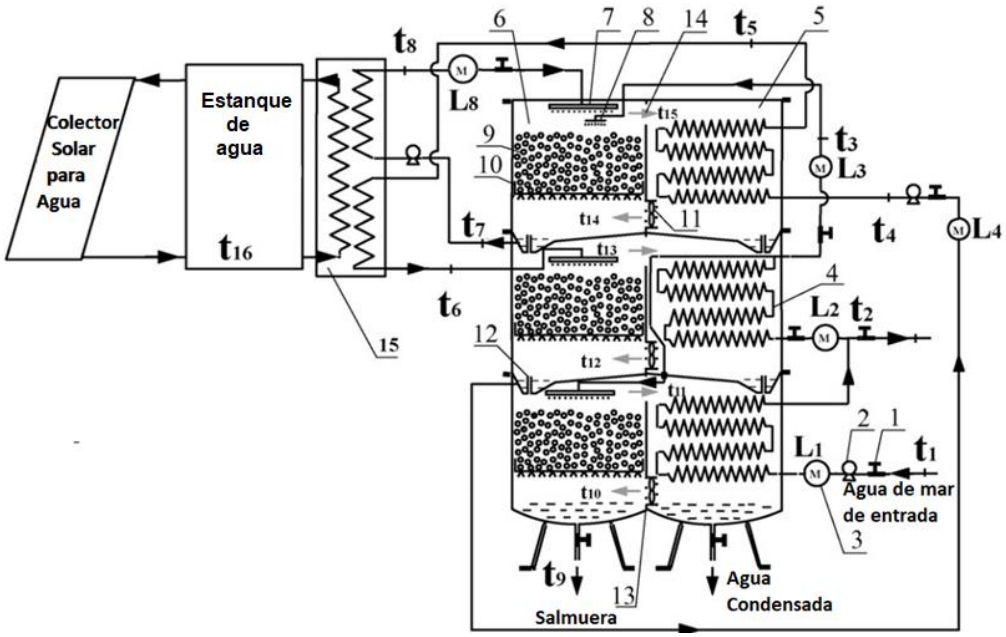

Figura 2-9: Esquema de planta desaladora solar HDH de 3 etapas con calentamiento de agua. Adaptado de Gang Wu et al. [26].

Soufari et al. [27] y Zamen et al. [28-30] desarrollaron un modelo matemático para una planta HDH-CAOW de una etapa, que se utilizó para comparar la productividad de la misma planta pero agregando hasta 4 etapas. Se realizaron las simulaciones considerando un área de 80 m^2 de colectores solares, mostrando que a medida que se agregan etapas aumenta la recuperación de calor de la planta, además muestra que al agregar una segunda etapa la producción de destilado aumenta cerca de un 40 % y al agregar una tercera y cuarta etapa aumenta un 4 % y 1 % respectivamente, además al agregar una segunda etapa el consumo específico de energía disminuye más de un 35 %, pero al agregar la tercera y cuarta etapa esta disminución de consumo es muy pequeña, por lo que se concluyó que agregar más de una segunda etapa aumenta mucho el costo de inversión para obtener un aumento muy pequeño de producción, encontrando el punto de costo óptimo de producción de agua en la segunda etapa. Realizando las pruebas experimentales en una planta instalada en Karaj, Iran manteniendo 2 etapas y la misma cantidad de colectores (Figura 2-10). Esta planta fue testeada en días calientes y fríos, encontrando que en verano puede obtener más del doble de

producción que en invierno, alcanzando una producción de 580 $L/día$, pudiendo obtener un GOR de 1,3 aproximadamente.

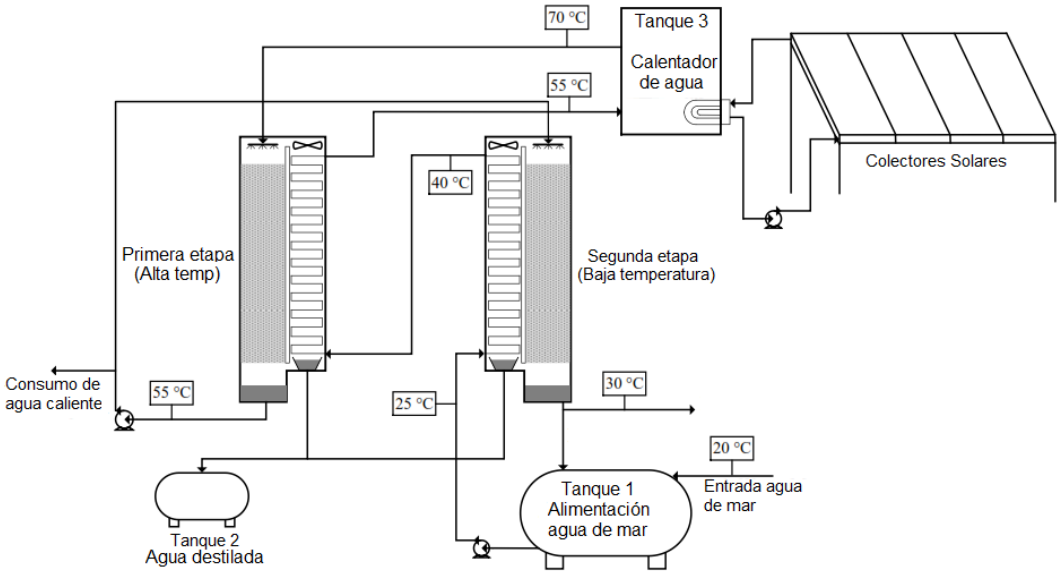

Figura 2-10: Esquema planta HDH CAOW de 2 etapas. Adaptado de Zamen et al. [29-30].

Kang et al. [31] desarrollaron un modelo matemático que simula una planta de 2 etapas representada en la Figura 2-11. Se varía el flujo másico de aire en ambas etapas utilizando un flujo másico de agua constante de 1000 kg/h y se encuentra que el punto de funcionamiento en el cual se puede producir el máximo destilado y alcanzar su mayor GOR ocurre a los 530 kg/h y 120 kg/h para la etapa inferior y superior respectivamente, con una de producción total de 72,6 kg/h y un GOR de 2,44.

Chang et al. [32] estudian el efecto del flujo de agua de mar y aire en el funcionamiento de una planta de 2 etapas, utilizando "porous balls" como empaque en ambos humidificadores, aumentando la superficie de contacto entre el aire y el agua de mar mejorando la humidificación del aire, además se utilizaron intercambiadores de calor con aletas para aumentar la superficie de TDC para los condensadores en cada etapa, alcanzando un GOR de 2,1 y una producción de 63,6 kg/h.

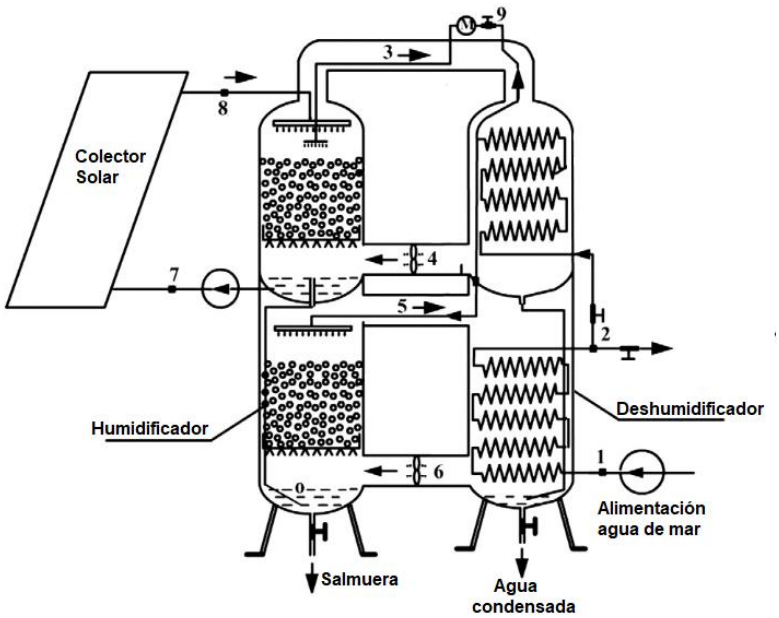

Figura 2-11: Esquema planta HDH de dos 2 etapas utilizado por Kang et al. [31].

Tabla 2-1: Resultados obtenidos en los trabajos mostrados en el Estado del arte.

Configuración HDH	Resultado obtenido	GOR $(-)$	Producción por área $\frac{kg}{día \cdot m^2}$
CAOW multi – etapas con calentamiento de aire			
Amara et al. [19] y Houcine et al. [20]	355 $kg/día$	-	0,9
Chafik [21-22] (4 etapas)	93 g/kg_{aire}	-	-
Narayan et al. [23] (4 etapas)	90 g/kg_{aire}	0,9	-
CAOW multi – etapas con calentamiento de agua			
Hou [25] "Pinch technology" (2 etapas)	83,5% de RE	-	-
Guang Wu et al. [26] (3 etapas)	182,47 kg/hr	2,65	-
Zamen et al. [28-30] (2 etapas)	580 $L/día$	1,3	7,25
Kang et al. [31] (2 etapas)	72,6 kg/h	2,44	-
Chang et al. [32] (2 etapas con porous balls)	63,6 kg/h.	2,1	1,6

En la Tabla 2-1, se muestra un resumen de los principales trabajos presentados anteriormente para las distintas configuraciones de multi etapas, mostrando el resultado obtenido por éstas, que corresponde a producción de destilado alcanzada, humedad absoluta del aire alcanzada en la última etapa o recuperación de calor obtenida, además del GOR

calculado en los estudios y la producción específica de destilado por área de colección respectivamente.

2.5. Conclusión

Como se presentó en este capítulo, el sistema de desalinización HDH que mejor desempeño puede obtener es el de ciclo CAOW con calentamiento de agua, a diferencia de la configuración con calentamiento de aire, debido a la mayor capacidad calorífica del agua. Para ambas configuraciones se realizan estudios de multi-etapas, donde para el aire principalmente se menciona el comportamiento y no se especifica la producción de destilado, exceptuando por [19-20], donde aun así esta producción está por debajo de la producción que puede alcanzar una planta con calentamiento de agua. Para ambas configuraciones se concluye que agregar más etapas aumenta la producción de la planta y mejora su desempeño, pero hasta cierto punto, ya que el agregar más etapas sigue aumentando el destilado producido, pero cada vez el aumento es menor, es por esto que los estudios mencionados analizan hasta un máximo de 4 etapas, ya que no es conveniente aumentar la inversión para la planta por tan poco destilado extra que se puede producir.

3. Modelo Computacional

3.1. Introducción

Un modelo de desalinización en estado estacionario es desarrollado en Engineering Equation Solver (EES) [3]. Este modelo consiste en una planta de desalinización HDH multi-etapas, es decir, de una o más etapas y está desarrollado para analizar la producción de destilado, comportamiento del aire y el aprovechamiento de la energía a medida que se agregan estas etapas.

El modelo se realiza en base a balances de energía, de masa y en ecuaciones de transferencia de calor.

3.2. Características del modelo

Hernández [2] desarrolló un modelo para una planta HDH - CAOW de una etapa y para una configuración OAOW de una etapa. El modelo propuesto en este trabajo funciona de forma similar manteniendo el mismo código para el colector solar, pero con modificaciones en los modelos del humidificador y condensador.

El modelo desarrollado se simula con distintas configuraciones, ya sea, en CAOW o OAOW en una etapa o en más etapas con CAOW, OACW en cada una o incluso en una combinación de configuraciones, como se muestra más adelante, por lo tanto los equipos de la planta desaladora se modelan por separado para permitir el acople entre estos, pudiendo funcionar independientes, reutilizando las variables de salida de uno como las variables de ingreso del siguiente equipo.

3.1. Componentes del modelo

3.1.1. Humidificador

Este equipo funciona mediante la caída de agua a alta temperatura desde la parte superior, la cual queda contenida en un “packing” o relleno evaporativo, que aumenta el tiempo de residencia del agua y aumenta la superficie de contacto entre el agua y el aire, los cuales circulan a contraflujo, como se aprecia en la Figura 3-1. Su función principal es aumentar la temperatura y humedad absoluta del aire que ingresa desde la parte inferior para luego salir a alta temperatura y con un mayor contenido de humedad absoluta hacia el

deshumidificador para ser condensado posteriormente. En la Figura 3-1 los términos $\dot{m}_{sw}$, $\dot{m}_{air}$, T_{sw} , T_{air} y ω corresponden al flujo másico de agua, flujo másico de aire, temperatura del agua de mar, temperatura del aire y humedad absoluta, respectivamente y los subíndices "in" y "out" corresponden a la entrada y la salida del fluido en el equipo.

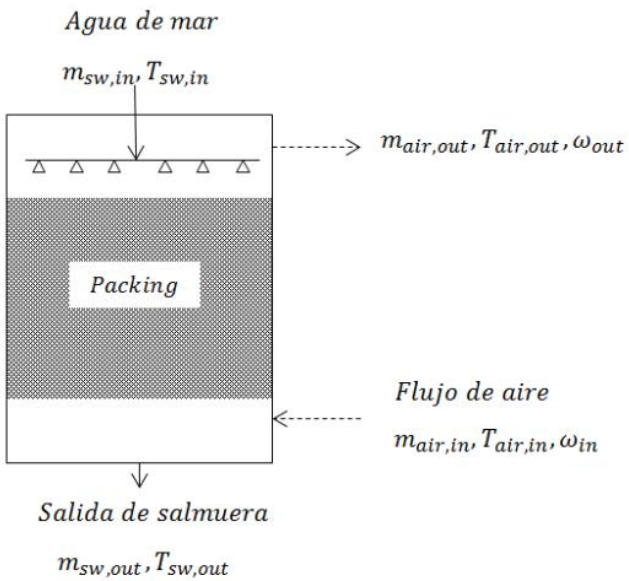

Figura 3-1: Esquema del humidificador. Fuente: Hernández. [2].

Para modelar este equipo se realizaron las siguientes suposiciones:

- Estado estacionario.
- Transferencia de calor desde el humidificador al exterior es despreciable.
- Temperatura de agua uniforme en la sección transversal para cada punto de análisis.
- El área de la sección transversal es uniforme.
- La transferencia de masa y energía ocurre en el packing y no fuera de éste.
- El flujo condensado sale del deshumidificador a la misma temperatura que el aire.
- No se consideran los efectos de la salinidad en las propiedades termo físicas del agua.
- El aire contenido en la interfase agua-aire está saturado.

El volumen de control (VC) del humidificador se puede representar como el esquema de la Figura 3-2 donde toda el agua de la sección se muestra contenida en el lado izquierdo y el aire se representa contenido en la parte derecha del esquema. La transferencia de energía y de masa se produce desde el agua a la izquierda del VC hacía el aire en la parte derecha,

donde el área de interfase corresponde al área efectiva $A_f = a \cdot dA$, que si bien es una representación útil, no es exacta de lo que ocurre debido a que el packing provoca mezcla.

El modelo del equipo se analiza por N_V nodos, que seccionan el humidificador verticalmente, por lo tanto el diferencial de altura dZ, está dado por la cantidad de nodos en los que se quiera realizar el análisis, es decir $dZ = Z/N_V$, siendo Z la altura del packing.

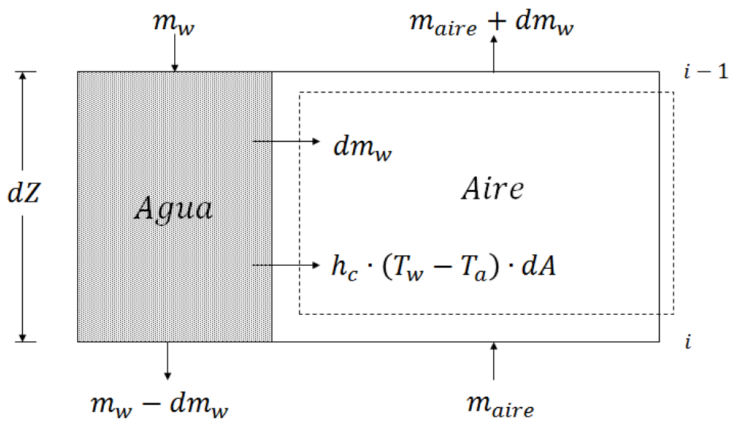

Figura 3-2: Volumen de control del aire en el humidificador. Fuente: Klopers et al. [33].

El humidificador se modeló en base a balances de energía y de masa, por lo que con el VC seleccionado, es posible plantear las ecuaciones (1), (2) y (3), siendo i una sección cualquiera del humidificador.

$$\dot{m}_w[i] = \dot{m}_w[i-1] - \dot{m}_{a,s} \cdot \delta\omega[i] \tag{1}$$

Balance de masa en el volumen de control

$$\dot{m}_w[i-1] \cdot i_w[i-1] - \dot{m}_w[i] \cdot i_w[i] = E_{masa}[i] + E_{conv}[i] \tag{2}$$

Balance de Energía del agua

$$\dot{m}_{a,s} \cdot (i_a[i-1] - i_a[i]) = E_{masa}[i] + E_{conv}[i] \tag{3}$$

Balance de Energía del aire húmedo

La ecuación (1) representa la disminución del flujo másico de agua a medida que desciende por el humidificador, donde la diferencia del flujo de agua entre la entrada y la salida del equipo corresponde a la cantidad de agua cedida al flujo másico de aire en forma de humedad absoluta. El lado izquierdo de la igualdad de la ecuación (2) describe la

disminución de energía en el agua de mar a medida que circula por el humidificador, esta energía es cedida al aire donde el lado izquierdo de la ecuación (3) describe el aumento de energía en el aire húmedo. El lado derecha de la igualdad en la ecuación (2) y (3) representa la cantidad de energía que es cedida y absorbida por el agua y el aire respectivamente, los que corresponden al flujo de energía de convección y transferencia de masa, que son calculados mediante las ecuaciones (4) y (5).

$$E_{conv}[i] = h_c[i] \cdot dA \cdot (\overline{T_w}[i] - \overline{T_a}[i]) \tag{4}$$

Transferencia de calor por convección

$$E_{masa}[i] = \dot{m}_{a,s} \cdot \delta\omega[i] \cdot i_v[i] \tag{5}$$

Transferencia de calor por transferencia de masa

Para la ecuación (4) las temperaturas promedio del aire y del agua $\overline{T_W}[i]$ y $\overline{T_a}[i]$ son la ponderación entre la temperatura de ingreso y salida del aire y agua en el nodo respectivamente, dados por la expresión (6) y (7).

$$\overline{T_W}[i] = \frac{T_{w,in}[i] + T_{w,out}[i]}{2} \tag{6}$$

Temperatura promedio del agua

$$\overline{T_a}[i] = \frac{T_{a,in}[i] + T_{a,out}[i]}{2} \tag{7}$$

Temperatura promedio del aire

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_C en el equipo, se realiza mediante los resultados experimentales obtenidos de las mediciones realizadas en la planta HDH explicada en el capítulo 5, por lo que para las condiciones de operación de la Tabla 5-3, se obtiene un valor de:

$$h_C = 1{,}05 \left[\frac{W}{m^2 {}^{\circ}C}\right] \tag{8}$$

Coeficiente de convección en el humidificador

En la ecuación (5) los coeficientes $\delta\omega$ y i_v corresponden a la variación de humedad absoluta en el aire y a la entalpía del aire húmedo en ese nodo. Kloppers et al. [33] realizaron un estudio del comportamiento de una torre de enfriamiento que tiene un funcionamiento que

se asemeja al humidificador, por lo que para el cálculo de la variación de humedad se utilizó el Factor de Lewis, dado por la ecuación (9) para poder calcular el coeficiente de transferencia de masa h_D en cada punto de análisis y así poder obtener el valor de la variación de humedad absoluta, dado por la ecuación (10).

$$L_e[i] = \frac{h_c[i]}{h_D[i] \cdot a} = \frac{0{,}865^{0{,}667} \cdot \left(\frac{\omega_{s,w}[i] + 0.622}{\omega_{s,a}[i] + 0.622} - 1\right)}{\ln\left(\frac{\omega_{s,w}[i] + 0.622}{\omega_{s,a}\,[i] + 0.622}\right)} \tag{9}$$

Factor de Lewis

$$\delta\omega[i] = \frac{h_D[i] \cdot a \cdot dV}{\dot{m}_{a,s}}\left(\omega_{s,w}[i] - \omega[i]\right) \tag{10}$$

Variación de humedad

El término $\omega_{s,w}[i]$ corresponde a la humedad absoluta máxima en condiciones de saturación en cada nodo. Se utiliza ese valor ya que se asume que el aire que está en la interfase agua-aire se encuentra saturado. Por su parte los términos $\omega_{s,a}[i]$ y $\omega[i]$ corresponden a la humedad absoluta del aire saturado y a la humedad absoluta del aire en el nodo de análisis respectivamente.

3.1.2. Deshumidificador (o Condensador)

Corresponde a un IDC de flujo cruzado entre dos fluidos del tipo banco de tubos con aletas, como se muestra en la Figura 3-3, donde los términos W, H y L corresponden al ancho, alto y largo del IDC respectivamente. En este equipo los fluidos utilizados corresponden a agua de mar que circula por el interior de los tubos y aire que circula por el exterior de éstos de manera perpendicular ocurriendo transferencia de calor y no de masa. El funcionamiento se da por el ingreso de agua de mar en la parte inferior, siendo precalentado a medida que circula por el equipo mediante la transferencia de calor desde flujo másico del aire húmedo y a alta temperatura que ingresa por la parte superior, generando la recuperación del calor latente de condensación que es utilizada para precalentar el agua. En este mismo proceso el aire al ceder calor es enfriado a medida que circula por el equipo, lo que produce la condensación del agua contendida en el aire en forma de humedad, generando la producción de destilado.

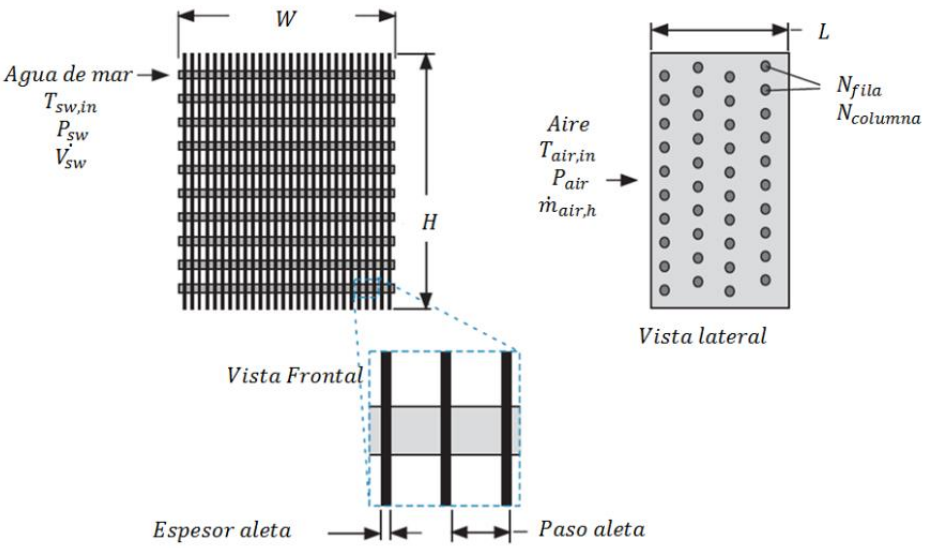

Figura 3-3: Esquema del Deshumidificador. Hernández [2].

Se utiliza un IDC con aletas, ya que aumenta el área de contacto entre los fluidos, generando una mayor transferencia de calor desde el fluido caliente al frio. Los balances de energía y planteamiento de ecuaciones de TDC en el modelo de este equipo se realizaron bajo las siguientes suposiciones:

- Proceso de flujo estacionario, por lo tanto el flujo másico de aire y agua permanece constante.
- Aire seco y vapor de agua son gases ideales.
- Variación de energía cinética y potencial despreciables.
- Pérdidas al ambiente son despreciables.
- Pérdidas de carga en el flujo interior de los tubos son despreciables.
- No se consideran los efectos de la salinidad en las propiedades termo físicas del agua.

El condensador se discretiza según el número de columnas N_C del equipo, donde el volumen de control indicado en la Figura 3-4 (a) corresponde a la vista frontal, en la que se aprecia el flujo de aire que circula por el exterior de los tubos, ingresando aire caliente y húmedo y saliendo aire frio, además del destilado $\dot{m}_{cond}[i]$ que se produce a medida que circula el aire por el equipo. La Figura 3-4 (b) muestra la vista lateral del volumen de control, donde se aprecia el flujo másico de agua de mar que ingresa a baja temperatura al condensador y sale a mayor temperatura debido a la recuperación del calor latente de

condensación. En cada nodo se analiza solo una columna del condensador, por lo que se definen como el i-ésimo elemento de análisis.

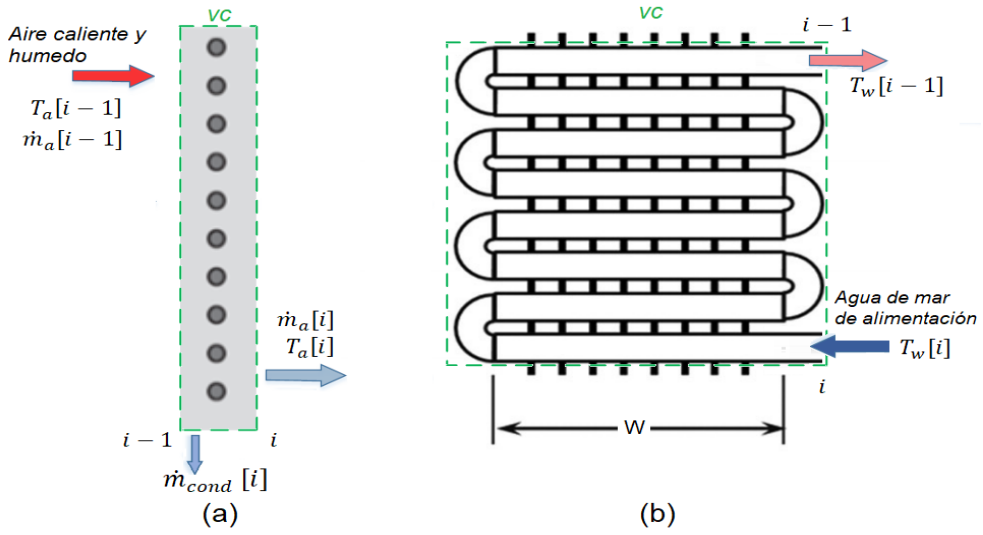

Figura 3-4: Volumen de control utilizado para cada nodo del deshumidificador con (a) vista frontal y (b) vista lateral. Adaptado de Sharqawy et al. [34].

