



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial**

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Autor: GÓMEZ GARCÍA, HELENA

Director: VERA GARCÍA, FRANCISCO

Cartagena, Julio 2020



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

Resumen

La problemática y el costo del tratamiento de las aguas salobres procedentes de la agricultura ha llevado a la investigación de métodos que permitan tratar la salmuera en estado sólido, disminuyendo el coste y facilitando su tratamiento. En este trabajo, se plantea el modelado mediante TRNSYS de los diferentes componentes que conforman el sistema de evaporación de salmuera mediante enfriamiento evaporativo instalado en la finca de investigación Tomás Ferro, así como la validación experimental de los modelos desarrollados.

1	Introducción	1
1.1	Objetivos	2
2	Estado del arte	3
2.1	Operaciones de desalación	4
2.2	Método de desalación mediante torre de refrigeración	7
2.3	Tipos de torres de refrigeración según el flujo de las corrientes.....	8
2.3.1	Torres de flujo cruzado y Torres contracorriente	9
2.4	Tipos de torres de refrigeración según el movimiento del aire	10
2.4.1	Torres de tiro natural.....	10
2.4.2	Torres con ventilación mecánica	10
3	Descripción de la instalación	13
3.1	Bomba de recirculación	13
3.2	Caldera de biomasa.....	13
3.3	Bomba de agua caliente	15
3.4	Torre de refrigeración	15
3.5	Intercambiador de calor	16
4	Modelado matemático	19
4.1	Torre de evaporación.....	19
4.1.1	Variables de entrada	19
4.1.2	Parámetros del aire de entrada	20
4.1.3	Parámetros agua entrada.....	20
4.1.4	Método del Factor of merit	21
4.1.4.1	Aplicación del método	21
4.2	Modelo matemático Intercambiador de calor	25
5	Modelado de los componentes.....	27
5.1	TRNSYS.....	27
5.2	Descripción de los componentes utilizados	27
5.3	Validación del modelo de la torre de refrigeración	32
5.3.1	Obtención de puntos de funcionamiento	32
5.3.2	Validación mediante TRNSYS.....	35
5.4	Estudio del comportamiento de la torre.....	37
5.5	Validación experimental del intercambiador de calor	44

6	Modelado de la instalación	47
6.1	Funcionamiento del sistema	48
6.1.1	Torre de refrigeración.....	49
6.1.2	Depósito de salmuera	51
6.1.3	Bomba de recirculación.....	51
6.1.4	Intercambiadores de calor	52
6.1.5	Depósito de inercia	53
6.1.6	Caldera de biomasa	53
6.1.7	Bomba caldera.....	54
6.2	Modelado sistema en condiciones nominales	55
6.3	Simulación a distintos puntos de funcionamiento.....	62
6.4	Dimensionamiento del intercambiador de calor	68
6.5	Dimensionamiento caldera	73
6.6	Estimación del consumo de la caldera.....	76
7	Conclusiones.....	79
8	Bibliografía	81

ANEXO 1. FICHAS TÉCNICAS

Índice de imágenes

Ilustración 1 Esquema del sistema a modelar	1
Ilustración 2 Clasificación de los métodos de destilación en térmicos y no térmicos [3]	4
Ilustración 3 Clasificación de los métodos de destilación en función de los elementos utilizados en la separación [3].....	5
Ilustración 4 Membrana de intercambio de iones [3].....	6
Ilustración 5 Evolución temperaturas en torre de refrigeración [4]	8
Ilustración 6 Diagrama psicrométrico de una torre de refrigeración [5]	8
Ilustración 7 Partes de una torre de refrigeración [6]	9
Ilustración 8 Torre de tiro natural [6].....	10
Ilustración 9 Torre de tiro inducido (a) y torre de tiro forzado (b) [6]	11
Ilustración 10 Esquema caldera de biomasa BOKOMPAKT AWK 130	15
Ilustración 11 Torre de refrigeración EWK 441/15	16
Ilustración 12 Esquema intercambiador de calor	17
Ilustración 13 Datos funcionamiento intercambiador TIT-60 kW	17
Ilustración 14 Humedad de saturación del aire ($p=1$ atm).....	23
Ilustración 15 Validación Torre de refrigeración.....	36
Ilustración 16 Esquema estudio comportamiento	38
Ilustración 17 Modelo validación intercambiador de calor.....	45
Ilustración 18 Modelado completo del Sistema.....	47
Ilustración 19 Extracto ficha técnica intercambiador TW 200.....	70
Ilustración 20 distintas opciones para la caldera de biomasa	76

Índice de gráficas

Gráfica 1 Relación entre Factor of merit y rendimiento [7].....	22
Gráfica 2 energía del aire saturado (Σ) en función de la temperatura.....	24
Gráfica 3 entalpía del aire saturado (h) en función de la temperatura	24
Gráfica 4 Diagrama psicrométrico (rendimiento de aire).....	29
Gráfica 5.NTU VS L/G.....	37
Gráfica 6 Caudal evaporado para distintas temperaturas de funcionamiento	39
Gráfica 7 Diagrama psicrométrico día de invierno	40
Gráfica 8 Diagrama psicrométrico día de verano.....	40
Gráfica 9 potencia requerida por la instalación a lo largo de un año para distintas temperaturas de funcionamiento.....	41
Gráfica 10 caudal evaporado para distintos caudales de funcionamiento.....	42
Gráfica 11 potencia intercambiada en la torre para distintos caudales de funcionamiento	43
Gráfica 12 Influencia de la humedad en el caudal evaporado	43
Gráfica 13 Caudal de agua evaporado en función de las condiciones de entrada a la torre	56
Gráfica 14 Diagrama psicrométrico picos de funcionamiento	57
Gráfica 15 Calor de la torre en función del caudal evaporado	59
Gráfica 16 Variación del coste energético con la temperatura del agua entrante en la torre	60
Gráfica 17 Diferencia de temperaturas intercambiador de calor	61
Gráfica 18 Caudal de agua evaporada a distintas condiciones de funcionamiento. 63	
Gráfica 19 variación del caudal evaporado frente a la temperatura de entrada del agua	64
Gráfica 20 evolución anual del coste energético	66
Gráfica 21 kWh en función del caudal de funcionamiento	67
Gráfica 22 evolución de las temperaturas en los intercambiadores de calor	68
Gráfica 23 Caudal evaporado con las distintas configuraciones.....	72
Gráfica 24 Caudal evaporado en función de la temperatura del agua	73