Para conocer las condiciones de salida de los fluidos en el condensador se calcula la TDC por método $\varepsilon - NTU$, donde la máxima TDC en el intercambiador y la TDC efectiva están dadas por las ecuaciones (11) y (12) respectivamente.

$$\dot{Q}_{max}\,[i] = \dot{C}_{min}[i] \cdot (T_a\,[i-1] - T_w\,[i]\,) \tag{11}$$

Máxima transferencia de calor

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \tag{12}$$

Transferencia de calor efectiva

Las temperaturas $T_a\,[i-1]$ y $T_w\,[i]$ corresponden a la temperatura de ingreso del aire y del agua en cada nodo del condensador, el término C_{min} corresponde a la capacidad calorífica menor entre aire y agua y el término ε es la efectividad del IDC calculado mediante la función efectividad explicada en anexo A.

Con la ecuación (12) es posible calcular la transferencia de calor en el agua y el aire, dadas por las ecuaciones (13) y (14) respectivamente, donde el lado izquierdo de las

ecuaciones corresponde al flujo de calor en el fluido y el lado derecho indica la variación de temperatura en el fluido entre entrada y salida del nodo de análisis.

$$\dot{Q}[i] = \dot{C}_H[i] \cdot (T_a[i-1] - T_a[i]) \tag{13}$$

Transferencia de calor en el aire

$$\dot{Q}[i] = \dot{C}_C[i] \cdot (T_w[i-1] - T_w[i]) \tag{14}$$

Transferencia de calor en el agua

Los términos $\dot{C}_H$ y $\dot{C}_C$ corresponden a la capacidad calorífica del aire y del agua respectivamente. Las temperaturas $T_a[i]$ y $T_w[i-1]$, como se aprecia en la Figura 3-4 corresponden a la temperatura de salida del aire y agua en el punto de análisis. Además en la Figura 3-4 (a) se aprecia el flujo másico de aire húmedo en el exterior de los tubos, de donde el balance de masa queda dado por la ecuación (15). El lado izquierdo de la igualdad corresponde al flujo másico de ingreso de agua contenida en el aire húmedo y el lado derecho representa la salida dada como la suma del flujo másico de agua presente en el aire con menos contenido de humedad más el condensado producido.

$$\dot{m}_{a,s}[i-1] \cdot \omega[i-1] = \dot{m}_{a,s}[i] \cdot \omega[i] + \dot{m}_{cond}[i] \tag{15}$$

Balance de masa en el deshumidificador

Para obtener las capacidades caloríficas $\dot{C}_H$ y $\dot{C}_C$, primero se debe obtener el calor específico de cada uno de los fluidos, los que se calculan como la variación de entalpía con respecto a la variación de temperatura entre entrada y salida del punto de análisis para el aire y el agua.

$$\dot{C}_H[i] = \dot{m}_{a,s} \cdot c_{P,H}[i] \tag{16}$$

Razón de capacidad calorífica del aire

$$\dot{C}_C[i] = \dot{m}_w \cdot c_{P,c}[i] \tag{17}$$

Razón de capacidad calorífica del agua

$$c_{P,H}[i] = \frac{i_v[i] - i_v[i-1]}{T_a[i] - T_a[i-1]} \tag{18}$$

Calor específico del aire

$$c_{P,c}[i] = \frac{i_w[i-1] - i_w[i]}{T_w[i-1] - T_w[i]} \tag{19}$$

Calor específico del agua

La diferencia con Hernández [2] en este punto radica en el cálculo del calor específico del aire en (18), debido a que en cada nodo, es decir, al circular el aire desde el punto i hacia $i-1$, ocurre una disminución de humedad absoluta en el aire, donde el flujo másico de aire que ingresa al condensador contiene mayor humedad absoluta que el flujo másico de aire que sale. Esta variación de humedad corresponde al condensado producido en el trayecto, por lo tanto en el cálculo de $i_v[i]$ e $i_v[i-1]$, se debe realizar considerando $\omega[i]$ y $\omega[i-1]$ respectivamente, siendo $\omega[i]$ la humedad absoluta del flujo másico de aire que ingresa y $\omega[i-1]$ la humedad absoluta del flujo másico de aire que sale del nodo de análisis.

Con la menor razón de capacidad calorífica entre aire y agua obtenida, se determina el número unitario de transferencia (NTU) con la ecuación (20) y con el valor $\dot{C}_{min}$ es posible calcular la efectividad (ε) del IDC mediante la función efectividad explicada en el anexo A.

$$NTU\ [i] = \frac{UA\ [i]}{\dot{C}_{min}\ [i]} \tag{20}$$

Número unitario de transferencia

El término $UA[i]$ corresponde al producto entre el coeficiente global de transferencia de calor y el área total de contacto entre aire y agua donde se realiza la TDC y se calcula mediante la analogía de resistencias térmicas en intercambiadores de calor.

$$R_{tot}\,[i] = \frac{1}{UA\,[i]} = R_{int}\,[i] + R_{f,int}\,[i] + R_{pared}\,[i] + R_{ext}\,[i] \tag{21}$$

Resistencia térmica total

$R_{int}\,[i]$ corresponde a la resistencia de convección del agua en el interior del tubo (22), $R_{f,int}\,[i]$ es la resistencia generada por las incrustaciones que se depositan en la pared interior del tubo por donde circula el flujo másico de agua (23), $R_{pared}\,[i]$ dado por la ecuación (24) es la resistencia de conducción de calor en la pared del tubo desde en diámetro interior (D_{int}) hacia el diámetro exterior (D_{ext}) del tubo. Finalmente en (25) la resistencia $R_{ext}\,[i]$ corresponde a la convección del aire al exterior de los tubos, pero se debe considerar el aumento de transferencia de calor debido a las aletas, por lo que se agrega la eficiencia total de la superficie η_o en la ecuación.

$$R_{int}\,[i] = \frac{1}{\bar{h}_{int}[i] \cdot\ A_{int}} \tag{22}$$

Resistencia térmica por convección en la superficie interior

$$R_{f,int}\,[i] = \frac{R''_{f,int}}{A_{int}} \tag{23}$$

Resistencia térmica por ensuciamiento e incrustaciones

$$R_{pared}\,[i] = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k[i] \cdot \pi \cdot L_{tubo}} \tag{24}$$

Resistencia térmica por conducción de calor en el tubo

$$R_{ext}\,[i] = \frac{1}{\eta_o[i] \cdot \bar{h}_{ext}[i] \cdot A_{tot}} \tag{25}$$

Resistencia térmica por convección en el exterior de los tubos

El cálculo de $\eta_o[i]$ se realiza mediante los parámetros constructivos del condensador, los cuales se mantiene constante y donde se debe considerar el área total con y sin aletas en todos los puntos de análisis.

$$\eta_o[i] = 1 - \frac{A_{s,fin,tot}}{A_{tot}} \cdot (1 - \eta_{fin}[i]) \tag{26}$$

Eficiencia total de la superficie

$$L_{tubo} = N_f \cdot W \tag{27}$$

Largo del tubo

$$D_{int} = D_{ext} - 2 \cdot th \tag{28}$$

Diámetro interior tubería

$$A_{int} = \pi \cdot D_{int} \cdot L_{tubo} \tag{28}$$

Área interna de la tubería

$$A_{s,fin,tot} = 2 \cdot \frac{W}{p_{fin} \cdot N_c} \cdot \left(H \cdot L - N_c \cdot N_f \cdot \frac{\pi \cdot D_{ext}^2}{4} \right) \tag{28}$$

Área total con aletas

$$A_{s,unfin} = \frac{\pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tubo} \cdot}{N_c} \left(1 - \frac{th_{fin}}{p_{fin}} \right) \tag{29}$$

Área total de la pared del tubo sin aletas

La ecuaciones (28) y (29) a diferencia de Hernández [2] son divididas en el número de columnas, ya que así se analiza el área total de transferencia de calor en cada columna (nodo), obteniendo esta área con la ecuación (30).

$$A_{tot} = A_{s,fin,tot} + A_{s,unfin} \tag{30}$$

Área total exterior

De las ecuaciones (22), (23), (24), (25) y (26) los términos $\bar{h}_{int}[i]$, $R''_{f,int}$, $k[i]$, $\bar{h}_{ext}[i]$ y $\eta_{fin}[i]$ son el coeficiente promedio de TDC por convección al interior de la tubería, factor de incrustaciones en la tubería, conductividad de la tubería (cobre), coeficiente promedio de TDC por convección en el exterior de la tubería y la eficiencia de la aleta respectivamente. Estos parámetros fueron calculados con las funciones "pipeflow", "Fouling factor", "conductivity", "external flow cylinder" y "etha fin annular" de la librería de EES respectiamente, las cuales son explicadas en más detalle en el anexo A.

Finalmente el desempeño total de la planta se mide mediante el indicador Gained Output Ratio (GOR), que es la relación entre la energía del calor latente de vaporización del destilado producido ($\dot{m}_{cond} \cdot h_{fg}$) con respecto a la energía añadida al sistema mediante los colectores solares ($\dot{Q}_{in}$).

$$GOR = \frac{\dot{m}_{cond} \cdot h_{fg}}{\dot{Q}_{in}} \tag{31}$$

Gained Output Ratio

Tanto para el humidificador, el deshumidificador y el sistema de colección el cálculo de las propiedades termo físicas de los fluidos se realizó mediante las funciones del software EES [3].

3.2. Planta HDH – CAOW de 2 etapas

En el software EES se genera una macros que son una serie de instrucciones que, permiten la interacción automática de dos o más programas, en este caso permite la interacción del humidificador, deshumidificador y sistema de colección solar como un solo programa, ingresando ciertos datos de entrada, para obtener los valores de salida deseados. En esta macros se modela una planta desaladora por método HDH – CAOW y que permita comunicar todos los equipos independientes en un solo programa. En Hernández [2] se muestra el algoritmo de cálculo para una planta de una etapa y como este estudio busca evaluar el funcionamiento de la misma planta pero como multi - etapas, se muestra el funcionamiento del algoritmo de la macros para una planta de 2 etapas, indicando las variables de entrada y de salida en cada equipo. En la Figura 3-5 se muestra la planta de 2 etapas con CAOW con calentamiento de agua, donde los espacios en blanco corresponden a

los parámetros que deben ser ingresados como datos de entrada para comenzar las simulaciones de la planta. Estos parámetros corresponden al flujo másico de agua que circula por los condensadores, el flujo másico de aire seco que circula por la etapa inferior y superior y el flujo másico de agua que circula por el circuito de colectores solares, todos estos en kg/s. También se debe ingresar la temperatura y presión de entrada del aire en el condensador inferior y superior en Kelvin y la presión del mismo en pascales respectivamente, además de sus respectivas humedades relativas, que al ser ciclo cerrado circula por la línea de saturación de aire como se aprecia en la Figura 2-7 (b). Por último también se debe agregar la presión de agua en la tubería en pascales, además de la radiación solar en W/m^2, el número de colectores y el área de colección de cada uno en m^2.

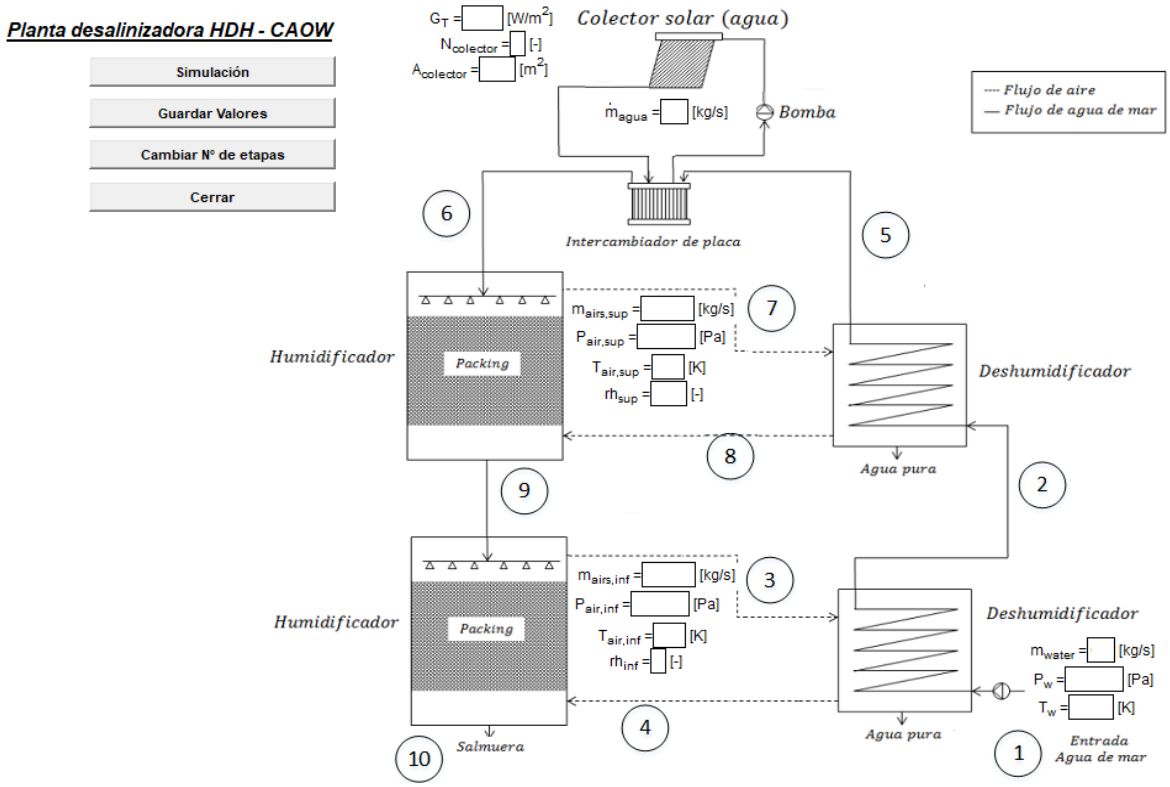

Figura 3-5: Interfaz del programa.

Cada uno de los puntos indicados en la Figura 3-5 tienen un flujo másico, temperatura y presión, donde las variables principales para la modelación de la planta se presentan en la Tabla 3-1.

La Figura 3.6 muestra el diagrama de flujo del algoritmo utilizado en el modelo de una planta HDH – CAOW de 2 etapas donde se indican las variable de ingreso y de salida de

cada uno de los equipos y muestra el flujo que sigue cada una de éstas. El programa se inicia ingresando los datos indicados en la Figura 3-5, que corresponden a las variables de los puntos 1, 3 y 7, además de las variables correspondientes a los colectores solares. Al comenzar la simulación el primer cálculo se realiza en el condensador inferior y luego sigue el flujo indicado en la Figura 3-6. Se realizan 7 simulaciones, ya que en este punto es seguro establecer la convergencia del sistema, ya que los valores obtenidos son similares a los de la simulación anterior.

Tabla 3-1: Variables principales del modelo computacional de la planta HDH – CAOW de 2 etapas.

$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua que circula por la tubería del sistema.
$\dot{m}_{w,9}$	Flujo másico de la salmuera que ingresa al humidificador inferior.
$\dot{m}_{agua}$	Flujo másico de agua que circula por los sistema de colectores solares.
$\dot{m}_{a,s,inf}$	Flujo másico de aire que circula por la etapa inferior.
$\dot{m}_{a,s,sup}$	Flujo másico de aire que circula por la etapa superior.
T_1	Temperatura de entrada del agua al condensador inferior.
T_2	Temperatura de entrada del agua al condensador superior.
T_3	Temperatura de entrada del aire al condensador inferior.
T_4	Temperatura de entrada de agua al humidificador inferior.
T_5	Temperatura de entrada del agua al IDC de placas.
T_6	Temperatura de entrada del agua al humidificador superior.
T_7	Temperatura de entrada del aire al condensador superior.
T_8	Temperatura de entrada del aire al humidificador superior.
T_9	Temperatura de la salmuera que ingresa al humidificador inferior.
rh_3	Humedad relativa del aire que ingresa al condensador inferior.
rh_4	Humedad relativa del aire que ingresa al humidificador inferior.
rh_7	Humedad relativa del aire que ingresa al condensador superior.
rh_8	Humedad relativa del aire que ingresa al humidificador superior.

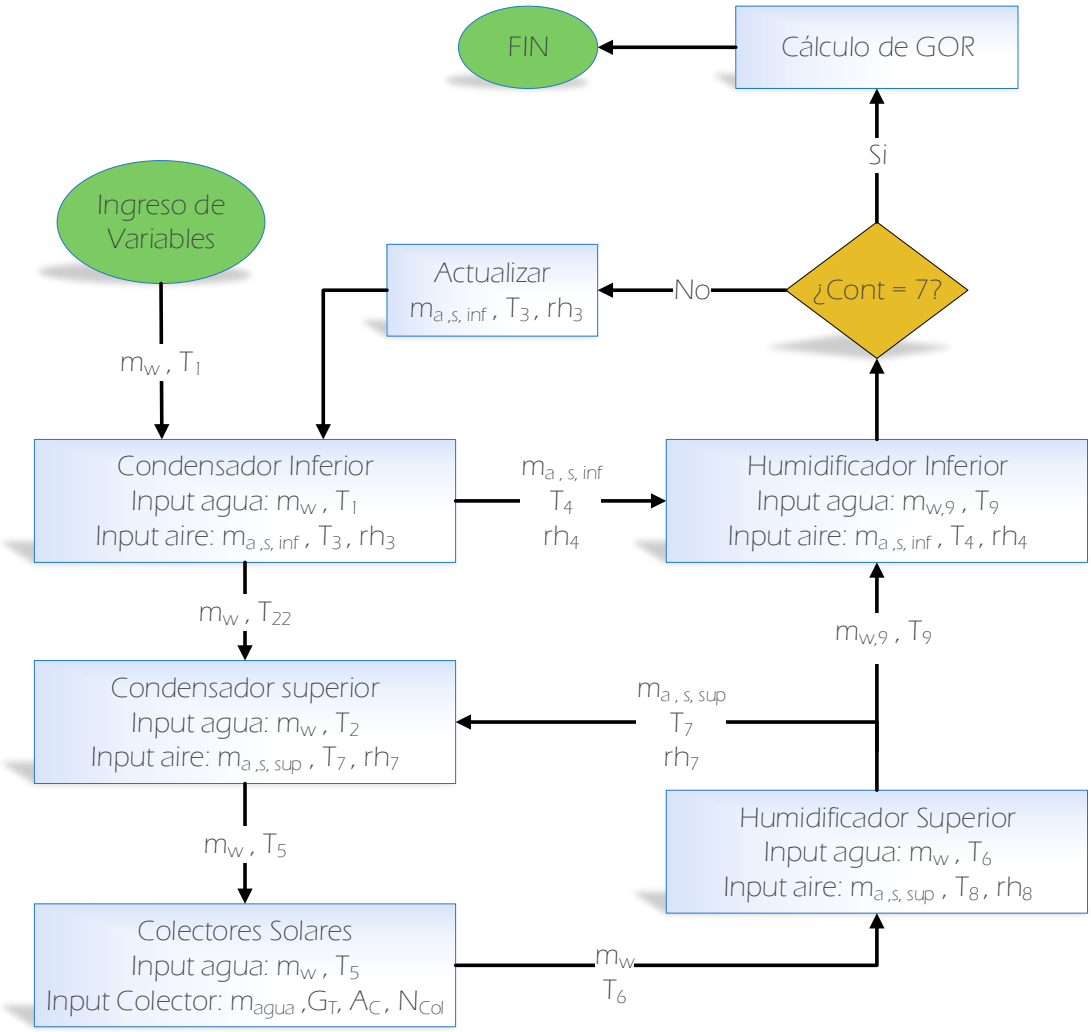

Figura 3-6: Diagrama de flujo del algoritmo usado para el modelo.

3.3. Conclusión

Este modelo al realizarse con equipos por separado permite analizar el desempeño de cada uno y cuáles son las variables que más le afectan individualmente, donde el flujo másico de agua que circula puede controlar la cantidad de agua a producir, debido a que como se explicó en este capítulo el modelo está basado en balances de energía donde al mantener constante el flujo de calor que ingresa al sistema y al haber menor flujo másico que calentar, el agua puede alcanzar una temperatura mayor, generando que el sistema funcione a mayor temperatura y pueda producir más condensado [26]. También se debe tener énfasis en la efectividad tanto del deshumidificador como del IDC de placas, además del coeficiente de convección del humidificador, ya que la variación de estos parámetros puede afectar el desempeño de la planta.

4. Validación Bibliográfica

4.1. Introducción

La validación del modelo según la bibliografía es estudiada en este capítulo. El modelo de la planta HDH – CAOW de 2 etapas con calentamiento de agua presentado en el capítulo 2 se compara con los datos disponibles del estudio realizado por Kang et al. [31] en la Escuela de Ingeniería Mecánica del Beijing Institute of Technology en Beijing, China.

4.2. Condiciones de operación del estudio "Rendimiento de un sistema de desalinización multi-efectos en dos etapas en el proceso de humidificación / deshumidificación"

En 2013, Kang et al. [31] realizaron un modelo matemático que describe el funcionamiento de los equipos presentes en la planta (ver Figura 2-11), es decir, humidificador y deshumidificador para la etapa superior e inferior, además de la fuente de calor que corresponde a los colectores solares. Este modelo describe el funcionamiento de una planta de 2 ciclos cerrados de circulación de aire, donde en la etapa superior se tiene circulación a alta temperatura y en la etapa inferior circulación a baja temperatura, los cuales operan a presión atmosférica y circulación forzada.

Las características de los equipos de la planta se indican en la Tabla 4-1 y 4-2. Las condiciones de operación y datos de entrada para la modelación se presentan en la Tabla 4-3.

Tabla 4-1: Dimensiones condensador superior e inferior.

Tipo	Tubo con aletas
Altura (m)	0,6
Diámetro (m)	0,65
Material cubierta	Acero inoxidable 304
Material tubos	Cobre
Material aletas	Aluminio

Tabla 4-2: Dimensiones humidificador superior e inferior.

Altura (m)	0,6
Diámetro (m)	0,65
Material cubierta	Acero inoxidable 304
Material relleno	Porous plastic balls
Altura relleno (m)	0,4

Tabla 4-3: Condiciones de operación utilizadas en la simulación.

Temperatura ambiente ($°C$)	16
Temperatura ingreso de agua de mar en condensador inferior ($°C$)	15
Flujo másico de agua de mar de ingreso (kg/h)	1000
Coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{W}{m^2°C}$)	21,0
Superficie de condensación (m^2)	156,0

Las simulaciones se realizan bajo la condición de que a la salmuera que ingresa a los colectores solares se le adicionan 21.014 W y por lo tanto la temperatura del agua salada que sale de los colectores siempre está 85 $°C$. Obteniendo una producción máxima de 72,6 kg/h de agua destilada y un GOR de 2,44 para un flujo de aire de 120 y 530 kg/h en la etapa superior e inferior respectivamente.

4.3. Resultados de la validación

Se utiliza el modelo presentado en el capítulo 3 para comparar los resultados obtenidos en el estudio explicado en el punto anterior. Estos resultados se obtuvieron variando el flujo másico de aire que ingresa a los equipos, manteniendo las condiciones de operación de la Tabla 4-3, analizando el comportamiento de las temperaturas de aire y agua con los que operan cada uno de los equipos, comparando valores esperados con los valores obtenidos de las simulaciones.

De la Tabla 4-3 se determina el coeficiente UA, obteniéndo un valor de 3.276 $W/°C$. Como este coeficiente se mantiene fijo durante todo el ciclo y como se explicó en el capítulo 3, el cálculo en el condensador se realiza por nodos, los cuales corresponden al número de

columnas N_C que tiene el condensador (Ver Tabla 5-2), por lo tanto el área de condensación en cada nodo corresponde al área total dividida en la cantidad de nodos, dado por las ecuaciones (28), (29) y (30).

Por lo tanto, el coeficiente UA, queda definido para cada nodo por la expresión (32), obteniendo un valor del $UA[i]$ de 819 $W/°C$ en cada columna.

$$UA[i] = \frac{UA}{N_C} \tag{32}$$

Discretización del número unitario de transferencia

Con respecto al Humidificador no se especifica el valor del coeficiente de área específica de transferencia "a" del relleno evaporativo, por lo que se considera el mismo valor utilizado por Hernández [2], es decir 226 m^2/m^3, lo mismo ocurre con el coeficiente de convección "h_c" en este equipo, por lo que se asume que el relleno se comporta como una placa plana, en la que interactúa aire y agua (Función "External Flow plate" de Anexo A), obteniendo un valor aproximado de 12 $\frac{W}{m^2°C}$ y 12,7 $\frac{W}{m^2°C}$ en cada nodo de análisis para el humidificador superior e inferior respectivamente.

En la Figura 4-1, se muestra el esquema de la planta utilizada para las simulaciones de validación del modelo, con sus respectivas variables de ingreso.

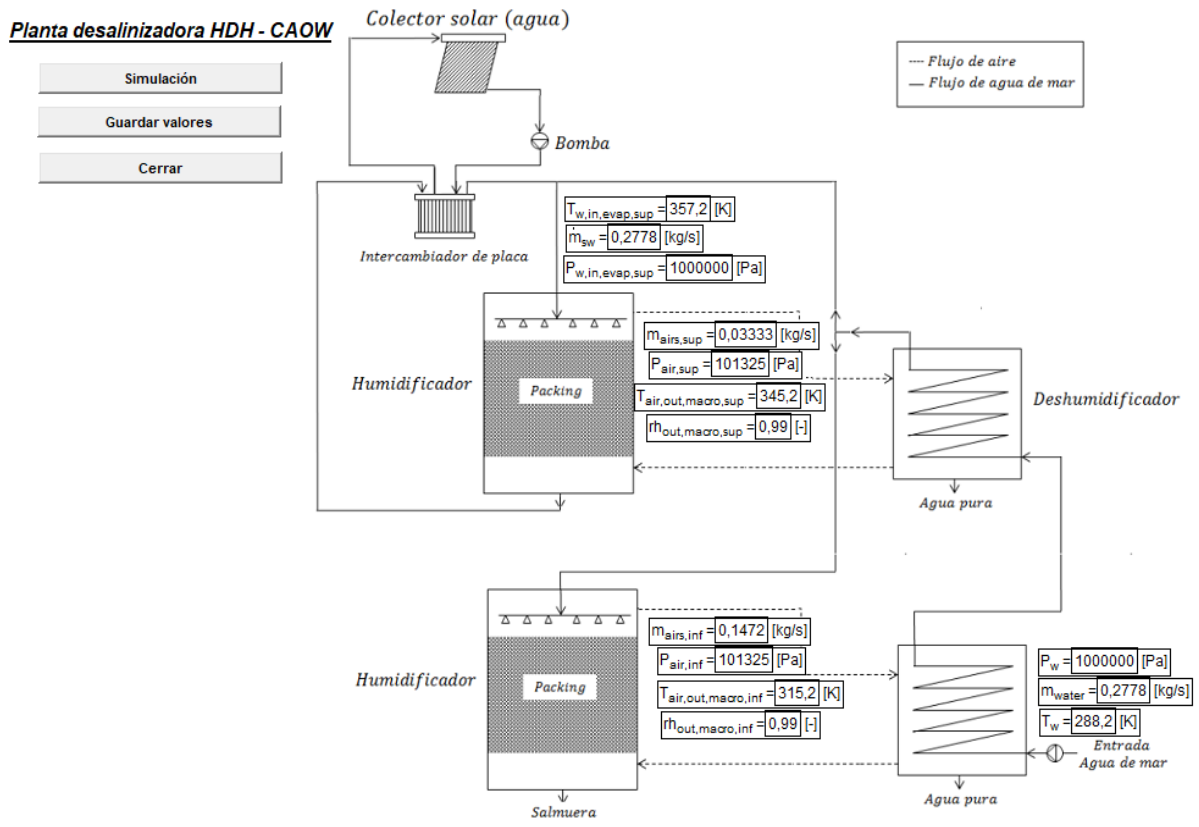

Figura 4-1: Esquema planta HDH de dos 2 etapas CAOW utilizada para la validación.

Con respecto a los gráficos obtenidos de las simulaciones las líneas continuas correspondes a los valores obtenidos en la simulación del modelo y las cruces corresponden a los valores que se debiesen obtener según el estudio explicado en el punto 4.2. En las tablas del Anexo B se presenta en más detalle los valores obtenidos de las simulaciones de temperatura para cada flujo másico de aire con su respectiva diferencia con respecto al valor esperado para cada equipo.

4.3.1. Condensador inferior

Al variar el flujo másico de aire que ingresa en el condensador inferior manteniendo constante la temperatura y flujo másico de agua de ingreso, además de dar como dato de entrada la temperatura de ingreso de aire, se obtiene:

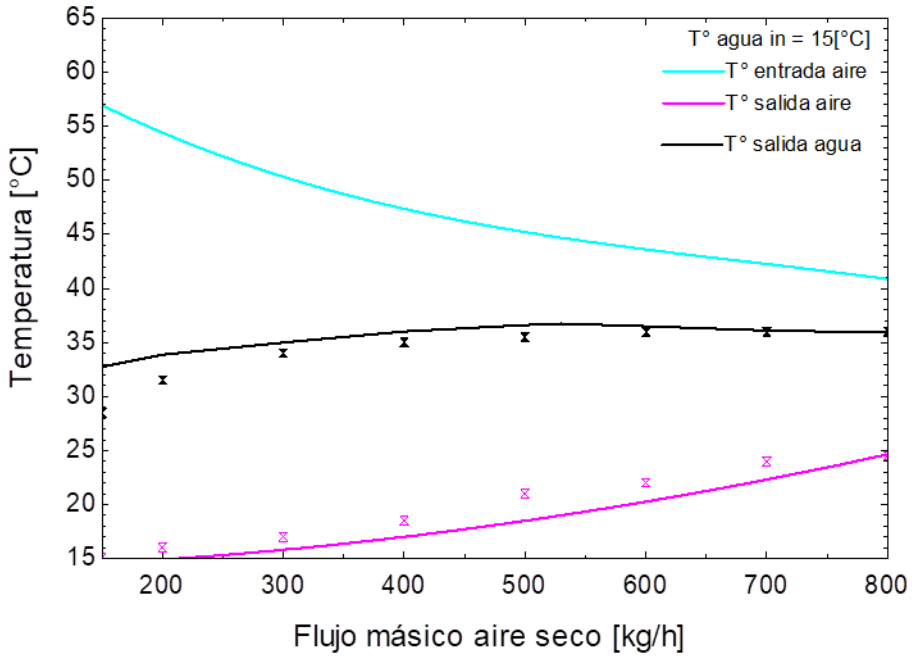

Figura 4-2: Resultado obtenido de las simulaciones en el condensador inferior.

De la Figura 4-2 se observa que al aumentar el flujo másico de aire, la temperatura de salida del aire en el condensador aumenta gradualmente y que la temperatura de salida del agua también aumenta hasta los 500 kg/h donde luego se estabiliza y se mantiene prácticamente constante a 36 $°C$ aproximadamente.

En la Tabla 10-1 y Tabla 10-2 en el Anexo B se muestran las temperaturas de salida de aire y agua simuladas y se comparan con los valores esperados del estudio.

4.3.2. Condensador superior

Al variar el flujo másico de aire que ingresa en el condensador superior, manteniendo las condiciones de la Tabla 4-3 y dando como datos de entrada la temperatura de entrada de aire y agua, donde se observa que al permanecer prácticamente constante la temperatura de entrada del agua en cerca de 36 °C, la temperatura del aire a la salida del condensador comienza a aumentar de manera brusca hasta cerca de los 120 kg/h, para luego aumentar de manera más suave a medida que se aumenta el flujo másico de aire. Lo contrario ocurre con la temperatura de salida del agua, que aumenta hasta los 120 kg/h, para luego comenzar a disminuir de manera suave a medida que se aumenta el flujo, como se puede apreciar en la Figura 4-3.

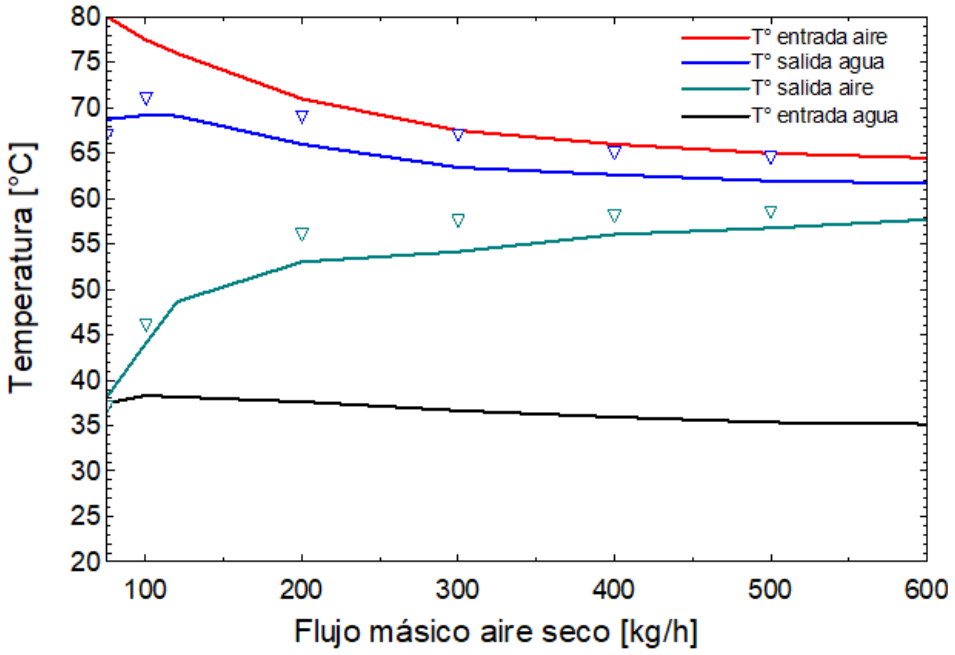

Figura 4-3: Resultado obtenido de las simulaciones en el condensador superior.

En la Tabla 10-3 y Tabla 10-4 del Anexo B se comparan las temperaturas del aire y agua simuladas con respecto a los valores esperados del estudio.

4.3.3. Humidificador inferior

Al variar el flujo de aire que ingresa en el Humidificador inferior, manteniendo las condiciones de la Tabla 4-3 se obtiene, que tanto la temperatura de salida de aire y de agua disminuyen con una tendencia similar a medida que se aumenta el flujo másico de aire en el equipo, lo cual se puede apreciar en la Figura 4-4. En las Tabla 10-5 y 10-6 del Anexo B se comparan las respectivas temperaturas de aire y agua simuladas con respecto a los valores esperados del estudio.

4.3.4. Humidificador superior

Como el agua salada sale a 85°C desde los colectores solares y se mezcla con una pequeña porción del flujo de agua que sale a alta temperatura desde el condensador superior se realizan simulaciones con la condición de que la temperatura del agua que ingresa al humidificador superior es de 84°C. En la Figura 4-5 se aprecia que tanto la temperatura de salida de aire y agua disminuyen a medida que se aumenta el flujo másico de aire en el humidificador superior, pero la temperatura de agua disminuye bruscamente hasta cerca de los 120 kg/h para luego mantenerse prácticamente constante a una temperatura cercana a los

60 $°C$. En la Tabla 10-7 y Tabla 10-8 del Anexo B se comparan las temperaturas de salida del aire y agua simuladas con respecto a los valores esperados del estudio.

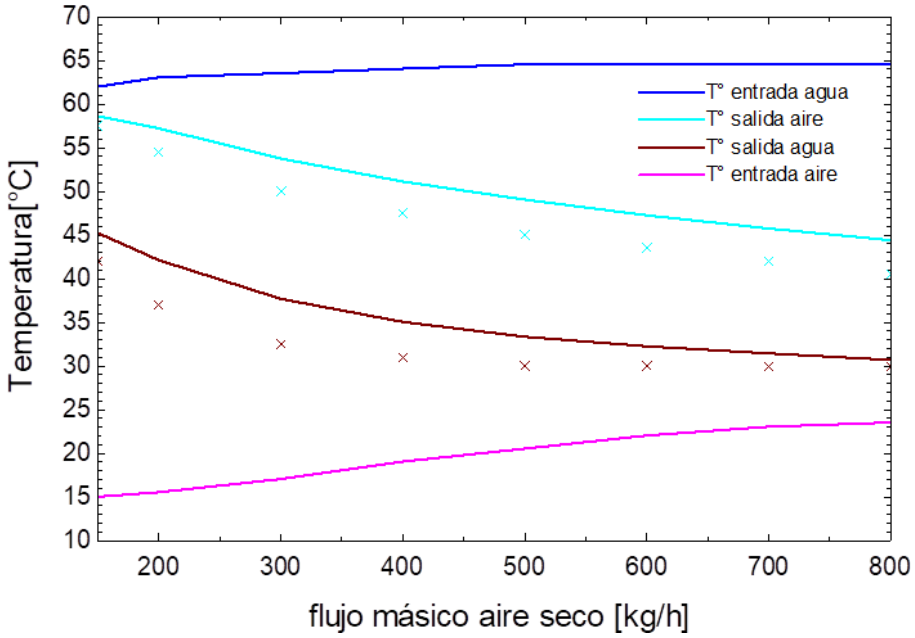

Figura 4-4: Resultado obtenido de las simulaciones en el humidificador inferior.

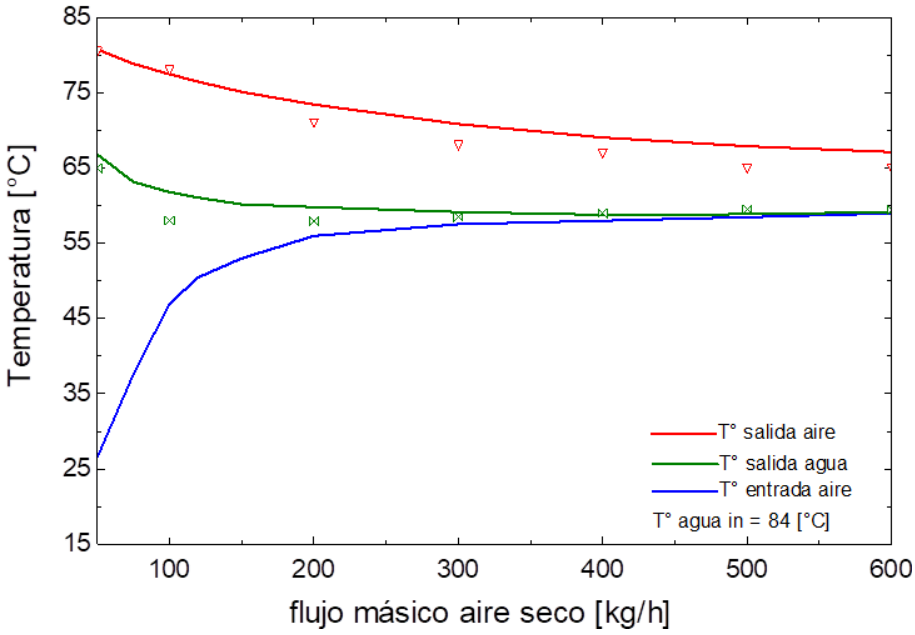

Figura 4-5: Resultado obtenido de las simulaciones en el humidificador superior.

4.4. Planta Simulada

La planta HDH-CAOW de 2 etapas mostrada en la Figura 4-1 fue la utilizada para la simulación bajo las condiciones y flujos másicos con los cuales se obtuvo la mayor producción de destilado y GOR del estudio explicado en el punto 4.2, donde los resultados de GOR y condensado producido obtenidos de la simulación se muestran en la Tabla 4-4.

Tabla 4-4: Comparación de valores obtenido con respecto a valores esperado.

Variable	Valor Simulado	Valor esperado	Error %
GOR (con $\dot{Q}$ =21.014 W)	2,3	2,4	4,2
Producción (kg/h)	71,7	72,6	1,2

La planta HDH – CAOW de 2 etapas con sus respectivos resultados bajo las condiciones planteadas en ese estudio se muestran en la Figura 4-6.

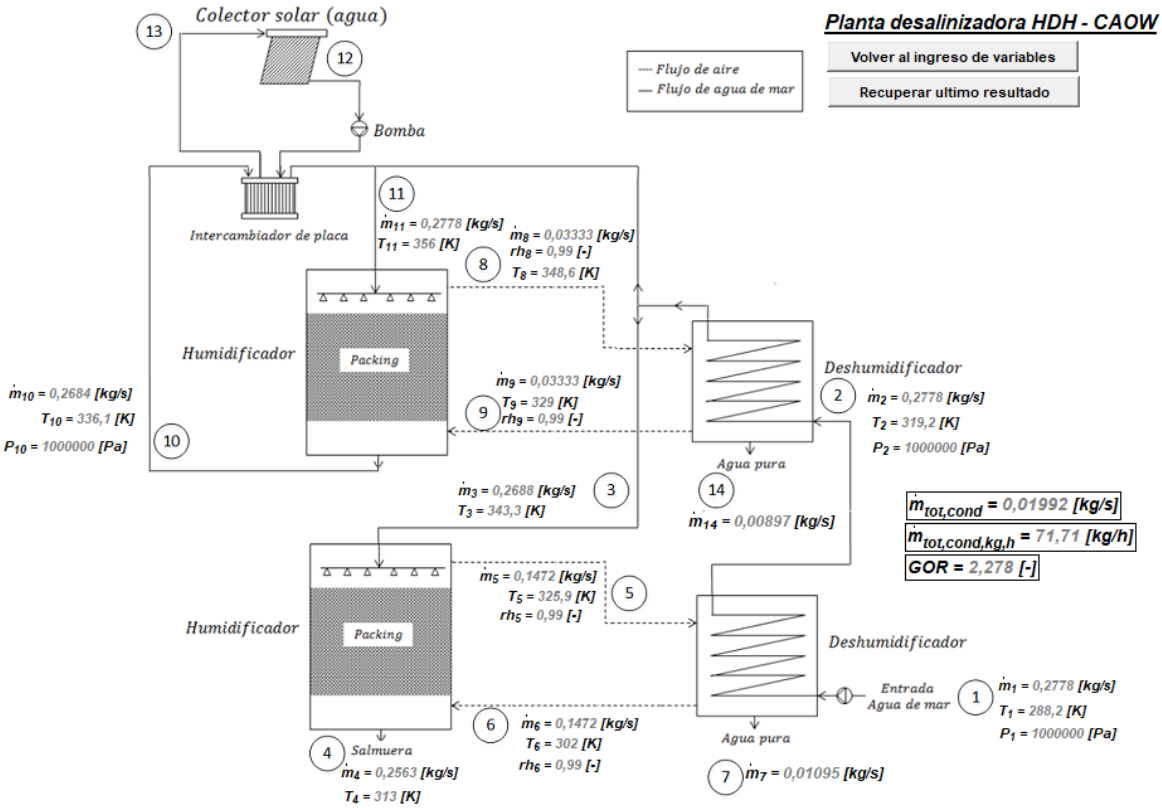

Figura 4-6: Planta HDH de 2 etapas simulada para la validación ($\dot{Q}$ =21.014 W).

4.5. Conclusión

Como se aprecia en la Tabla 4-4, los valores de condensado producido y GOR de la planta bajo las condiciones del estudio tienen un error porcentual de la simulación con respecto al valor esperado de 1,2% y 4,2%, donde la mayor diferencia corresponde al GOR. Como el flujo de calor que ingresa al sistema en los colectores solares es un valor fijo de 21.014 W y el condensado obtenido es prácticamente el valor esperado, esta diferencia puede deberse principalmente a la temperatura a la que sale el condensado de los deshumidificadores, como se indica en la ecuación (31). En el punto 4.3, se aprecia que la variación de temperaturas en el sistema al variar el flujo másico de aire mantiene prácticamente la misma tendencia en la simulación con respecto al valor esperado, pero con un desfase que presenta la mayor diferencia de temperatura en el humidificador inferior. Se debe hacer un énfasis en que para la validación de los humidificadores al no conocerse el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección se realizan estimaciones mediante la función "External flow plate" por lo que también muestra la diferencia entre las temperaturas obtenidas con respecto a la simulada y puede generar la diferencia entre la producción de condensado y GOR obtenido con respecto a los valores esperados, pero aun así las variaciones de temperatura son aceptables, la producción y GOR de la planta utilizando las mismas condiciones que se plantearon en Kang et al. [31] tienen un error porcentual menor al 10%, por lo que se puede concluir que el modelo se ha validado según bibliografía.

5. Resultados experimentales

5.1. Introducción

En este capítulo se muestra la validación del modelo computacional mediante los resultados experimentales obtenidos de las mediciones realizadas el día miércoles 3 de octubre del 2018 a la planta desaladora HDH existente en el Laboratorio de Energías Renovables (LER) de la Universidad Técnica Federico Santa María en Viña del Mar, Valparaíso, donde se comparan los resultados experimentales con los teóricos. Además se indican los parámetros constructivos de la planta y las características de los instrumentos utilizados para realizar las mediciones.

5.2. Parámetros constructivos y de operación

Tanto para el funcionamiento de la máquina como para las simulaciones se consideraron los parámetros constructivos y condiciones de operación de planta HDH existente. En la Figura 5-1 y Figura 5-2 se aprecia la planta desaladora mencionada.

Figura 5-1: Vista de colectores solares de la planta HDH existente.

En la Figura 5-1 se aprecian los colectores solares de placa plana utilizados para hacer funcionar el sistema y aumentar la temperatura del agua de mar que ingresa al

humidificador. Este es un sistema compuesto por 4 colectores con un área efectiva de colección de 1,91 m^2 cada uno.

Figura 5-2: Planta desaladora HDH existente.

En la Figura 5-2 se muestran los equipos con los cuales opera la planta, siendo el estaque de la izquierda el humidificador y a la derecha el deshumidificador.

Las dimensiones del humidificador y deshumidificador están dadas en la Tabla 5-1 y Tabla 5-2. Además el ducto de aire inferior por donde circula el aire desde el deshumidificador hacia el humidificador tiene un diámetro exterior de 154,2 mm y el ducto superior tiene un diámetro exterior de 304,8 mm, donde ambos ductos tienen un espesor de 0,5 mm.

Tabla 5-1: Dimensiones y características del humidificador.

Altura humidificador, (mm)	2100
Altura packing, (mm)	600
Diámetro packing, (mm)	1640
Coeficiente de área específica de transferencia, a (m^2/m^3)	226

Tabla 5-2: Dimensiones y características del deshumidificador.

Número de Filas, N_f	12
Número de columnas, N_C	4
Largo del IDC, $L\ (mm)$	330
Ancho del IDC, $W\ (mm)$	1100
Alto del IDC, $H\ (mm)$	470
Diámetro exterior del tubo, $N_C\ (mm)$	12
Espesor del tubo, $th\ (mm)$	1,2446
Paso aleta, $P_{fin}\ (mm)$	3
Espesor aleta, $th_{fin}\ (mm)$	0,33
Rugosidad del tubo, $\mu\ (mm)$	0,0015
Material aletas	Aluminio
Material tubo	Cobre

Para entregarle calor al sistema mediante el sistema de colección solar se cuenta con un intercambiador de calor de 12 placas mostrado en la Figura 5-3.

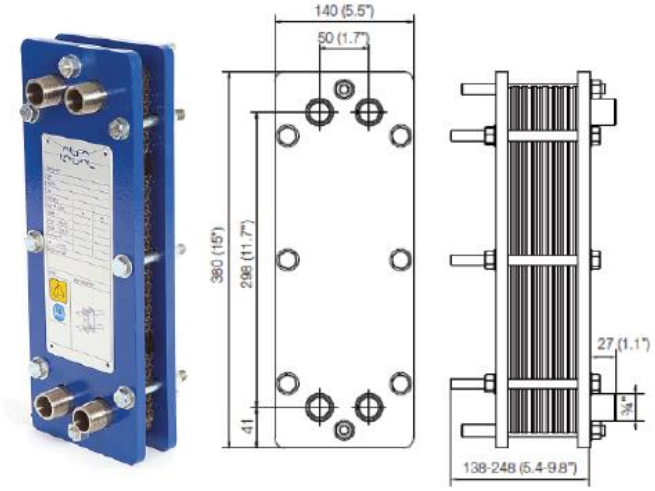

Figura 5-3: Intercambiador de calor de 12 placas utilizado en la planta HDH existente [35].

La planta HDH se hizo funcionar y se simuló con las condiciones de operación indicadas en la Tabla 5-3 y con los valores de radiación incidente obtenida en el transcurso del día.

Tabla 5-3: Condiciones de operación de la planta.

Flujo másico de agua, $\dot{m}_w\ (kg/hr)$	360
Flujo másico de aire seco, $\dot{m}_{a,s}\ (kg/hr)$	450
Flujo másico de agua en colectores solares, $\dot{m}_{agua}\ (kg/hr)$	600
Temperatura de ingreso de agua de mar, $T_1(°C)$	21
Presión de la bomba de agua, $P_{s,w}\ (bar)$	3
Temperatura ambiental, $T_{amb}(°C)$	20

5.3. Instrumentos utilizados para la medición

Los instrumentos utilizados para realizar las mediciones con sus respectivas características son mostradas en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4: Características de los instrumentos utilizados en las mediciones.

Instrumento	Marca	Modelo	Rango de medición	Resolución
Rotámetro	VETO	LZT 1005M-V	2 hasta 18 LPM	0,72 LPM
Anemómetro	PCE	PCE-009	0,2 hasta 20 m/s 0 hasta 50$°C$	Si $V \leq 4\ m/s$: ±0,3 m/s Si $V > 4\ m/s$: ±0,05· V + 0,1 m/s T: 0,1$°C$
PT-100 clase A	Tinytag	PB-6005-1M5/3M	- 50 hasta 300$°C$	-
Tinytag Plus 2 data logger	Tinytag	TGP 40-20	- 40 hasta 125$°C$	0,02$°C$
Sensor i-button	i-button	DS1923-F5	T: - 20 hasta 85$°C$ rh: 0 hasta 100%	T: 0,5$°C$ rh: 0,04%
Piranómetro	Kipp & Zonen	SP Lite2	0 hasta 2000W/m^2 con sensibilidad de 70,4 $\mu V/W \cdot m^{-2}$	± 0.5 $\mu V/W \cdot m^{-2}$
Manómetro	KHÖNE	-	0 hasta 10 bar	0.2 bar
Estación meteorológica	PCE	PCE-FWS 20	- 40 hasta 65 $°C$	0.1 $°C$

Las mediciones de flujos másicos de agua de alimentación se realizaron mediante un rotámetro marca VETO instalado en el sistema y para el circuito de colectores solares se realizó mediante un medidor de flujo con resolución de 0,1 LPM. Con el anemómetro se midió la velocidad del aire que circula por los ductos, permitiendo calcular el flujo másico del aire con la ecuación (33), donde ρ_a es la densidad del aire, $\bar{V}_a$ es la velocidad promedio que circula por el ducto y A_{ducto}corresponde al área del ducto.

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \bar{V}_a \cdot A_{ducto} \tag{33}$$

Flujo másico de aire

Para obtener la temperatura del agua a lo largo del sistema se realizaron las mediciones mediante sensores PT-100 clase A (de inmersión) que se instalaron dentro de las tuberías y que median la temperatura de agua a la entrada y salida de los equipos cada un minuto y almacenaban la información en data loggers TinyTag, en cambio para el aire se realizaron las mediciones mediante sensores i-button que almacenaban las mediciones de temperatura de operación y humedad relativa para el ducto inferior y superior. Por su parte para medir la radiación incidente en los colectores se realizó mediante un piranómetro instalado sobre estos, donde los datos eran almacenados en su data logger respectivo. A lo largo de todas las mediciones cada punto de análisis tenía asignado un sensor y un data logger respectivo. Además era posible medir la presión del sistema y la temperatura ambiental mediante un manómetro marca KHÖNE y una estación meteorológica instalada en LER respectivamente.

5.4. Validación de los equipos

Se realizaron mediciones de temperaturas de aire y agua a la entrada y salida de cada uno de los equipos además de la radiación incidente en los colectores solares cada un minuto, por lo que con las condiciones de operación dadas en la Tabla 5-3 y con los datos medidos, se analizó por separado el funcionamiento de los equipos, ingresando como datos de entradas los parámetros requeridos para realizar la simulación y finalmente se analiza el funcionamiento completo de la planta, comparando los valores simulados con respecto a los valores experimentales obtenidos de las mediciones. Se analizó el funcionamiento de la planta para el día miércoles 3 de octubre entre las 10:00 y 16:30 horas.

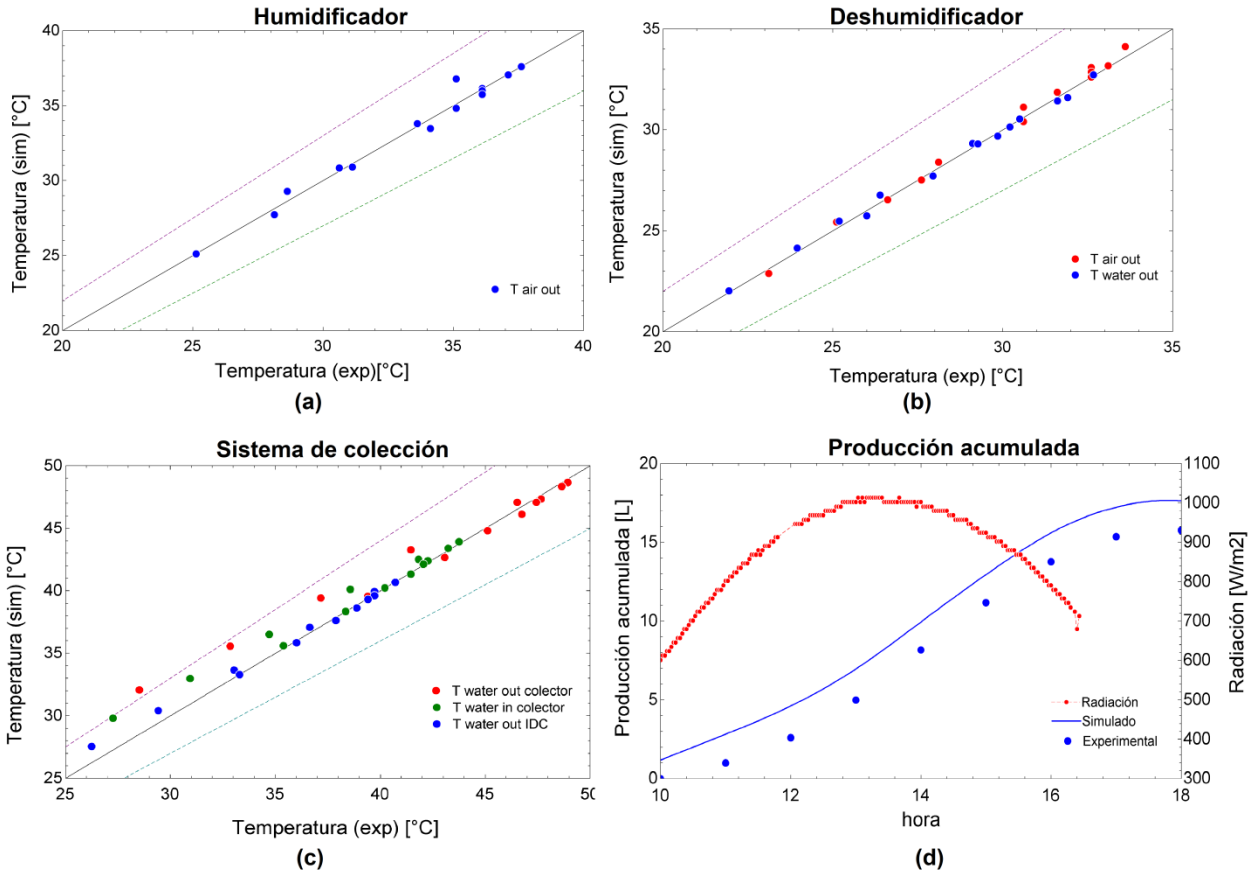

Figura 5-4: Validación bajo condiciones del miércoles 4 de octubre. (a) Humidificador, (b) deshumidificador, (c) Sistema de colección y (d) producción acumulada.

En la Figura 5-4 se muestra la comparación entre los resultados obtenidos de las simulaciones con respecto a los valores obtenidos de las mediciones experimentales para cada uno de los modelos realizados, donde las líneas segmentadas corresponden al rango del $\pm$10% de error para cada equipo, mostrando los resultados obtenidos cada 30 minutos de funcionamiento de la planta. Donde la Figura 5-4 (a) corresponde a la validación del humidificador, donde los puntos azules representan la temperatura de salida del aire, además de los resultados experimentales se obtuvo un coeficiente de convección en el equipo con un valor de 1,05 $\frac{W}{m^2 °C}$ en cada nodo de análisis del equipo para la última simulación analizada a las 16:30 horas.

Para la validación del deshumidificador mediante los resultados experimentales se obtuvo que la efectividad del intercambiador de calor es 30% menor que la calculada, obteniendo un valor de 18% de efectividad experimental. En la Figura 5-4 (b) se muestra en

análisis realizado para el deshumidificador, donde los puntos azules y rojos corresponden a las temperaturas de salida del agua y temperaturas de salida del aire respectivamente.

El sistema de colección solar consiste en un sistema conformado por los colectores solares y el IDC de placas. Con los resultados experimentales se analizó el sistema de colectores solares, donde al circular 600 kg/h de flujo másico de agua por el circuito de 4 colectores solares en paralelo, pasando 150 kg/h por cada colector, se recalcularon los coeficientes $Fr\tau\alpha$ y FrU_L, obteniendo valores de 0,55 y 2,54 respectivamente. En la Figura 5-4 (c) se muestra la validación realizada al sistema de colección solar donde se obtienen como datos de salida en color rojo las temperaturas de salida del agua del colector solar, en color verde las temperaturas con la que ingresa el agua al colector solar y los puntos de color azul corresponden a las temperaturas de salida del agua desde el intercambiador de calor de placas hacia el humidificador.

Para todos los equipos se obtienen temperaturas de salidas con valores menores al 10% de error con respecto al valor esperado, excepto para el sistema de colección solar en la Figura 5-4 (c) donde el valor obtenido para la temperatura de salida del agua del colector solar (en color rojo) obtiene un error mayor al 10%, este valor de temperatura corresponde a la medición obtenida a las 10:30 y puede deberse a que el modelo al no contar con efectos transientes obtiene un error mayor ya que aún no se estabiliza la temperatura de trabajo, apreciando como el error disminuye a medida que aumenta la temperatura de trabajo (a lo largo del día) disminuyendo la diferencia entre la temperatura simulada y la obtenida de las mediciones experimentales.

Con respecto a la producción de destilado en la Figura 5-4 (d) se muestra la producción de destilado acumulada a lo largo del día de medición, comparando los resultados obtenidos de la simulación en línea continua azul con respecto a la obtenida de las mediciones experimentales representadas en puntos del mismo color, además de mostrar la radiación incidente medida en los colectores solares en puntos de color rojo. En esta Figura se aprecia como aumenta la producción de condensado de manera asintótica a medida que aumenta la radiación incidente hasta el punto de máxima radiación a las 13:18 horas donde posterior a esa hora la producción de destilado acumulada comienza a aumentar pero en menor cantidad, debido a que disminuye la radiación incidente y por lo tanto ingresa menor

cantidad de energía al sistema, alcanzando una producción experimental de 15,8 $L/día$ y una producción simulada de 17,63 $L/día$. Uno de los principales factores que tienen como consecuencia la diferencia en la producción de destilado es la falta de efectos transientes en el modelo realizado, por lo que asume que comienza a producir destilado inmediatamente, a diferencia de lo que ocurre en la realidad debido a que la planta comienza a producir condensado aproximadamente una hora después de iniciar su funcionamiento, pero aun así el modelo mantiene el mismo comportamiento cualitativo con respecto a la producción.

5.5. Validación planta HDH

En la Figura 5-5 se muestra una modelación realizada a la planta para el punto del día miércoles 3 de octubre en el cual se obtuvo la mayor producción de destilado, alcanzando 3,17 kg/h, cuando inciden 1014 W/m^2 en los colectores solares y con un flujo másico de agua que ingresa al deshumidificador a 25,1°C.

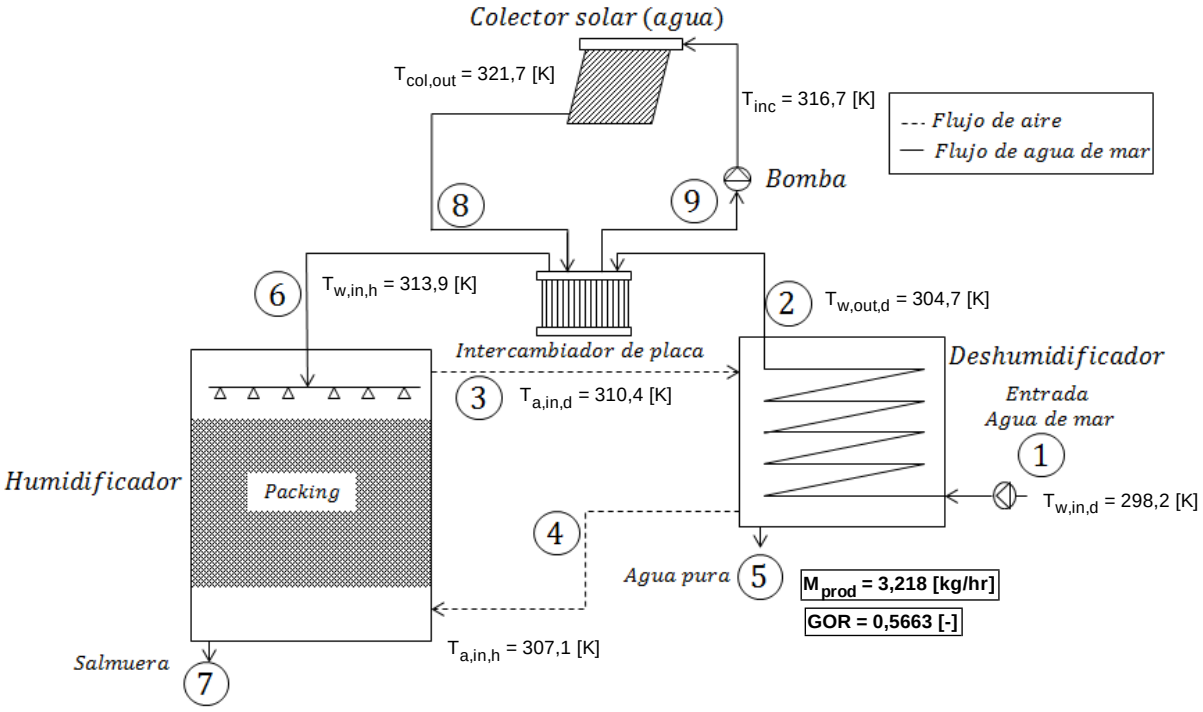

Figura 5-5: Modelación planta desaladora HDH bajo condiciones del miércoles 3 de octubre.

En la Tabla 5-5 se muestra la diferencia entre los valores simulados y los valores experimentales obtenidos donde la máxima diferencia ocurre para la temperatura de ingreso del aire al humidificador, la cual varía en de 0,3 °C. La diferencia de temperatura en todos

los puntos no supera $1°C$, además de las mediciones experimentales se obtuvo una producción de destilado de 3,17 kg/h y el condensado simulado alcanza un valor de 3,22 kg/h, que corresponde a un 1,6% de error, al igual que la producción específica por área de colección y el GOR de la planta.

Tabla 5-5: Comparación valores teóricos con respecto a experimentales para el miércoles 3 de octubre.

Variable	Valor simulado	Valor experimental	Diferencia	Error %
T_2 (°C)	31,6	31,5	0,1	0,3
T_3 (°C)	37,2	37,1	0,1	0,3
T_4 (°C)	33,9	33,6	0,3	0,9
T_6 (°C)	40,7	40,6	0,1	0,2
T_8 (°C)	48,5	48,7	0,2	0,4
T_9 (°C)	43,5	43,2	0,3	0,7
Producción (kg/h)	3,22	3,17	0,05	1,6
Producción por área($\frac{kg}{h \cdot m^2}$)	0,80	0,79	0,01	1,6
GOR ($-$)	0,57	0,56	0,01	1,6

Al ser todos los errores porcentuales menores al 10% el modelo se puede considerar como una buena herramienta ingenieril que simule y modele el funcionamiento de la planta existente, por lo que se puede asegurar que tanto la planta HDH en su conjunto como los equipos por separado quedan validados.

5.6. Conclusión

Con los resultados obtenidos en este capítulo se muestra que el modelo al simularlo con la radiación incidente del día tiene un comportamiento similar al que se debiese obtener, donde en la simulación de la Figura 5-5 el máximo error porcentual obtenido correspondió a la producción de destilado y GOR con un 1,6%.

Con las simulaciones realizadas se puede concluir que el desempeño de la planta es dependiente del coeficiente de convección presente en el humidificador, debido a que si

aumenta este coeficiente, también aumenta la producción y si disminuye h_c, también lo hace la cantidad de condensado producido, debido a que el aire sale a mayor o menor temperatura hacia el deshumidificado respectivamente.

Con respecto a la validación del deshumidificador se concluye que este equipo tiene una baja efectividad, ya que el agua no alcanza a precalentarse hasta la temperatura de salida del aire, por lo que si se pudiese aumentar la efectividad de este equipo el agua saldría a mayor temperatura y el sistema funcionaría a mayor temperatura, aumentando la temperatura de ingreso del aire en este equipo proveniente del humidificador y aumentado a su vez la humedad absoluta y la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del aire, aumentando consigo la producción de la planta [26].

Finalmente el IDC de placas se simuló con una efectividad del 50%, como el flujo de calor que incide en los colectores es constante, no afecta en gran cantidad el flujo de calor que se le agrega al sistema, si no que su efecto se ve reflejado principalmente el rango de temperatura con el cual trabaja el colector solar, ya que al disminuir la efectividad trabaja a mayor temperatura y al aumentar la efectividad disminuye la temperatura, manteniendo siempre la diferencia entre entrada y salida de agua en los colectores solares, debido a que se calcula mediante el método $\varepsilon - NTU$ utilizando la ecuación (12), ya que la temperatura de ingreso al IDC es prácticamente constante al variar su efectividad.

6. Análisis y Resultados

6.1. Introducción

Este capítulo muestra los resultados obtenidos de las simulaciones de las distintas configuraciones de plantas HDH, donde primero se analiza la planta HDH instalada actualmente, analizando la producción de destilado bajo ciertas condiciones de operación y posteriormente se analizan los resultados obtenidos de las distintas simulaciones de configuraciones HDH eligiendo la configuración con mayor producción y GOR para posteriormente analizar más en detalle comparando su funcionamiento, rangos de temperatura de trabajo en la carta psicométrica y la recuperación de calor que se obtiene en el sistema a medida que se agregan más etapas.

6.2. Producción de la planta

A la planta simulada y validada en el capítulo anterior se le realizó un análisis de la producción de destilado variando los flujos másicos de aire y agua con los que opera la planta bajo la condición de que hay una radiación incidente de 1000 W/m^2, manteniendo la temperatura de ingreso de agua de alimentación a 21°C y una temperatura ambiental de 20°C.

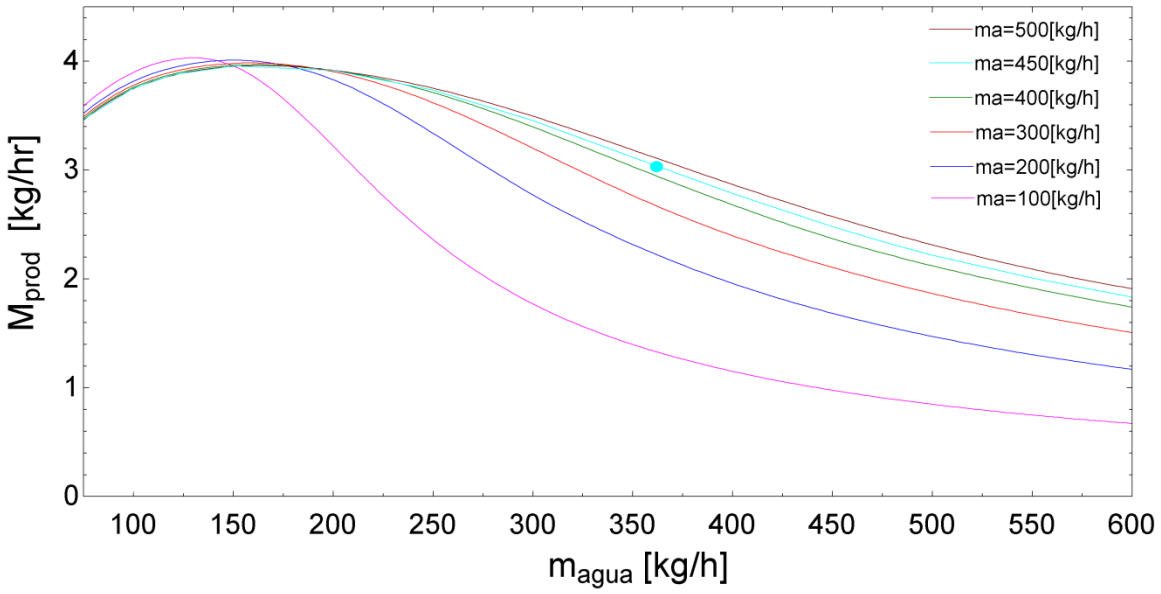

Figura 6-1: Producción de destilado con respecto a los flujos másicos de aire y agua.

En la Figura 6-1 el punto celeste corresponde al punto con el cual opera la planta con los flujos másicos indicados en la Tabla 5-3 obteniendo una producción de 3,22 kg/h, donde además se aprecia que la producción máxima alcanza los 3,95 kg/h en aproximadamente un flujo másico de agua de 150 kg/h, para valores menores de flujo de agua la producción de destilado aumenta a medida que aumenta este flujo y disminuye a medida que se aumenta el flujo másico de aire, en caso contrario después de los 150 kg/h de agua, al aumentar este flujo la producción disminuye y aumenta a medida que aumenta el flujo másico de aire. Por lo tanto las simulaciones y la comparación de distintas configuraciones se realizaron bajo las condiciones de operación indicadas en la Tabla 6-1, las que pueden obtener la máxima producción de destilado y GOR para la planta HDH existente.

Tabla 6-1: Condiciones de operación de la planta en las simulaciones.

Flujo másico de agua, $\dot{m}_w$ (kg/hr)	150
Flujo másico de aire seco, $\dot{m}_{a,s}$ (kg/hr)	450
Flujo másico de agua en colectores solares, $\dot{m}_{agua}$ (kg/hr)	600
Radiación solar incidente, G_T (W/m^2)	1000
Temperatura de ingreso de agua de mar, $T_1(°C)$	21
Presión de la bomba de agua, $P_{s,w}$ (bar)	3
Temperatura ambiental, $T_{amb}(°C)$	20
Humedad relativa del aire, rh (%)	70

6.3. Determinación de la mejor configuración de sistema HDH

Con las condiciones constructivas indicadas en el punto 5.2 y con las condiciones de operación de la Tabla 6-1, se realizaron simulaciones a diferentes configuraciones de plantas HDH las cuales se pueden ver en detalle el anexo C. Primero se centró el análisis en configuraciones de una etapa con ciclos CAOW, CWOA y OAOW, mostrando sus respectivos resultados en la Tabla 6-2.

Tabla 6-2: Resultados de las distintas configuraciones HDH de 2 etapas simuladas.

Configuración	Destilado producido (kg/h)	GOR $(-)$
CAOW (Figura 11-1)	3,95	0,82
CWOA (Figura 11-2)	1,32	0,26
OAOW (Figura 11-3)	1,15	0,23

De las simulaciones para configuraciones de una etapa se obtuvo que la mayor producción y GOR ocurre para una planta HDH – CAOW, que corresponde a la configuración de la planta existente desarrollada por Reyes [1].

Posteriormente se realizó el mismo análisis para distintas configuraciones HDH de dos etapas considerando:

- Dos tipos de circuitos de agua y aire: CAOW y OAOW, donde las dos etapas pueden tener diferentes ciclos, sin considerar CWOA.
- Se analiza para 2 tipos de configuraciones, la utilizada por Reyes (Figura 3-5) y Kang et al. [31] (Figura 4-1), con diferentes ciclos de agua y aire.
- Al existir 2 etapas es posible generar 8 combinaciones diferentes, cuyos esquemas con sus respectivos resultados se pueden observar en el Anexo C.

En la Tabla 6-3 se ordenan de mayor a menor las configuraciones que obtuvieron mejor producción y GOR, donde el mejor desempeño corresponde a la planta con ciclo CAOW en ambas etapas, la cual se muestra en la Figura 3-5 (Interfaz del programa), por lo que se selecciona esta configuración para realizar un análisis de desempeño de la planta agregando una tercera y cuarta etapa, manteniendo las condiciones de operación de la Tabla 6-1.

El ciclo CWOA se descartó del análisis debido a temas constructivos, ya que en una planta de dos etapas el agua no puede circular en ciclo cerrado en la etapa superior y debe continuar su flujo hacia el humidificador inferior. Además de los resultados obtenidos al tener un ciclo OAOW en la etapa superior la temperatura de salida del agua del humidificador es similar a la temperatura ambiente, por lo que a pesar del ciclo de trabajo en la etapa inferior la producción de destilado en esa etapa será muy pequeña debido a la baja temperatura de ingreso de agua al humidificador inferior, como se planteó en Gang Wu [26].

Tabla 6-3: Desempeño de las distintas configuraciones HDH de 2 etapas simuladas.

Configuración	Destilado producido ($\frac{kg}{h}$)	GOR($-$)
CAOW ambas etapas (Figura 11-4)	5,9	1,29
CAOW ambas etapas "Kang" (Figura 11-5)	5,1	1,10
CAOW arriba y OAOW abajo "Kang" (Figura 11-6)	4,5	0,96
CAOW arriba y OAOW abajo (Figura 11-7)	3,9	0,94
OAOW ambas etapas (Figura 11-8)	1,2	0,23
OAOW arriba y CAOW abajo (Figura 11-9)	1,2	0,23
OAOW arriba y CAOW abajo "Kang" (Figura 11-10)	1,0	0,19
OAOW ambas etapas "Kang" (Figura 11-11)	0,9	0,17

6.4. Análisis de las multi – etapas en la planta existente

De los resultados obtenidos de las simulaciones de una planta HDH – CAOW desde una a cuatro etapas, se observa el aumento en la producción de destilado, en el GOR y en las temperaturas de trabajo, tanto para el flujo másico de agua que sale desde el sistema de colección solar, como las temperatura y humedad absoluta del flujo másico de aire que circulan entre el humidificador y deshumidificador a medida que se agregan etapas. Las configuraciones de la planta HDH – CAOW de una, dos, tres y cuatro etapas con sus respectivos resultados de simulación se presentan en las Figuras 11-4, 11-12 y 11-13 del anexo C respectivamente.

6.4.1. Producción de destilado y GOR

En la Figura 6-2 se muestra la variación de producción de destilado y GOR a medida que se agregan más etapas al sistema, donde se obtuvo que al variar la planta entre una y dos etapas la producción de destilado aumenta en 2 kg/h, lo que corresponde a un aumento de 51%, al pasar de 2 a 3 etapas la producción aumenta en 0,67 kg/h, equivalentes a un 11% y al agregar una cuarta etapa la producción aumenta 0,12 kg/h, es decir 1,8%.

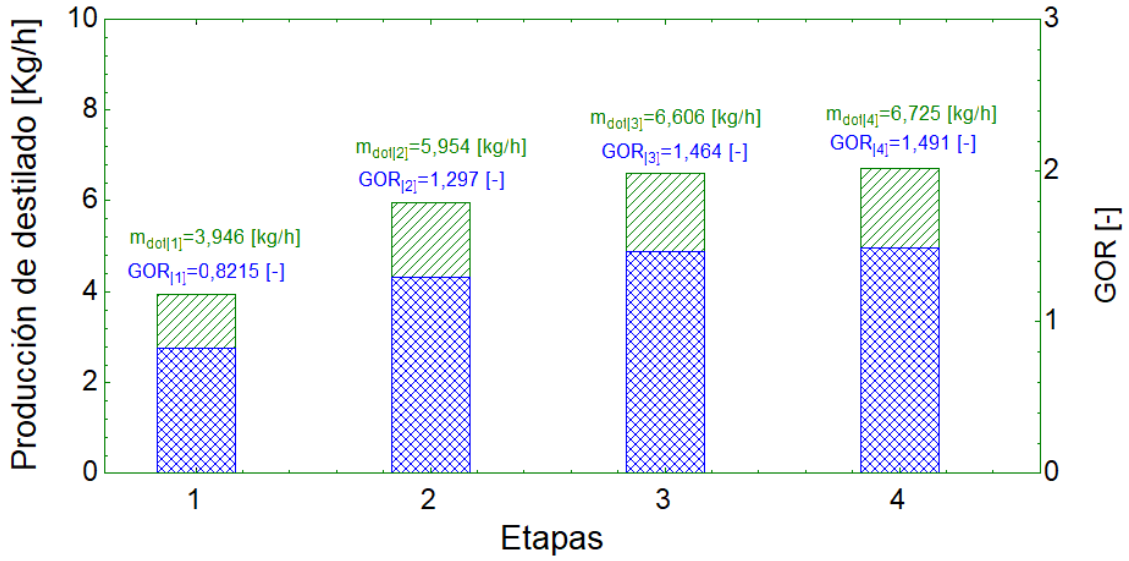

Figura 6-2: Producción de destilado con respecto al número de etapas.

Con respecto al GOR al pasar de una a dos etapas aumenta un 58%, al aumentar de dos a tres etapas el GOR aumenta un 13% y al agregar una cuarta etapa aumenta un 1,8%. El comportamiento del GOR al aumentar el número de etapas sigue una tendencia similar al de producción de destilado, pero no igual, ya que como se indica en la ecuación (31), este indicador depende del calor que ingresa al sistema, el cual, se mantiene casi constante, pero aun así varía debido a que depende de la temperatura de ingreso de agua al colector solar, donde al aumentar esta temperatura aumentan también las pérdidas térmicas en el colector, disminuyendo el calor útil, como se aprecia en la ecuación (35) y en los diagramas de flujos del punto 6.4.3. El GOR también depende del calor latente de vaporización, que depende a su vez de la temperatura del destilado producido y como se muestra en la Figura 6-3 a medida que se agregan más etapas las temperaturas de trabajo en el sistema aumentan y por lo tanto también aumenta la temperatura del condensado, generando así la diferencia en los valores de la variación de GOR y producción de destilado.

6.4.2. Comportamiento del aire en la carta psicométrica

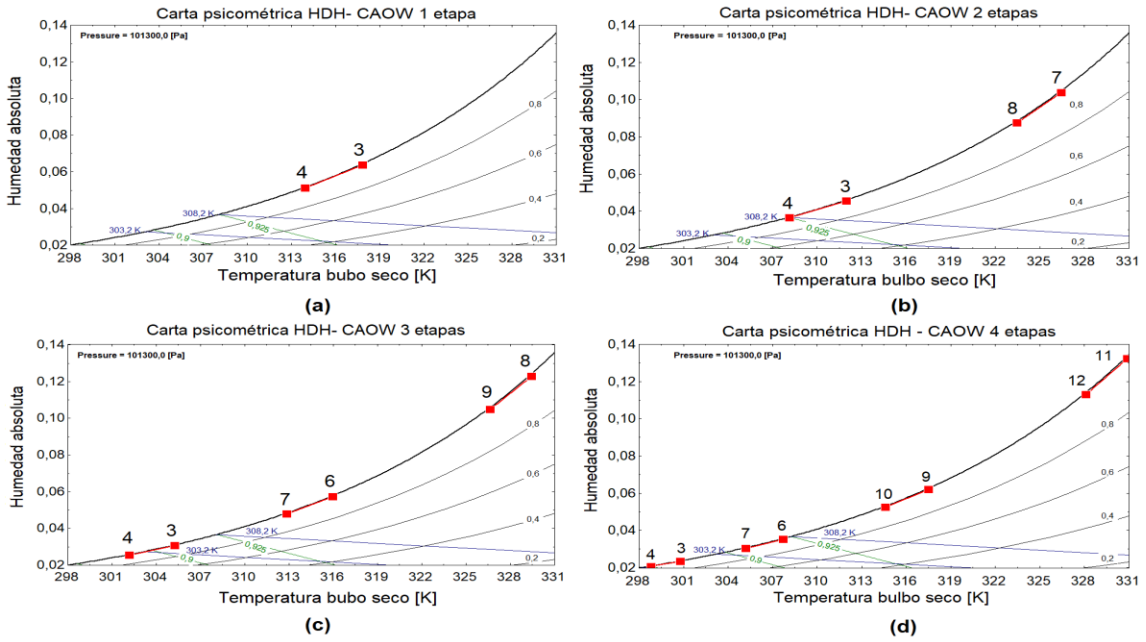

Figura 6-3: Carta psicométrica de aire en la planta HDH - CAOW de (a) 1 etapa, (b) 2 etapas, (c) 3 etapas y (d) 4 etapas.

En la Figura 6-3 se muestra el comportamiento del aire como ciclo cerrado en la carta psicométrica para cada una de las configuraciones con todas a presión atmosférica. La curva roja representa el ciclo del aire que entra y que sale del condensador o humidificador de cada etapa, manteniendo el comportamiento teórico de la Figura 2-7 (b) y circulando en la línea de saturación de aire, donde al aumentar el número de etapas no solo aumenta la temperatura de trabajo del sistema donde la máxima temperatura que alcanza el aire en una configuración de una, dos, tres y cuatro etapas es de 44,9°C ; 53,5°C ; 56,5°C y 57,1°C respetivamente, sino que también se amplía el rango de temperatura de operación, ya que la diferencia entre la temperatura mínima y máxima temperatura del aire en el sistema en una etapa es de 3,9°C; en dos etapas es de 18,3 °C ; en tres etapas es de 27,3 °C y para cuatro etapas es de 32,1 °C. En la Figura 6-3, también se puede apreciar el aumento de humedad absoluta en el aire con la que trabaja el sistema, ya que la humedad absoluta máxima que alcanza el sistema para una etapa es de 0,064 g_{agua}/kg_{aire} y en para la configuración de dos, tres y cuatro etapas la planta opera en su etapa superior correspondiente con valor de humedad absoluta máxima de

0,104; 0,123 y 0,127 g_{agua}/kg_{aire} , respectivamente, donde se aprecia que el aumento de humedad absoluta en el aire produce una mayor cantidad de destilado.

6.4.3. Flujos de energía y recuperación de calor

Se realizaron diagramas Sankey para analizar el flujo de la energía y cuantificar la cantidad de calor que se recupera en cada etapa, manteniendo las condiciones de operación de la Tabla 6-1. El análisis comienza con el cálculo de estos flujos, donde el flujo calor que ingresa al sistema corresponde al calor útil que es añadido al agua de mar en el IDC de placas del sistema de colectores solares, el cual corresponde a la diferencia entre el flujo de calor producido según la radiación incidente en los colectores solares y las pérdidas térmicas, dados por la ecuación (34), (35) y (36).

$$\dot{Q}_{inc} = A_{C,tot} \cdot Fr\tau\alpha \cdot G_T \tag{34}$$

Flujo de calor incidente

$$\dot{Q}_{loss} = A_{C,tot} \cdot FrU_L \cdot (T_{in,colec} - T_{amb}) \tag{35}$$

Flujo de pérdidas térmicas en el sistema de colectores

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{inc} - \dot{Q}_{loss} \tag{36}$$

Flujo de calor útil

Para el cálculo del flujo de energía en el condensado producido se realizó con la ecuación (37), donde $h(T)$ es la entalpía del flujo condensado que depende de la temperatura del mismo.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot h(T) \tag{37}$$

Flujo de calor del condensado

La ecuación (38) muestra el balance de energía utilizado donde la parte de la izquierda de la igualdad corresponde al flujo de energía que entra al sistema y el lado derecho corresponde a lo que sale al sistema para una el sistema de una etapa, de donde se puede obtener la cantidad de energía que sale por el humidificador.

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{out,humid} \tag{38}$$

Balance de energía para la planta HDH de una etapa

Por su parte el flujo de calor de recirculación corresponde al flujo de calor añadido al agua de mar que permite el precalentamiento de ésta en el deshumidificador, en otras palabras es el aumento de entalpía para este flujo másico de agua, dado por la ecuación (39), donde h_1 corresponde a la entalpía del agua que ingresa al condensador y h_2 a la entalpía que sale.

$$\dot{Q}_{recirc} = \dot{m}_w \cdot (h_2 - h_1) \tag{39}$$

Energía de recirculación

La ecuación (38) y (39) son utilizadas para la segunda, tercera y cuarta etapa, pero con la diferencia que a medida que se aumenta una etapa se debe agregar un $\dot{Q}_{cond}$ y $\dot{Q}_{recirc}$ adicional, debido a la producción de condensado y precalentamiento que ocurre en cada nuevo deshumidificador en la planta.

Los diagramas Sankey para la planta HDH - CAOW existente con una, dos tres y cuatro etapas se muestran en las Figuras 6-4, 6-5, 6-6 y 6-7 respectivamente.

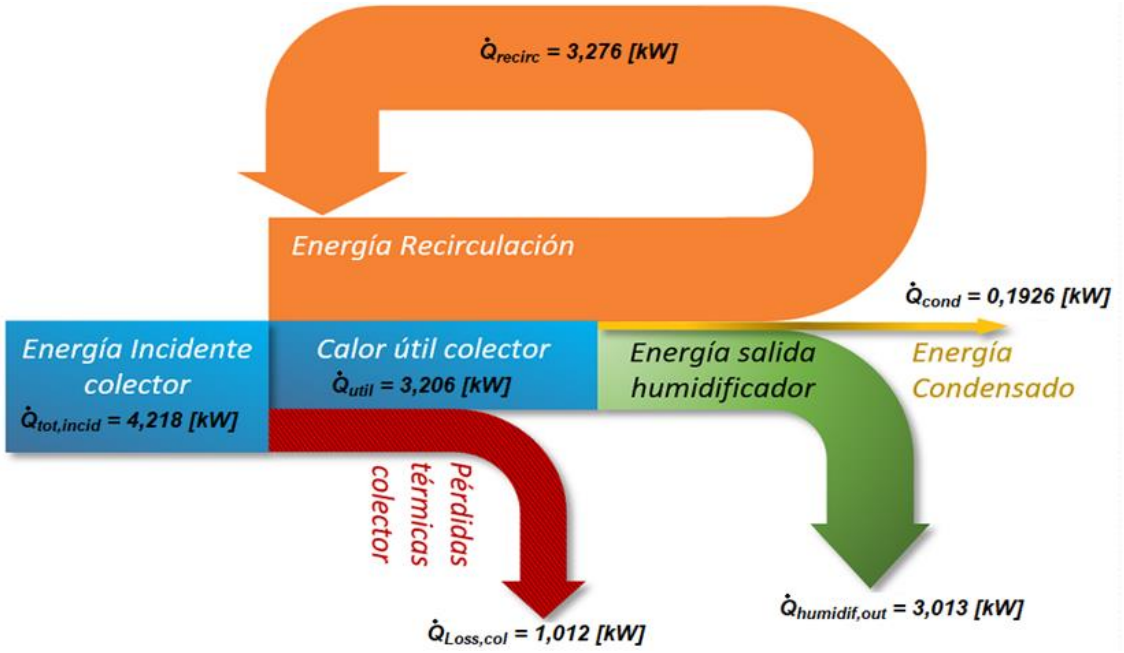

Figura 6-4: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 1 etapa.

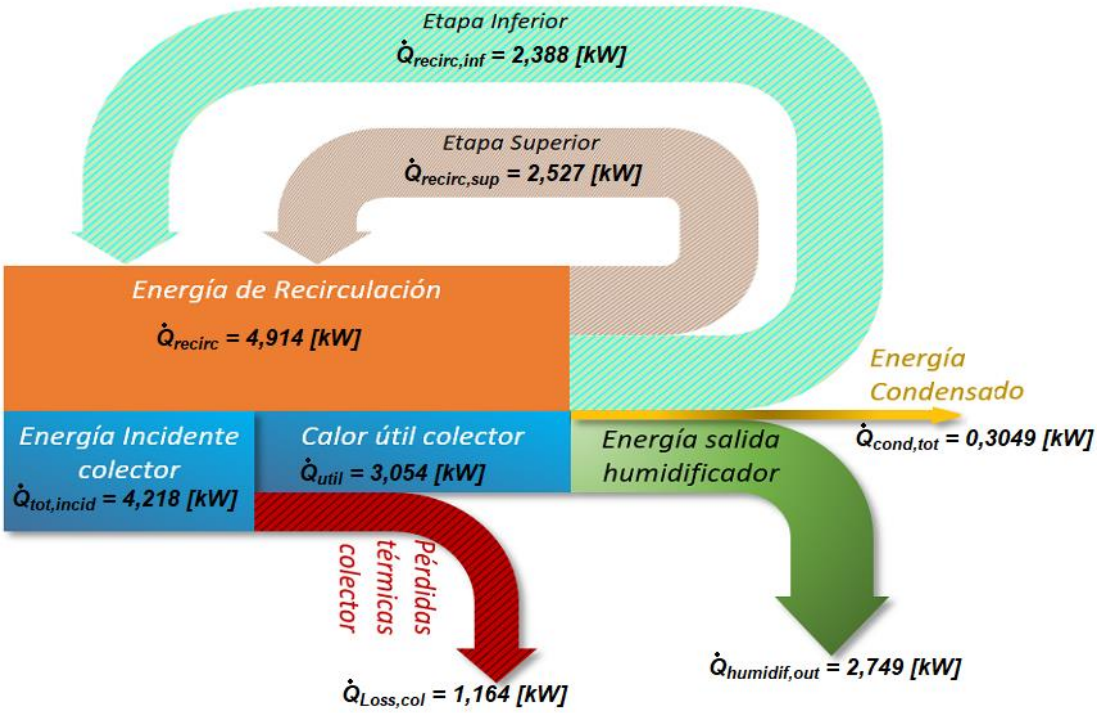

Figura 6-5: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 2 etapas.

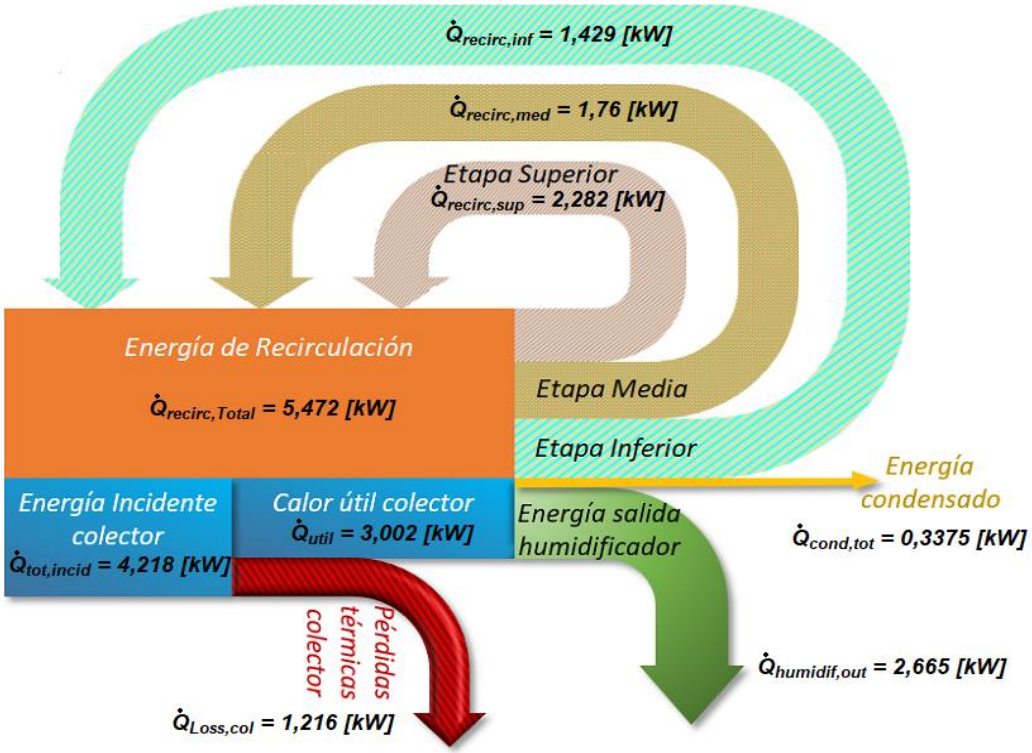

Figura 6-6: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 3 etapas.

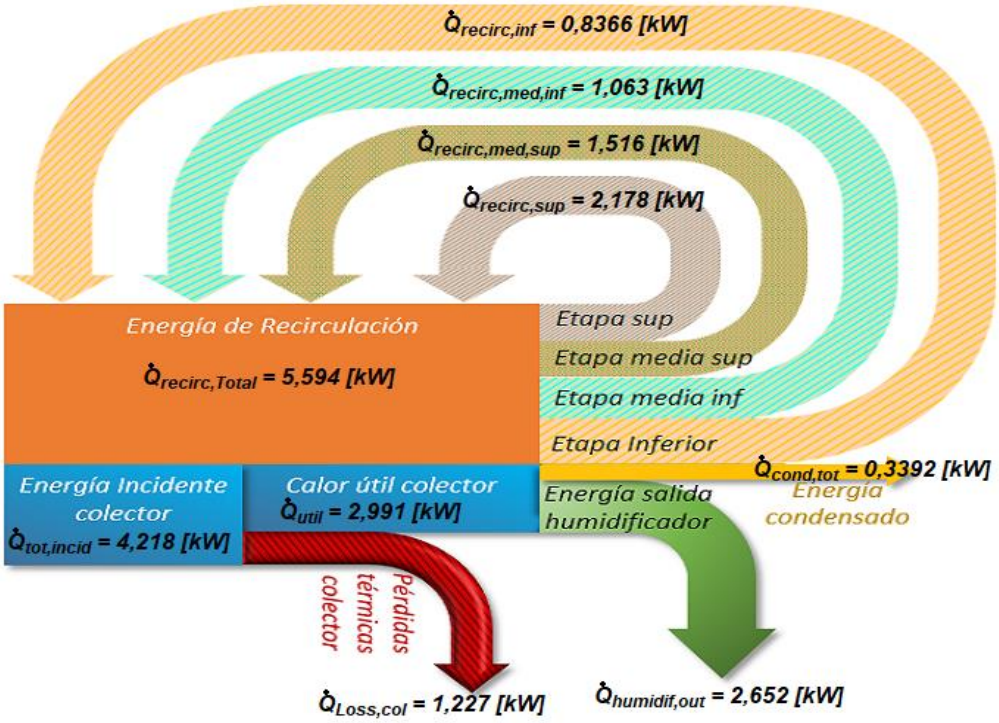

Figura 6-7: Diagrama Sankey de la planta HDH – CAOW de 4 etapas.

Como se puede apreciar en los diagramas Sankey para las cuatro configuraciones, el flujo de calor útil que ingresa al sistema, disminuye a medida que aumentan las etapas, esto se debe a que al haber mayor recirculación de calor, hay un mayor precalentamiento del agua de mar, por lo que su temperatura al salir del deshumidificador superior para ingresar al IDC de placas es mayor, aumentando a su vez la temperatura de trabajo en el sistema de colección solar y como se muestra en la ecuación (35), al aumentar la temperatura de ingreso de agua al colector solar, aumentan sus pérdidas térmicas. Por otro lado se aprecia que la recirculación de calor es mayor en las etapas superiores que trabajan a mayor temperatura, además es donde más condensado se produce, en caso contrario la menor recirculación de calor y producción ocurre en la etapa inferior para todas las configuraciones multi–etapas analizadas. Por esto mismo en las etapas superiores al haber mayor recirculación de calor, se puede disminuir el flujo másico de aire, generando que el aire en esta etapa trabaje en un rango mayor de temperatura, aumentando la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del deshumidificador. Al entrar el aire a mayor temperatura, lo hace también con mayor humedad absoluta, pudiendo producir mayor cantidad de destilado.

El flujo de calor $\dot{Q}_{humidif,out}$ corresponde al flujo de calor de la salmuera que sale del humidificador, el cual corresponde a pérdidas de energía, debido a que se calienta agua de mar sin producir agua dulce y de estos diagramas se puede apreciar que esta pérdida de energía disminuye a medida que se agregan etapas, debido a la recirculación de calor que transforma parte de esta energía desaprovechada en condensado, donde para una etapa la cantidad de energía que finalmente es utilizada para producir destilado es el 6% del total del calor útil que ingresa al sistema, al agregar una segunda etapa es del 10% y para la tercera y cuarta etapa es de 11,2% y 11,3% respectivamente.

La Figura 6-8 muestra la cantidad de energía recuperada mediante recirculación de calor respecto al número de etapas, donde al aumentar de una a dos etapas el aumento es de 1,64 kW recuperados, equivalente a un 50%. Al agregar una tercera etapa la recuperación aumenta 0,55 kW, equivalente a un 11% y al aumentar de 3 a 4 etapas la recuperación aumenta en 0,13 kW, es decir 2,4%.

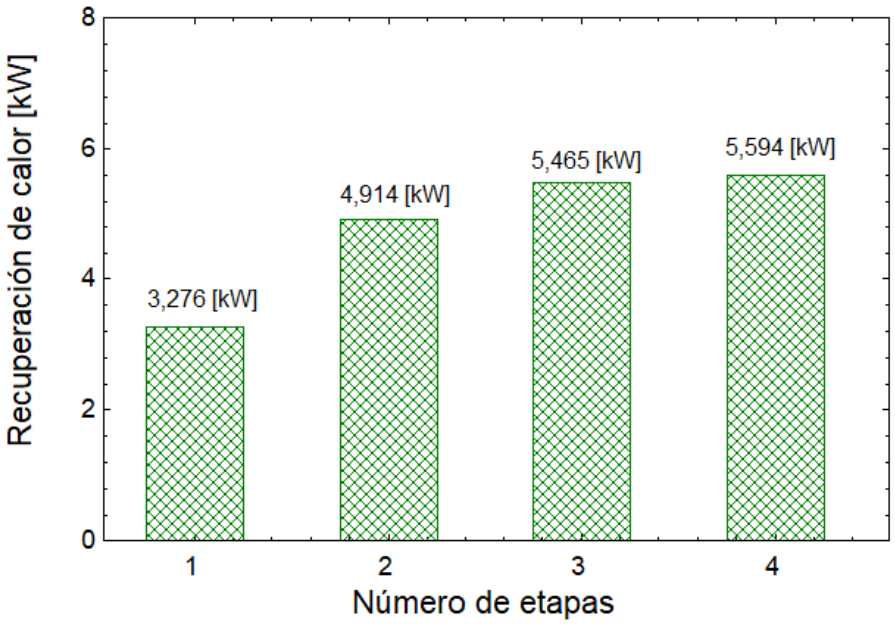

Figura 6-8: Recuperación de energía con respecto al número de etapas.

6.5. Conclusión

De las simulaciones realizadas se obtuvo que la mejor opción de planta HDH corresponde a la de ciclo cerrado de aire y abierto de agua, debido a que en las simulaciones en configuraciones de 2 etapas en las que se utilizó un ciclo OAOW en cualquiera de las etapas, el aire no entra saturado, por lo que tiene la capacidad de absorber más humedad en su recorrido por el humidificador, pero a su vez entra más frio al equipo, saliendo saturado pero a menor temperatura que en un ciclo CAOW, por lo tanto ingresa a menor temperatura al deshumidificador, generando una menor transferencia de calor en este equipo, precalentando menos el agua y produciendo una menor cantidad de condensado, como se puede ver en la Tabla 6-3 y en las simulaciones respectivas mostradas en el anexo C.

Con los resultados obtenidos para un análisis de multi etapas a una planta HDH - CAOW con calentamiento de agua se puede concluir que al igual que en los estudios experimentales y modelamientos computacionales de estas configuraciones explicadas en el capítulo 2, el agregar etapas es efectivo hasta cierto punto, ya que al pasar de una planta de una a dos etapas el aumento de producción es del 51%, al pasar de dos a tres etapas aumenta 11% y al agregar una cuarta etapa el destilado producido aumenta solo un 1,8%, obteniendo valores similares a los planteados en los estudios de Zamen et al. [28-29], que alcanzaron un aumento de aproximadamente el 40% al agregar una segunda etapa, al pasar de dos a tres etapas el aumento fue de un 4% y al pasar de tres a cuatro etapas se obtuvo un aumento de solo un 1%. Si bien la producción de destilado continua aumentando, se debe considerar el aspecto económico, ya que no es conveniente realizar una inversión mucho mayor para obtener menos de 1 litro de destilado extra por hora. Lo mismo ocurre para el GOR y la recuperación de calor que tienen aumentos similares a medida que se agregan más etapas, con respecto a esta última si bien disminuye el calor útil que ingresa al sistema debido al aumento de temperaturas de trabajo de la planta que aumentan las pérdidas térmicas en los colectores solares, la recirculación de calor aumenta precalentando más el agua de mar y generando una disminución del calor que se pierde a la salida del humidificador debido a que hay un mejor aprovechamiento de la energía, produciendo más destilado.

7. Conclusiones y recomendaciones

7.1. Conclusiones

En lugares costeros donde hay escasez de agua dulce y donde se tiene una alta radiación solar la tecnología de desalinización HDH es una opción que dado sus condiciones puede funcionar de excelente manera y ser una solución a los problemas de disponibilidad del recurso hídrico. Como se muestra en el capítulo 1 Chile tiene un gran potencial solar, sobretodo en el norte del país, la que a su vez es la zona que cuenta con menor disponibilidad de agua dulce y tiene un gran potencial para el desarrollo de esta tecnología.

En capítulo 2 se realizó un estado del arte enfocado en los estudios experimentales y modelos numéricos de configuraciones HDH multi – etapas, donde se explicó el funcionamiento base de un sistema HDH de una etapa, donde se concluye que la configuración con mejor desempeño corresponde al ciclo CAOW con calentamiento de agua. El análisis multi- etapas se realiza para configuraciones con calentamiento de agua y de aire, donde al agregar más etapas la producción de destilado y el GOR en ambas configuraciones aumentan, pero la con mejor desempeño también corresponde a la configuración con calentamiento de agua, donde al agregar una segunda etapa la producción puede aumentar en aproximadamente un 40% y al agregar una tercera y cuarta etapa el aumento ya no es tan considerable donde al aumentar de una tercera a una cuarta etapa el aumento de producción es menor al 5%, por lo que se debe realizar un análisis económico en cada planta, para investigar si es eficiente económicamente realizar una inversión mayor para más etapas y obtener muy poco aumento de producción.

En este trabajo se realizó un modelo matemático basado en balances de energía, de masa y en ecuaciones de TDC, para cada equipo que compone la planta desaladora existente en Viña del Mar. Este modelo puede ajustarse a distintas configuraciones de HDH y ajustarse a distintas dimensiones de los equipos y condicione de opeación, indicando temperaturas de salida de cada uno y el condensado producido, permitiendo simular bajo ciertos parámetros de convergencia. Este modelo realizado fue validado mediante bibliografía y mediante los resultados experimentales obtenidos de la medición en la planta. Para ambas validaciones se puede concluir que el modelo es una herramienta ingenieril confiable que permite simular el

funcionamiento de la planta con valores muy cercanos a los valores esperados de la teoría y de las mediciones, donde se observó que la producción de destilado es influenciada mayoritariamente por los flujos másico de agua y aire con los que se opera, además de la radiación incidente. También se deben considerar y tener cuidado en los valores de coeficiente de convección en el humidificador y en la efectividad de los IDC, ya que afectan las temperaturas de trabajo del sistema y por lo tanto en el condensado que se genera, ya que estos son valores cercanos pero no son los valores reales de funcionamiento.

Tras la validación del modelo, se realizaron simulaciones para ciclos CAOW, CWOA y OAOW, donde se obtuvo que la configuración con mejor desempeño corresponde al ciclo cerrado de aire y abierto de agua, para posteriormente llevar a cabo el análisis de esta configuración al estudio de 2 – etapas simulando 8 configuraciones distintas indicadas en la Tabla 6-3, donde nuevamente se obtuvo que el mayor desempeño para una planta con ciclo CAOW – de 2 etapas, por lo que a esta configuración se le realizó un análisis de multi – etapas hasta la cuarta etapa, donde se obtuvo que el aumento de producción al aumentar de una a dos etapas es del 51% , al agregar una tercera etapa aumenta en 11%, y al agregar una cuarta etapa es solo de 1,8%, por lo que se debe centrar un estudio económico entre la segunda y tercera etapa. Además se puede concluir que el comportamiento de la planta existente se asemeja al comportamiento de los estudios mostrados en el capítulo 2 sobre multi – etapas.

7.2. Recomendaciones para trabajos futuros

Todas estas simulaciones se realizaron para los parámetros constructivos de la planta HDH existente, por lo que el óptimo de producción se obtuvo para las dimensiones y los equipos actuales, es por esta razón que este mismo modelo numérico desarrollado puede ser utilizado para realizar a futuro un análisis que permita encontrar las dimensiones óptimas de los equipos para alcanzar una mayor cantidad de producción, variando las dimensiones del humidificador o del packing, probando nuevos materiales para éste último, también se puede analizar el efecto de utilizar un deshumidificador que con diferentes número de filas y/o columnas e incluso es posible analizar qué ocurriría si se aumentan las placas del IDC o si se utiliza otro equipo que agregue calor al sistema. También se pueden continuar realizando mediciones a la planta para obtener un valor más preciso para la efectividad del

deshumidificador e IDC de placas y para el coeficiente de convección y de transferencia de masa del humidificador.

Como se aprecia en los diagramas Sankey realizados, la recirculación de calor es mayor en las etapas superiores, por lo tanto se puede variar el flujo másico de aire en las diferentes etapas para poder alcanzar un máximo de producción y GOR en las distintas configuraciones de la planta HDH – CAOW multi etapas.

Finalmente el modelo al no contar con efectos transientes, es sensible a la variación de radiación incidente y de flujos másicos, además de considerar que comienza a producir destilado de manera instantánea al comenzar su funcionamiento, a diferencia de lo que ocurre en la realidad, obteniendo diferencias entre los valores medidos y los resultados simulados, debido a que al presentarse un aumento o disminución de manera brusca en la radiación, las temperaturas de trabajo aumentaran o disminuirán de manera brusca también, a diferencia de la planta real que mantiene una estabilidad en sus temperaturas de trabajo a pesar de la variación de radiación y varía más lentamente, por lo que se deben considerar estos efectos para obtener un modelo aún más completo.

8. Bibliografía

[1]. Reyes, Mauricio. *Diseño y construcción de equipo desalinizador por método de humidificación-deshumidificacióon (HDH) acoplado con energía Solar. (Tesis). Universidad Técnica Federico Santa María, 2017.*

[2]. Hernandez, Catalina. *Modelamientos computacional de sistema de desalinización por método de humidificación-deshumidificación. (Memoria de pregrado inedita). s.l. : Universida Técnica Federico Santa María, 2017.*

[3]. Klein SA. *Engineering Equation Solver (EES) for Microsoft windows operating systems. Commercial and Professional Version, F-Chart Software. 2018.*

[4]. WWAP (Programa Mundial de Evaluación de los Recursos Hídricos de las Naciones Unidas). 2017. *Informe Mundial de las Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos 2017. Aguas residuales: El recurso desaprovechado. París, UNESCO.*

[5]. Biblioteca del congreso nacional de Chile. Desalinización: Tecnologías, Usos e Impacto Medio Ambiental. Biblioteca del congreso nacional de Chile, 2015.

[6]. Narayan GP, Sharqawy MH, Summers EK, Lienhard JH, Zubair SM, Antar MA. The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2010 May 1;14(4):1187-201.

[7]. WWAP (Programa Mundial de Evaluación de los Recursos Hídricos de las Naciones Unidas). 2018. *Informe Mundial de las Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos 2018. División de Ciencias del Agua, UNESCO, 2018. Disponible en: www.unesco.org/water/wwap.*

[8]. Escenarios Hídricos 2030. (2018). Radiografía del Agua: Brecha y Riesgo Hídrico en Chile". Fundación Chile, Chile.

[9]. ODEPA (Oficina de Estudios y Políticas Agrarias). *Reflexiones y Desafíos al 2030: Perspectiva de Especialistas Externos***.** *El cambio climático y los recursos hídricos de Chile, Segunda sección. Enero, 2018.*

[10]. Ministerio de Medio Ambiente. Informe del Estado del Medio Ambiente. Santiago de Chile, 2nd edición, Nov. 2012.

[11]. PCE Ibérica S.L. [Internet]. PCE Instrumentos; [Actualizado 30 de Septiembre de 2014]. Disponible en: https://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-radiacion/radiometro-macsolar.htm

[12]. Ministerio de Energía. Explorador Solar para Autoconsumo. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Chile. 2016. Disponible en: http://walker.dgf.uchile.cl/Explorador/Solar/doc/Manual_explorador_solar_Noviembre_2015_final.pdf

[13]. *2017 The World Bank, Solar resource data: Solargis. Disponible en:* https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/south-america.

[14]. *2017 The World Bank, Solar resource data: Solargis. Disponible en:* https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/chile.

[15]. Fichtner. Evaluación Económica entre Osmosis Inversa (RO) y Desalinización Solar Térmica, Santiago de Chile, 28 abril 2015.

[16]. Sharon H, Reddy KS. A review of solar energy driven desalination technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015 Jan 1;41:1080-118.

[17]. Müller-Holst H. Solar thermal desalination using the multiple effect humidification (MEH)-method. InSolar desalination for the 21st century 2007 (pp. 215-225). Springer, Dordrecht.

[18]. Abdelmoez W, Mahmoud MS, Farrag TE. Water desalination using humidification/dehumidification (HDH) technique powered by solar energy: a detailed review. Desalination and Water Treatment. 2014 Jul 29;52(25-27):4622-40.

[19]. Amara MB, Houcine I, Guizani A, Mâalej M. Experimental study of a multiple-effect humidification solar desalination technique. Desalination. 2004 Nov 5;170(3):209-21.

[20]. Houcine I, BenAmara M, Guizani A, Maalej M. Pilot plant testing of a new solar desalination process by a multiple-effect-humidification technique. Desalination. 2006 Sep 5;196(1-3):105-24.

[21]. Chafik E. A new type of seawater desalination plants using solar energy. Desalination. 2003 Aug 1;156(1-3):333-48.

[22]. Chafik E. Design of plants for solar desalination using the multi-stag heating/humidifying technique. Desalination. 2004 Aug 15;168:55-71.

[23]. Narayan GP, Sharqawy MH, Lienhard V JH, Zubair SM. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. Desalination and water treatment. 2010 Apr 1;16(1-3):339-53.

[24]. Yıldırım C, Solmuş İ. A parametric study on a humidification–dehumidification (HDH) desalination unit powered by solar air and water heaters. Energy Conversion and management. 2014 Oct 1;86:568-75.

[25]. Hou S. Two-stage solar multi-effect humidification dehumidification desalination process plotted from pinch analysis. Desalination. 2008 Mar 1;222(1-3):572-8.

[26]. Gang W, Zheng H, Kang H, Yang Y, Cheng P, Chang Z. Experimental investigation of a multi-effect isothermal heat with tandem solar desalination system based on humidification–dehumidification processes. Desalination. 2016 Jan 15;378:100-7.

[27]. Soufari SM, Zamen M, Amidpour M. Performance optimization of the humidification–dehumidification desalination process using mathematical programming. Desalination. 2009 Feb 1;237(1-3):305-17.

[28]. Zamen M, Amidpour M, Soufari SM. Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming. Desalination. 2009 Apr 1;239(1-3):92-9.

[29]. Zamen M, Soufari SM, Amidpour M. Improvement of solar humidification-dehumidification desalination using multi-stage process. CHEMICAL ENGINEERING. 2011 May;25.

[30]. Zamen M, Soufari SM, Vahdat SA, Amidpour M, Zeinali MA, Izanloo H, Aghababaie H. Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process. Desalination. 2014 Jan 2;332(1):1-6.

[31]. Kang H, Yang Y, Chang Z, Zheng H, Duan Z. Performance of a two-stage multi-effect desalination system based on humidification–dehumidification process. Desalination. 2014 Jul 1;344:339-49.

[32]. Chang Z, Zheng H, Yang Y, Su Y, Duan Z. Experimental investigation of a novel multi-effect solar desalination system based on humidification–dehumidification process. Renewable Energy. 2014 Sep 1;69:253-9.

[33]. Kloppers JC, Kröger DG. Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2005 Jan 1;127(1):1-7.

[34]. Sharqawy MH, Antar MA, Zubair SM, Elbashir AM. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. Desalination. 2014 Sep 15;349:10-21.

[35]. Alfa Laval. Intercambiadores de calor para HVAC e Industria.

9.Anexo A: Funciones de EES utilizadas [3]

9.1. Función "External_flow_plate"

El cálculo del coeficiente de convección h_C en el humidificador, se realiza mediante esta función, indicando sus variables en la Figura 9-1, donde T_∞ corresponde a la temperatura promedio entre las temperaturas de ingreso y salida del agua y aire en el nodo de análisis, indicado en la ecuación (39).

$$T_\infty[i] = \frac{(T_{a,in}[i] - T_{a,out}[i]) + (T_{w,in}[i] - T_{w,out}[i])}{2} \tag{39}$$

Temperatura infinita en la placa plana

La temperatura T_S corresponde a la temperatura de ingreso del agua al nodo y es la temperatura a la cual se encuentra el agua en esa sección del packing.

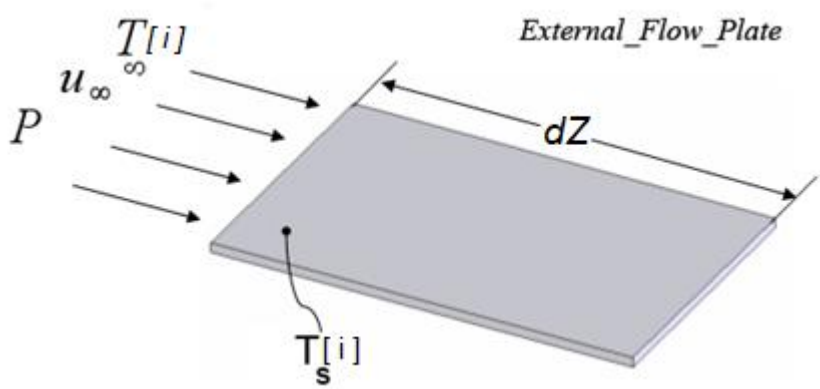

Figura 9-1: Esquema de función "External_flow_plate" en cada nodo

9.2. Función "Flujo en tubería"

Esta función modela el flujo de un fluido por el interior de una tubería y entrega como parámetros de salida el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior, número de Nusselt, diferencia de presión entre entrada y salida, factor de fricción y número de Reynolds. Los valores de ingreso para el cálculo son los indicados en la Figura 9-2, donde $\dot{m}$, D, L y P, son el flujo másico por el interior de la tubería, diámetro interno, largo y presión dentro de la tubería, respectivamente,$\bar{T}$ corresponde a la ponderación entre la

temperatura promedio entre la entrada y salida de agua al interior del tubo y la temperatura promedio superficial del aire en la tubería, dado por la ecuación (40).

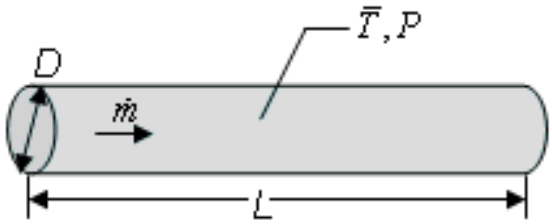

Figura 9-2: Esquema de función "pipeflow" con sus respectivas variables de ingreso

.

$$\bar{T}\,[i] = \frac{(T_{a,in}[i] + T_{a,out}[i]) \cdot 0{,}5 + (T_{w,in}[i] + T_{w,out}[i]) \cdot 0{,}5}{2} \qquad (40)$$

Temperatura promedio en la tubería

9.3. Función "Flujo exterior en un cilindro"

Esta función modela el flujo de un fluido por el exterior de una tubería y entrega como parámetros de salida la fuerza de arrastre por unidad de largo, el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección en el exterior, el coeficiente de arrastre y los números de Nusselt y Reynolds. Los valores de ingreso para el cálculo son los indicados en la Figura 9-3, donde u_∞, T_∞, T_s , D, P y T_s, son la velocidad del fluido por el exterior de la tubería, temperatura infinita en el fluido, diámetro exterior, presión a la que circula el fluido y temperatura superficial de la tubería, respectivamente. Para este caso la velocidad del aire se calcula mediante la ecuación (41), T_∞ es la temperatura del flujo másico de aire y la temperatura T_s corresponde a la ponderación entre la temperatura promedio entre la entrada y salida de agua al interior del tubo y la temperatura promedio superficial del aire en la tubería, dado por la ecuación (40).

$$u_\infty = \frac{\dot{m}_{a,s}}{A_C \cdot \rho_{aire}} \qquad (41)$$

Velocidad del fluido por el exterior de la tubería

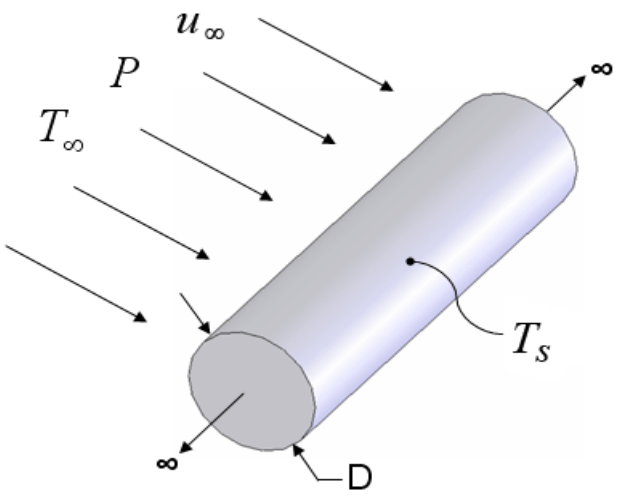

Figura 9-3: Esquema de función "External_flow_cylinder" con sus respectivas variables de ingreso.

9.4. Función "Factor de incrustación"

Se utiliza para calcular el factor de incrustación mediante la función "FoulingFactor", utilizando la opción de ciclo cerrado con flujo de agua. En la Figura 9-4, se el menú de selección para las opciones de flujo.

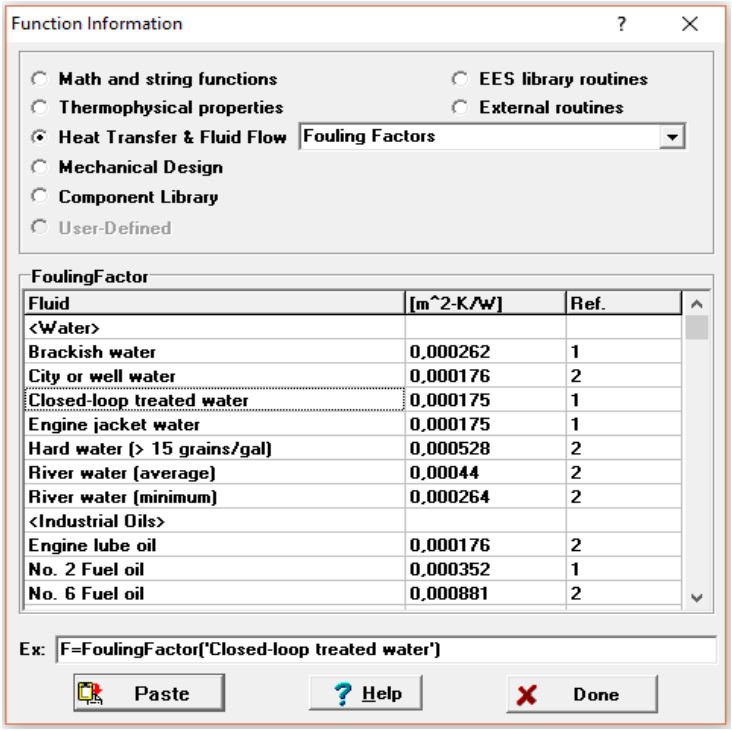

Figura 9-4: Menú de selección de opciones para calcular factor de incrustaciones.

9.5. Función “Conductividad”

Esta función calcula la conductividad térmica de diferentes materiales, para este caso la conductividad calculada corresponde a la del cobre para la tubería y aluminio para las aletas, donde se pide como ingreso la temperatura del material en el punto de análisis. En la Figura 9-5, se aprecia la forma de selección de los materiales en el menú de funciones.

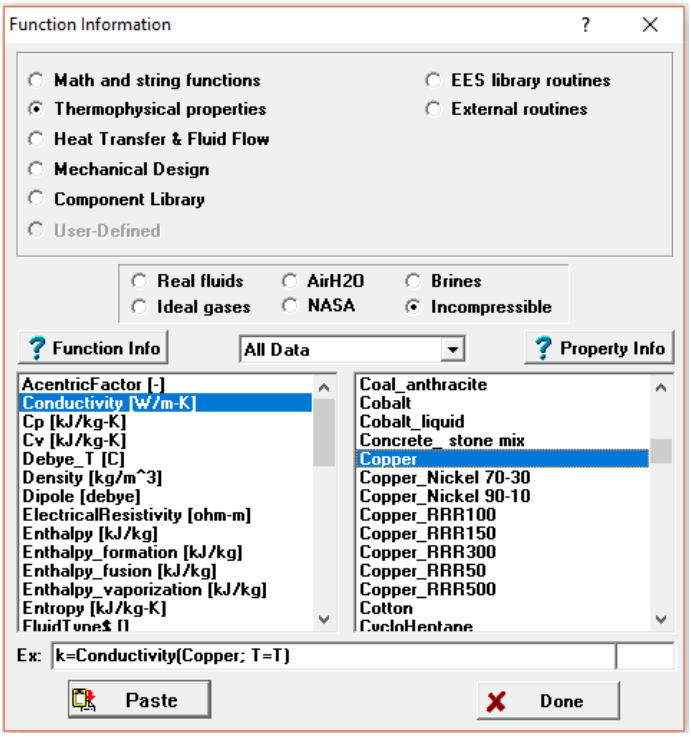

Figura 9-5: Menú de selección de opciones para calcular conductividad térmica de un material.

9.6. Función “eficiencia aleta”

Se utiliza la opción “eta_fin_annular_rect” de la función para calcular la eficiencia de una aleta anular con las dimensiones indicadas en la Figura 9-6, además de utilizar como dato de entrada la conductividad de la aleta, que en este caso corresponde a aluminio.

9.7. Función “efectividad intercambiador de calor”

Esta función calcula la efectividad de un intercambiador de calor utilizando el método $\varepsilon - NTU$. Para este caso se selecciona un IDC de flujo cruzado y sin mezcla de fluidos “crossflow_both_unmixed”, donde requiere como datos de entrada las razones de capacidad calorífica de cada fluido y el valor de NTU, como se aprecia en la Figura 9-7.

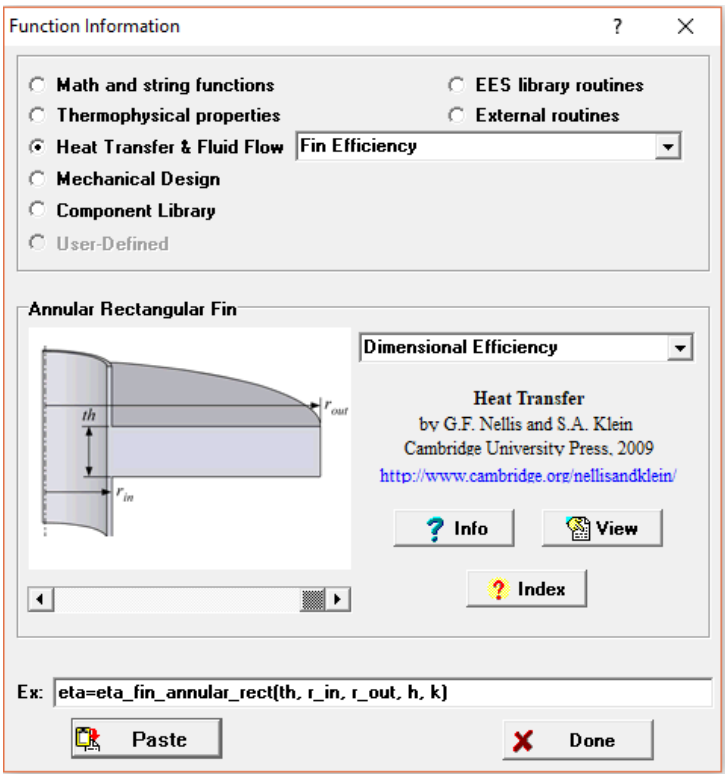

Figura 9-6: Menú de selección de opciones para calcular eficiencia de aleta.

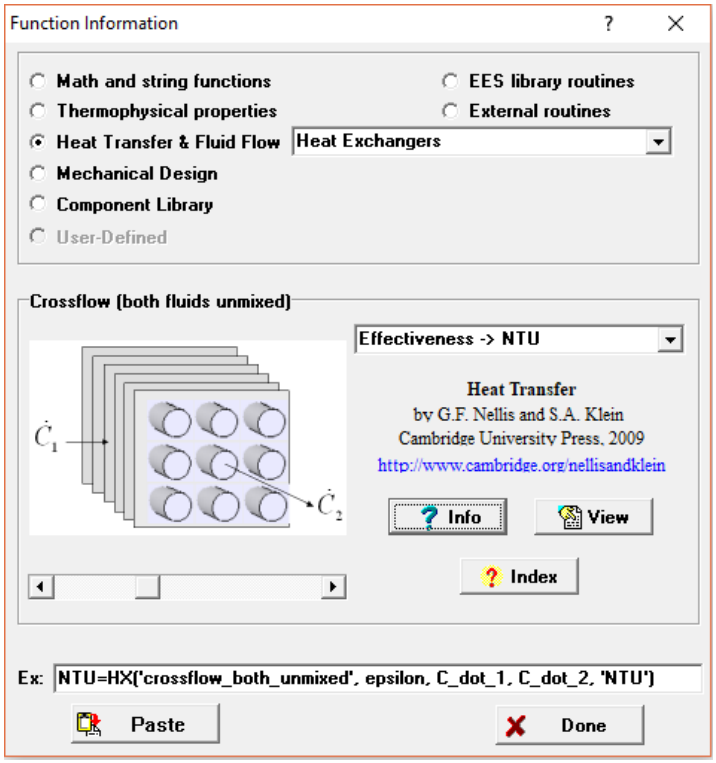

Figura 9-7: Menú de selección de opciones para calcular efectividad de un IDC.

9.8. Cálculo de propiedades termo físicas de los fluidos

Se muestra el menú en el cual es posible seleccionar las distintas propiedades termofísicas en la columna izquierda, para cada fluido que se desee analizar, donde se indican los valores requeridos para realizar el cálculo.

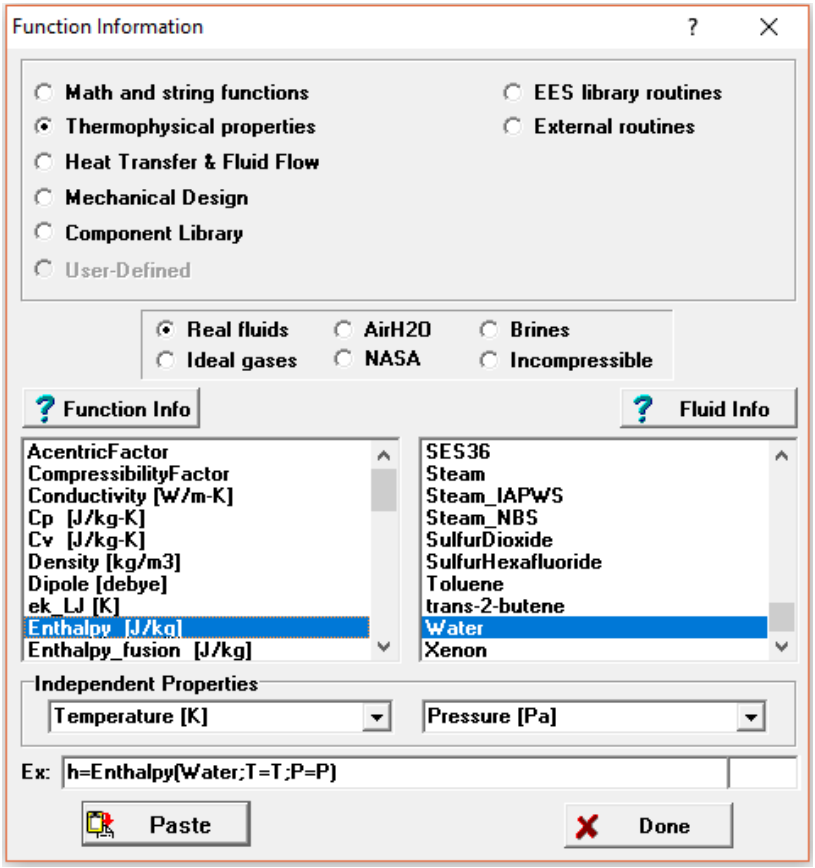

Figura 9-8: Menú de selección de propiedades termo físicas de los fluidos.

10. Anexo B: Resultados de Validación Bibliográfica

Tabla 10-1: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador inferior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura aire simulada $°C$	Temperatura aire esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	15	15	0
200	15	15,5	0,5
300	15,1	17	1,9
400	16,2	18,5	2,3
500	18,5	21	2,5
600	20,8	22	1,2
700	22,6	24	1,4
800	24,1	24,5	0,4

En la Tabla 10-1 se muestran las temperaturas de salida de aire simuladas y se comparan con los valores esperados del estudio, donde la menor diferencia de temperatura en el aire ocurre a los 100 kg/h y la mayor ocurre a los 500 kg/h obteniendo 0 $°C$ y 2,5 $°C$ de diferencia respectivamente. Así mismo en la Tabla 10-2 se compara la temperatura de salida del agua que alcanza una mínima diferencia a un flujo másico de aire de 700 kg/h y una máxima a los 100 kg/h obteniendo una variación con respecto al valor esperado de 0 $°C$ y 4,2 $°C$ respectivamente.

De la Tabla 10-3 la menor diferencia de temperatura en el aire ocurre a los 100 kg/h y la mayor ocurre a los 400 kg/h obteniendo 1,2 $°C$ y 2,4 $°C$ de diferencia respectivamente. Así mismo en la Tabla 10-4 para la temperatura de salida del agua se obtiene que alcanza una mínima diferencia a los 100 kg/h y una máxima a los 400 kg/h con una variación con respecto al valor esperado de 1,7 $°C$ y 3,6 $°C$ respectivamte.

Tabla 10-2: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador inferior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura agua simulada $°C$	Temperatura agua esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	32,7	28,5	4,2
200	33,9	31,5	2,4
300	34,8	34	0,8
400	36,2	35	1,2
500	36,5	35,5	1
600	36,4	36	0,4
700	36	36	0
800	35,8	36	0,2

Tabla 10-3: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador superior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura aire simulada $°C$	Temperatura aire esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	38,2	37	1,2
200	44	46	2
300	53	56	3
400	54,1	57,5	3,4
500	56	58	2
600	56,7	58,5	1,8

Tabla 10-4: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el condensador superior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura agua simulada $°C$	Temperatura agua esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	68,7	67	1,7
200	69,2	71	1,8
300	65,9	69	3,1
400	63,4	67	3,6
500	62,6	65	2,4
600	61,9	64,5	2,6

De las Tabla 10-5 la menor diferencia de temperatura de salida del aire ocurre a los 200 kg/h y la mayor ocurre a los 800 kg/h obteniendo 2,7 $°C$ y 3,9 $°C$ de diferencia respectivamente. Así mismo para la temperatura de salida del agua se muestra en la Tabla 10-6 que la diferencia mínima se tiene a los 800 kg/h de flujo másico de aire y la máxima a ocurre a los 200 y 300 kg/h obteniendo una variación con respecto al valor esperado de 0,7 $°C$ y 5,1 $°C$ respectivamte.

Tabla 10-5: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador inferior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura aire simulada $°C$	Temperatura aire esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	61,1	57,5	3,6
200	57,2	54,5	2,7
300	53,7	50	3,7
400	51,1	47,5	3,6
500	49	45	4
600	47,2	43,5	3,7
700	45,7	42	3,7
800	44,4	40,5	3,9

Tabla 10-6: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador inferior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura agua simulada $°C$	Temperatura agua esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	45,2	42	3,2
200	42,1	37	5,1
300	37,6	32,5	5,1
400	35	31	4
500	33,3	30	3,3
600	32,2	30	2,2
700	31,4	30	1,4
800	30,7	30	0,7

De la Tabla 10-7 se muestra que la menor diferencia de temperatura del aire ocurre a los 100 kg/h y la mayor ocurre a los 600 kg/h obteniendo 0,3$°C$ y 2,9$°C$ de diferencia respectivamente. Así mismo la temperatura de salida del agua alcanza la mínima diferencia a los 500 kg/h y la máxima a los 200 kg/h obteniendo una variación con respecto al valor esperado de 0,2 $°C$ y 3,8$°C$ respectivamente.

Tabla 10-7: Comparación de temperaturas de aire obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador superior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura aire obtenida $°C$	Temperatura aire esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	80,8	80,5	0,3
200	77,4	78	0,6
300	73,4	71	2,4
400	70,8	68	2,8
500	69	67	2
600	67,9	65	2,9

Tabla 10-8: Comparación de temperaturas de agua obtenidas con respecto a valores esperados para el humidificador superior.

Flujo másico de aire kg/h	Temperatura agua obtenida $°C$	Temperatura agua esperada $°C$	Diferencia de Temperatura $°C$
100	66,8	65	1,8
200	61,8	58	3,8
300	59,8	58	1,8
400	59,1	58,5	0,6
500	58,8	59	0,2
600	58,8	59,5	0,7

11. Anexo C: Configuraciones Simuladas

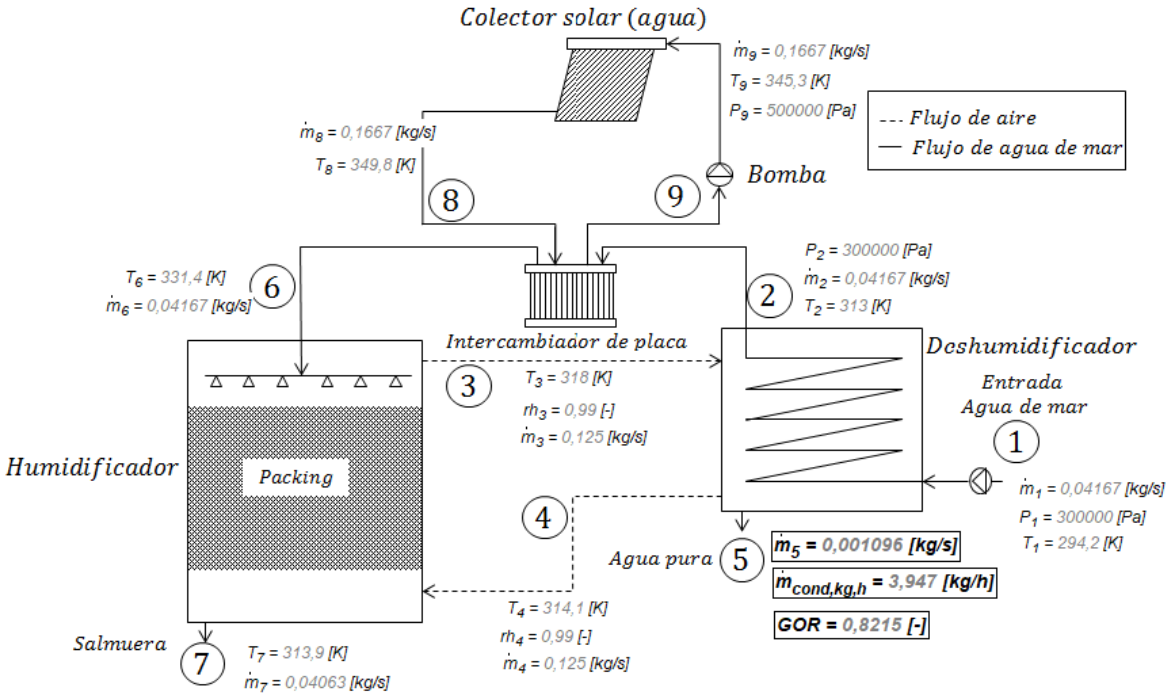

Figura 11-1: Simulación planta HDH de 1 etapa CAOW.

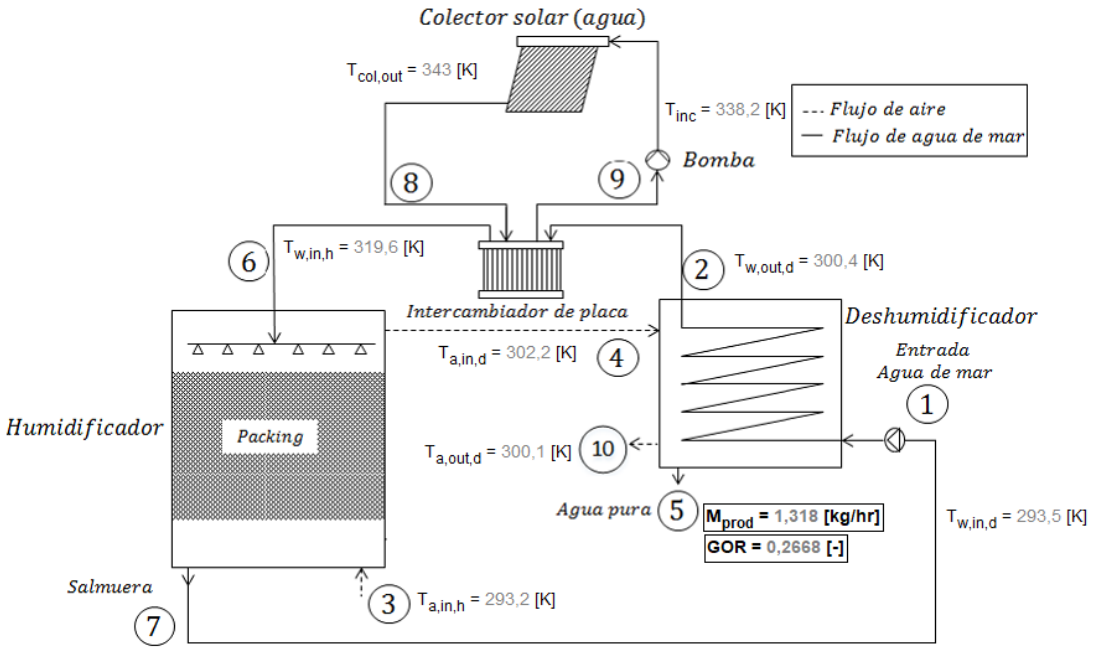

Figura 11-2: Simulación planta HDH de 1 etapa CWOA.

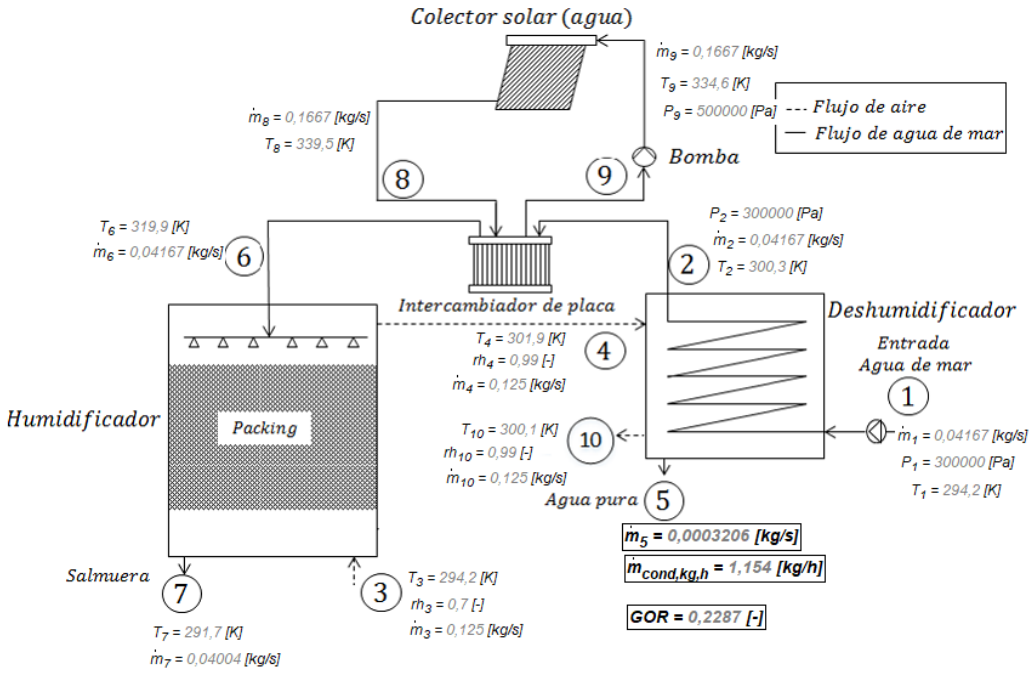

Figura 11-3: Simulación planta HDH de 1 etapa OAOW.

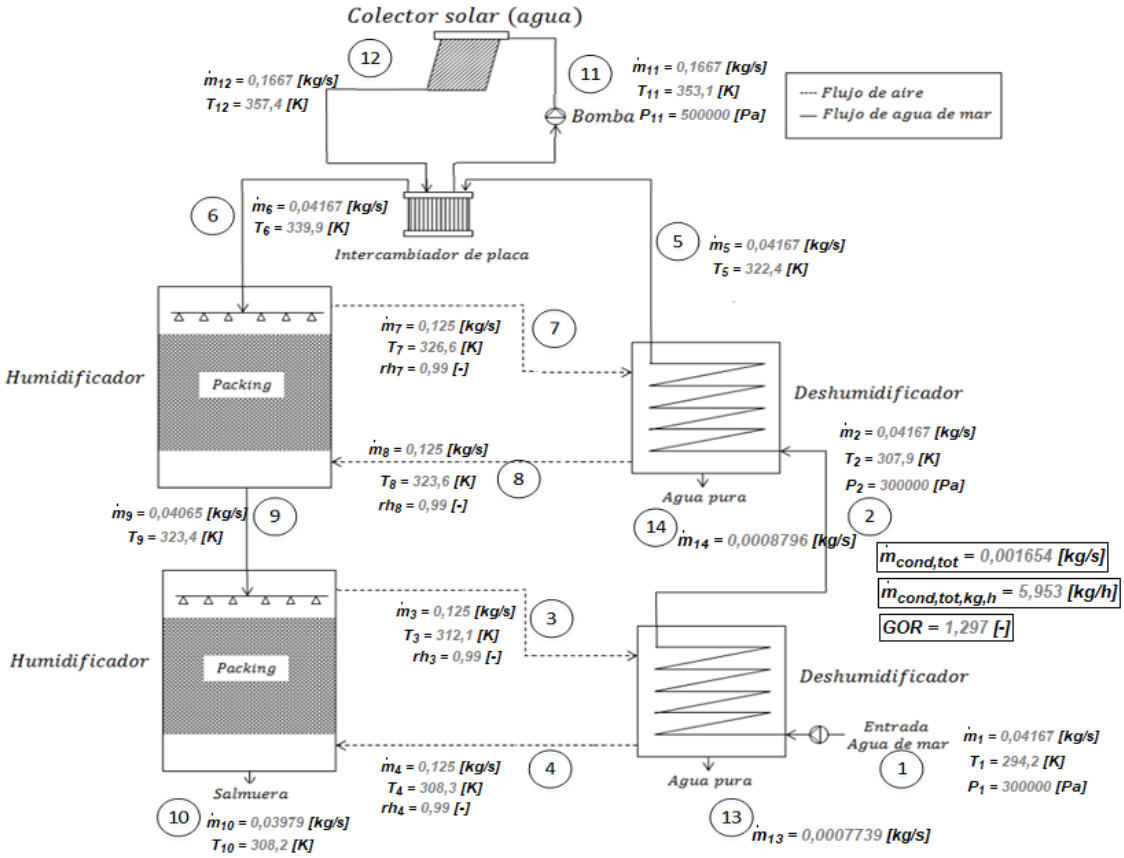

Figura 11-4: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo CAOW.

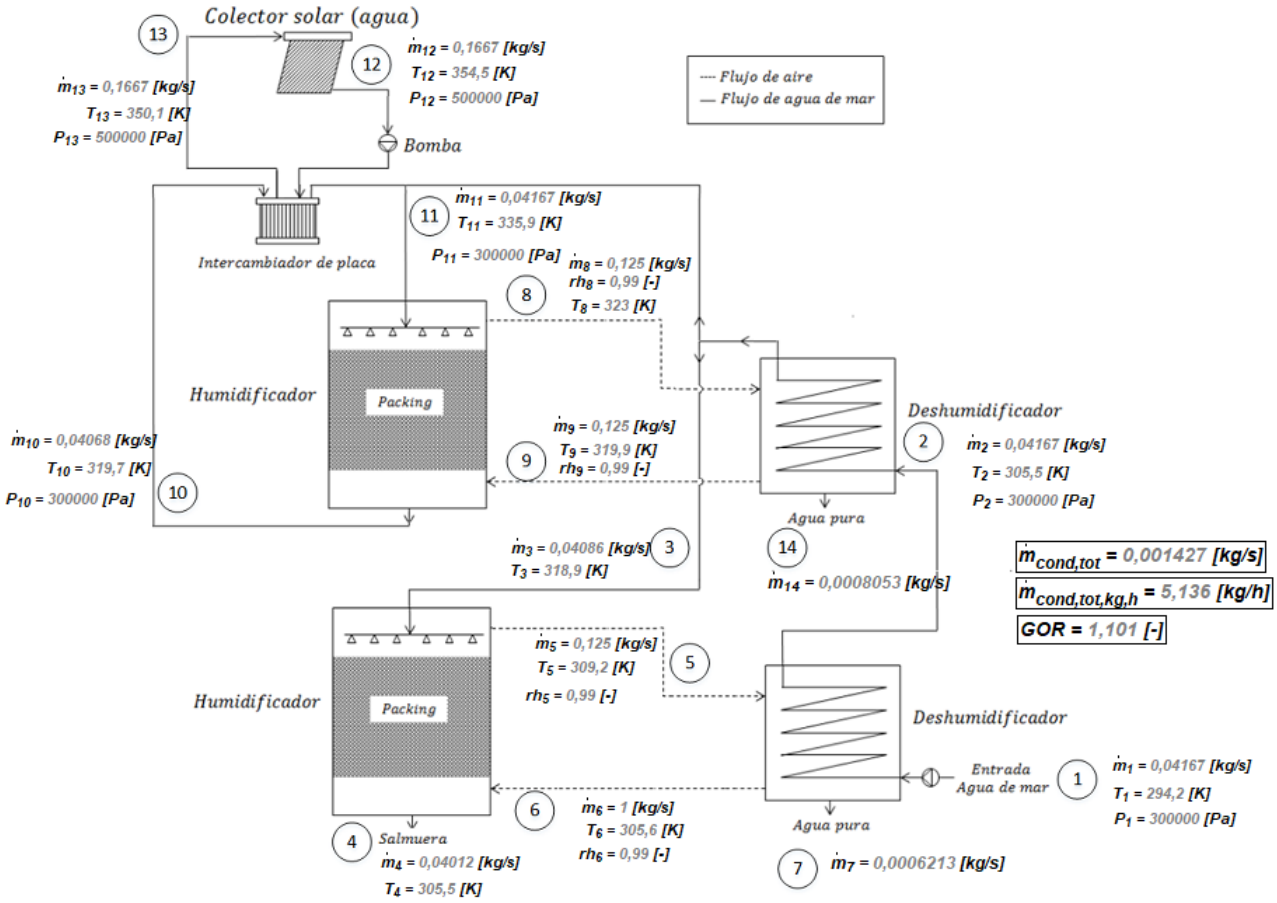

Figura 11-5: Simulación planta HDH de 2 etapas "Kang" con ciclo CAOW.

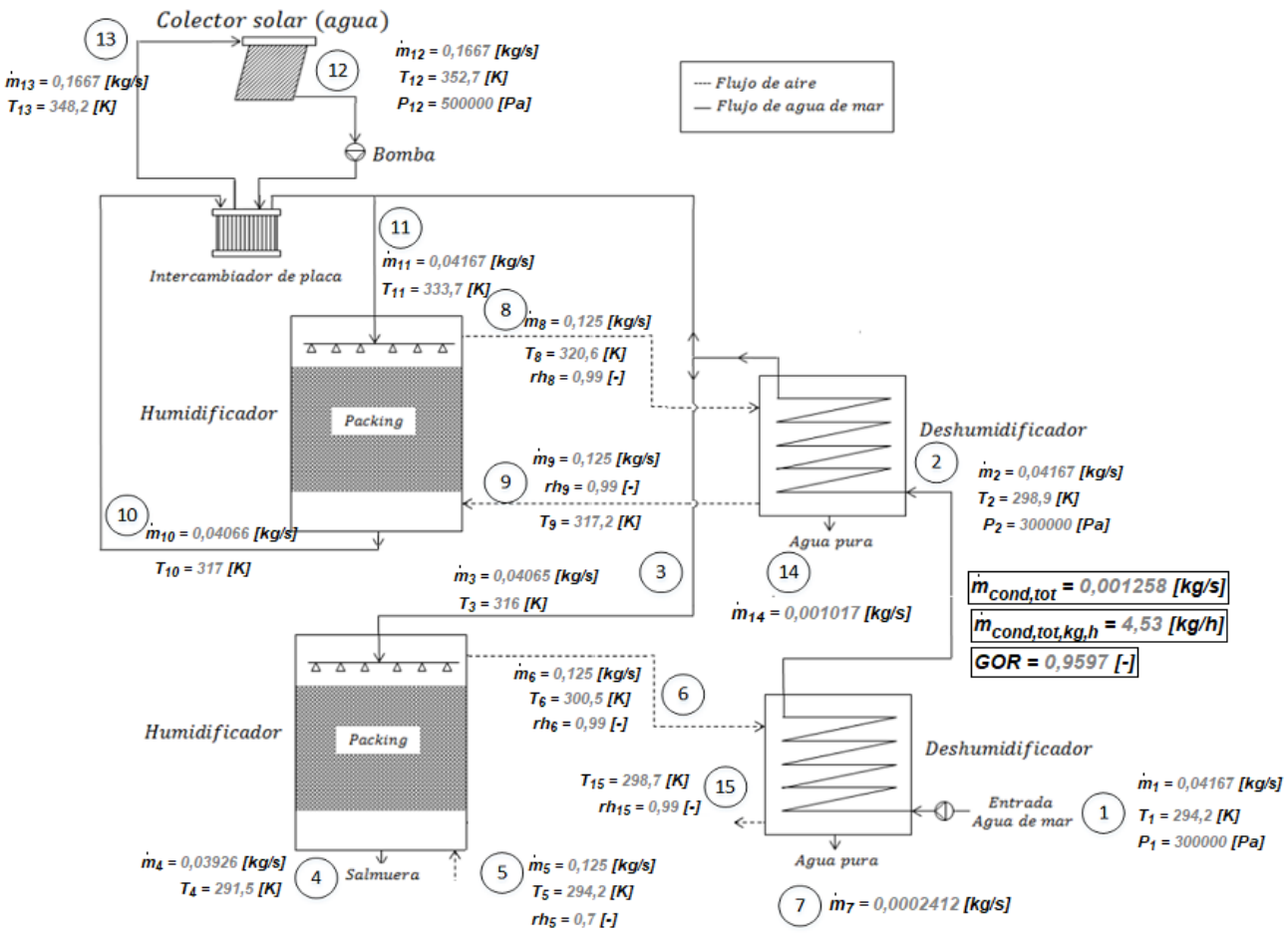

Figura 11-6: Simulación planta HDH de 2 etapas "Kang" con ciclo OAOW abajo y CAOW arriba.

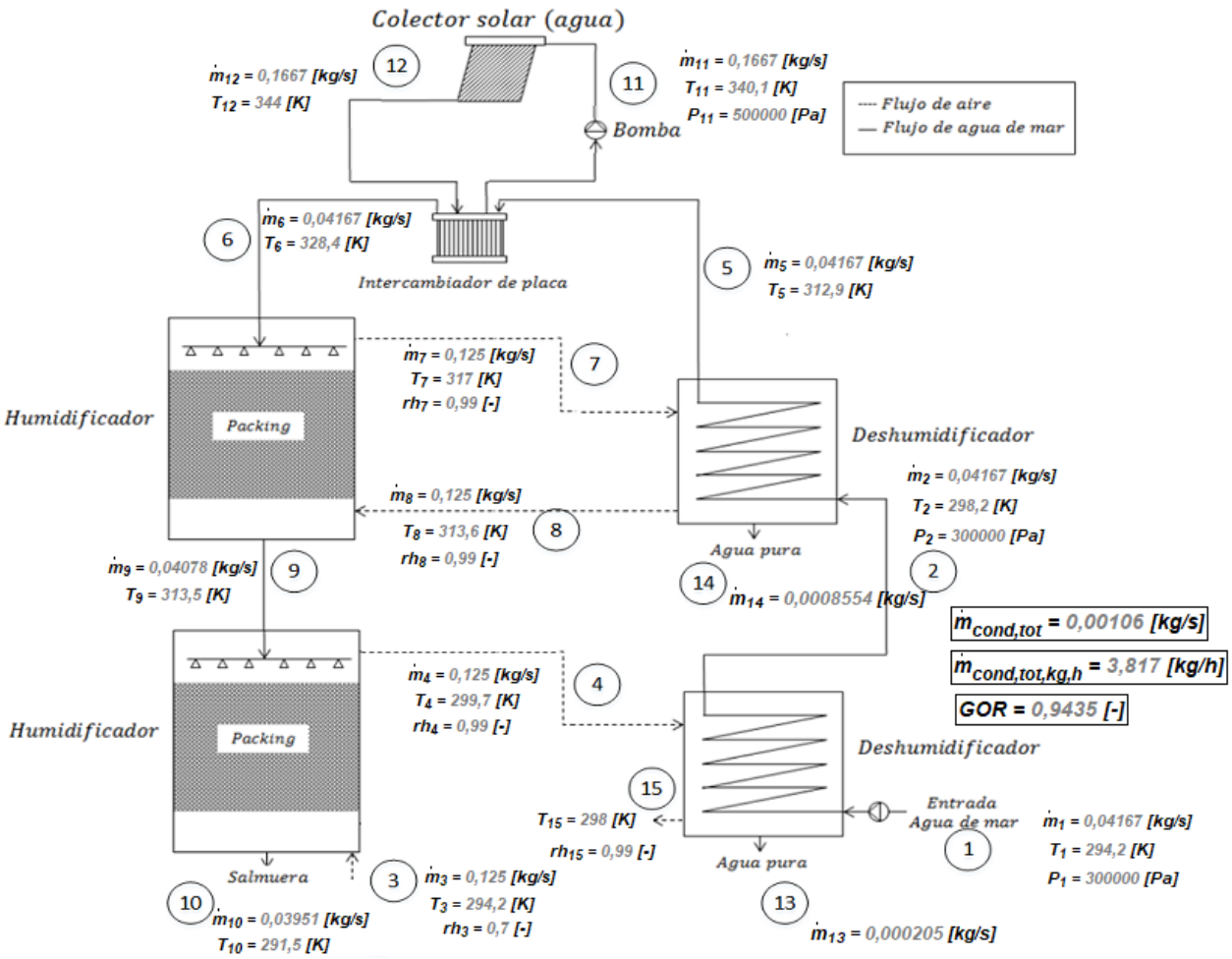

Figura 11-7: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo OAOW abajo y CAOW arriba.

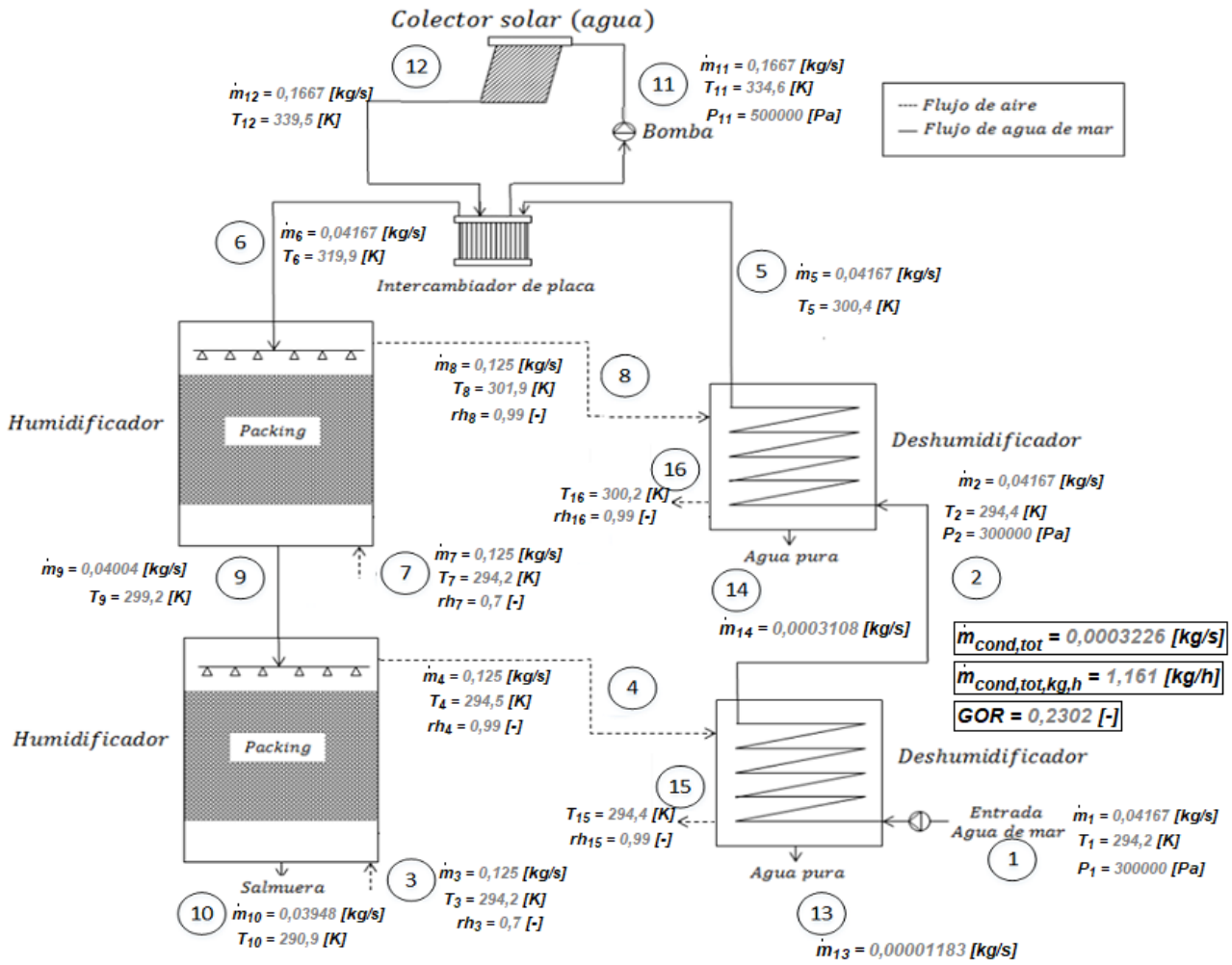

Figura 11-8: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo OAOW.

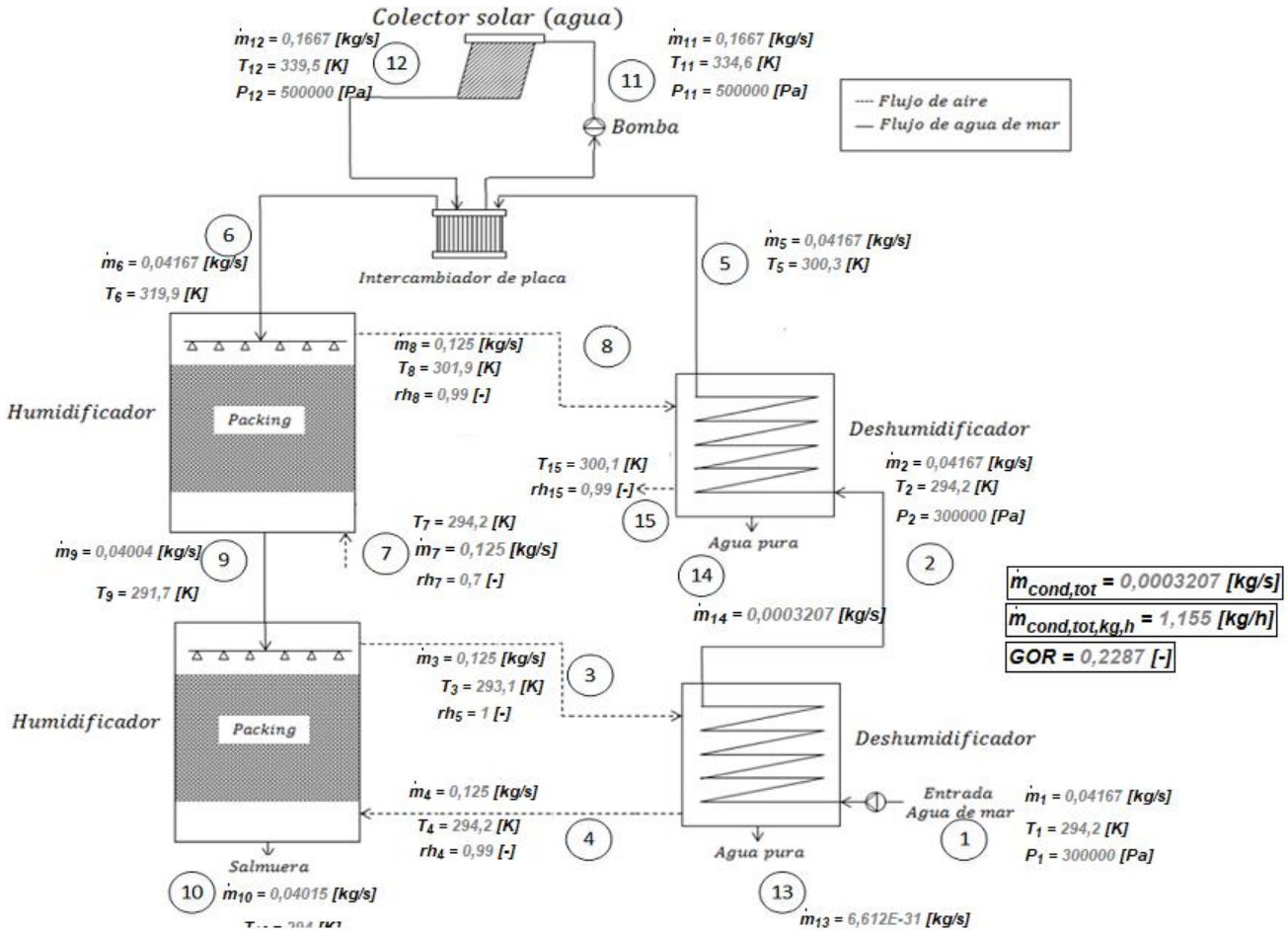

Figura 11-9: Simulación planta HDH de 2 etapas con ciclo CAOW abajo y OAOW arriba.

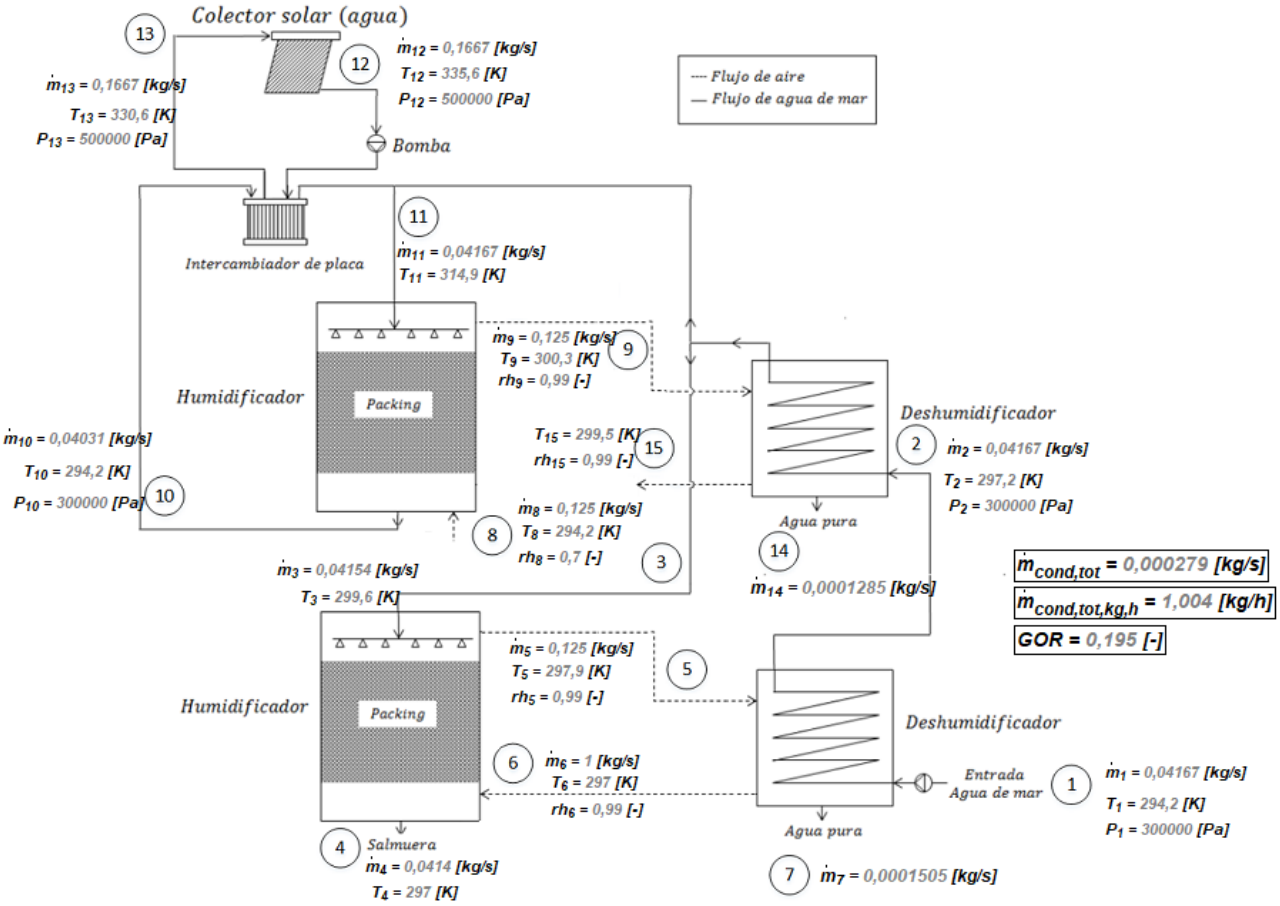

Figura 11-10: Simulación planta HDH de 2 etapas "Kang" con ciclo OAOW arriba y CAOW abajo.

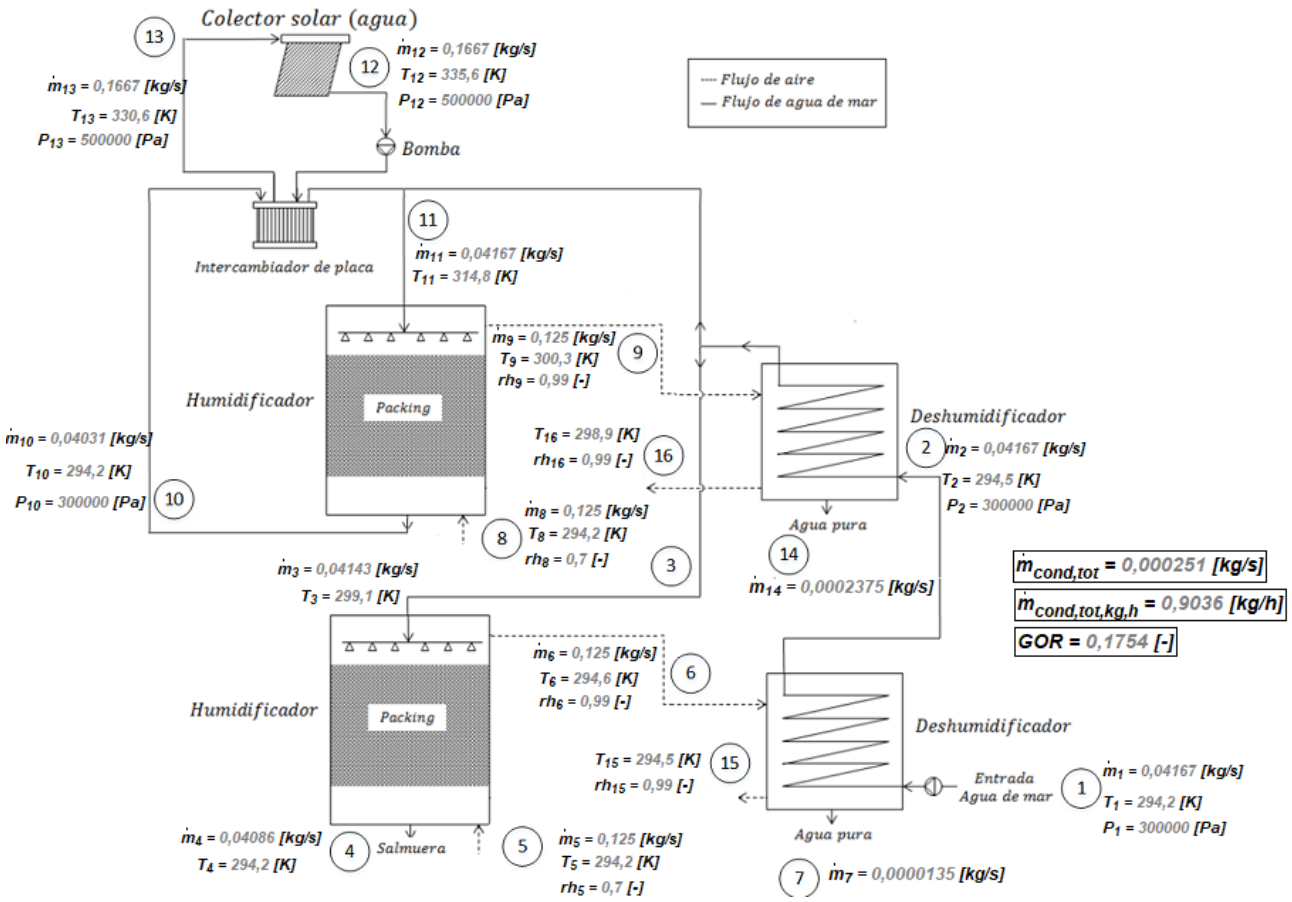

Figura 11-11: Simulación planta HDH de 2 etapas "Kang" con ciclo OAOW.

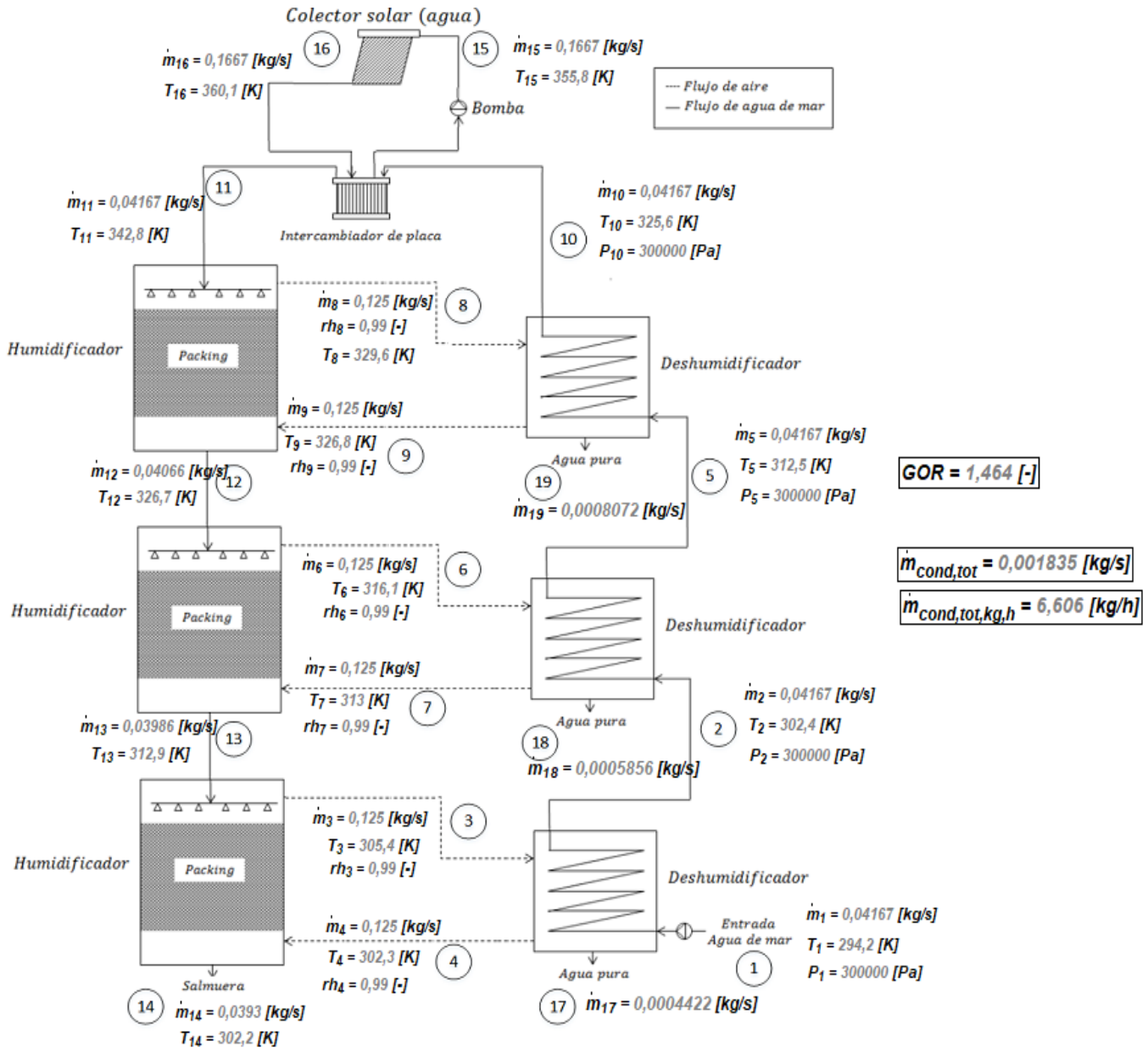

Figura 11-12: Simulación planta HDH - CAOW de 3 etapas.

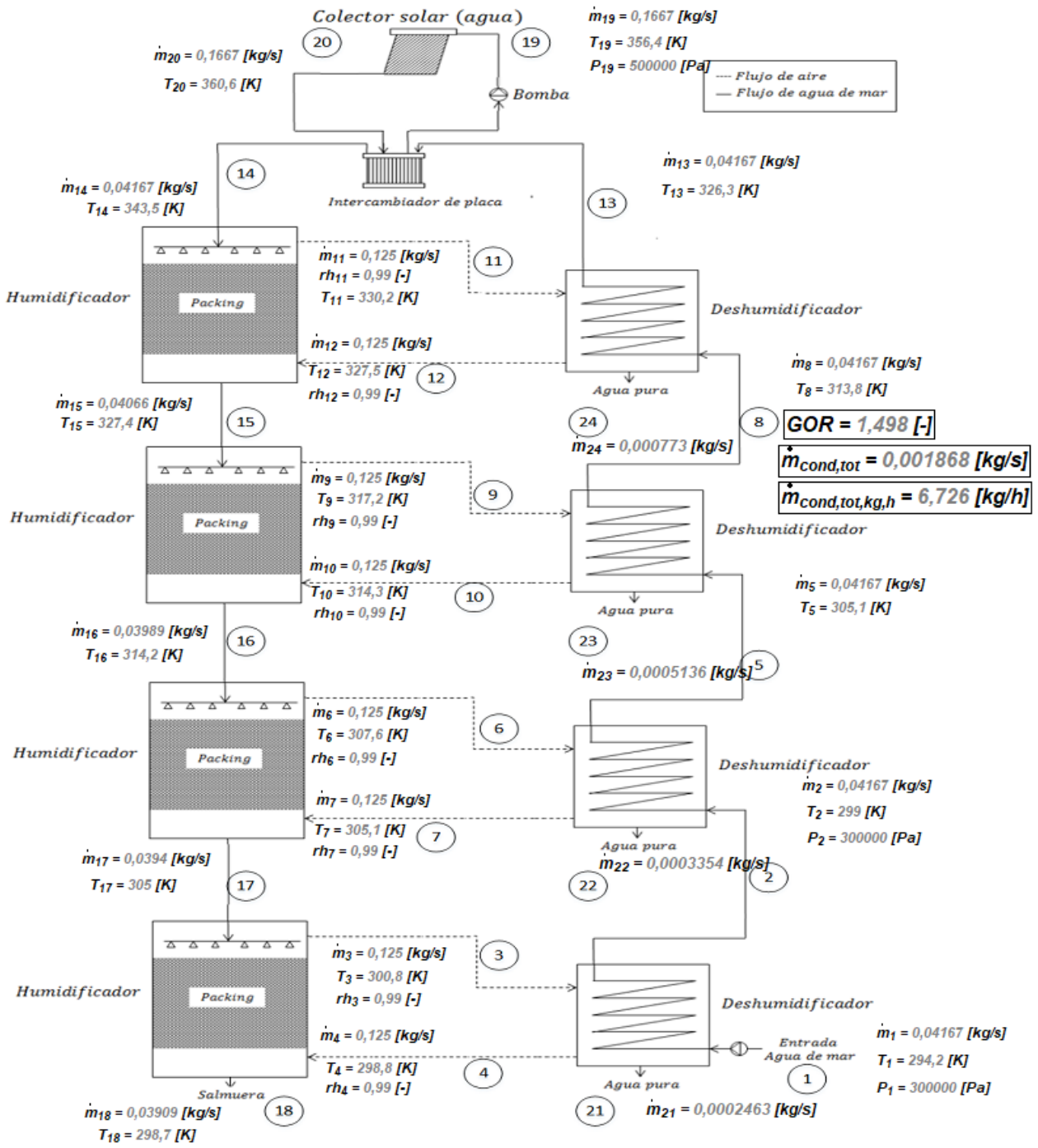

Figura 11-13: Simulación planta HDH - CAOW de 4 etapas.