Índice de tablas

Tabla 1 Escala de salinidad de las distintas aguas.....	3
Tabla 2 Características bomba de trasiego	13
Tabla 3 Características Caldera de Biomasa BIODOMPAKT	14
Tabla 4 Características bomba de agua caliente.....	15
Tabla 5 características torre de refrigeración.....	16
Tabla 6. Variables conocidas de la torre.....	32
Tabla 7 Cálculos intermedios	33
Tabla 8 variables en las conducciones de salida.....	34
Tabla 9 Datos obtenidos modelo ASHRAE	34
Tabla 10 valores del rendimiento de aire obtenidos	35
Tabla 11 Valores rendimiento aire TRNSYS.....	36
Tabla 12 puntos de funcionamiento del intercambiador de calor	44
Tabla 13 parámetros de funcionamiento intercambiador de calor.....	44
Tabla 14 condiciones de salida del intercambiador	45
Tabla 15 resultados validación intercambiador TRNSYS	45
Tabla 16 Parámetros Type 51a (torre de refrigeración)	50
Tabla 17 entradas Type 51a (torre de refrigeración).....	50
Tabla 18 Parámetros Bomba trasiego Type 114	51
Tabla 19 Entradas Bomba trasiego Type 114.....	51
Tabla 20 Parámetros Intercambiador de calor.....	52
Tabla 21 Entradas Intercambiadores de calor	52
Tabla 22 Parámetros depósito de inercia	53
Tabla 23 Entradas depósito de inercia	53
Tabla 24 Parámetros de la caldera.....	54
Tabla 25 Entradas de la caldera.....	54
Tabla 26 Parámetros Bomba de la caldera Type 114.....	55
Tabla 27 Entradas Bomba de la caldera Type 114.....	55
Tabla 28 Puntos diagrama Psicrométrico	57
Tabla 29 Media de caudales evaporados mensual.....	58
Tabla 30 Volumen de agua evaporada a lo largo de un año.....	58
Tabla 31 Coste energético térmico promedio mensual	60
Tabla 32 Caudal evaporado por meses para distintos puntos de funcionamiento ..	63
Tabla 33 Volumen de agua evaporada a lo largo de un año.....	65

Tabla 34 Energía térmica requerida por kg evaporado	65
Tabla 35 Energía térmica requerida por kg evaporado (Continuación)	65
Tabla 36 Temperaturas medias anuales en el intercambiador de calor	69
Tabla 37 Potencia requerida intercambiador TIT 60kW	74
Tabla 38 Potencia requerida intercambiador TW 200	75
Tabla 39 coste económico por m ³ de salmuera evaporada	77
Tabla 40 Coste energético de las soluciones estudiadas	77

Para calcular los puntos de funcionamiento de la torre se trabajarán con las siguientes variables:

ρ : Densidad (kg/m³)

T_{db} : Temperatura de bulbo seco del aire (°C)

T_{wb} : Temperatura de bulbo húmedo del aire (°C)

T_w : Temperatura del caudal de agua (°C)

ΔT_{LMTD} : Incremento de temperatura logarítmico

W : Humedad (kg agua/kg aire)

m : caudal (m³/s)

m_{ev} : caudal evaporado (kg/s)

L/G : Relación caudal de agua/ caudal de aire

F : Factor of merit

R : Factor de capacidad de la torre

C_{pw} : Calor específico del agua ($p=1\text{atm}$) 4,1868 (kJ/kg·K)

F : Factor of merit

h : Entalpía del aire húmedo (kJ/kg)

M : flujo másico de agua o aire (kg/s)

Σ : Energía del aire (kJ/kg)

NTU : Número de unidades de transferencia

η : Rendimiento

o : Parámetros de salida

a : Air

i : Parámetros de entrada

f : Parámetros flujo frío

c : Parámetros flujo caliente

1 Introducción

La universidad Politécnica de Cartagena dispone de un sistema propio desarrollado para el tratamiento del agua procedente del rechazo de la desalinización mediante ósmosis inversa. Este sistema se encuentra ubicado en la Finca Tomás Ferro de la Palma (Cartagena)

El uso de dicho sistema es la evaporación de agua con gran concentración de sales (salmuera), procedente del flujo de rechazo de rechazo de la desalinización tras una doble ósmosis inversa de aguas salobres extraídas de pozo.

El sector agrícola necesita de gran cantidad de agua para llevar a cabo su actividad, por ello se hace necesario la utilización de las aguas contenidas en pozos subterráneos.

La gran salinidad de estas aguas hace que no sean aptas ni para el uso agrícola, ni para ningún uso industrial, dado que dañan los equipos debido a las incrustaciones de sales.

Gracias al proceso de la doble ósmosis inversa se consigue un agua apta para estos usos, produciendo a su vez un flujo de rechazo de agua con un alto nivel de salinidad (salmuera).

El almacenamiento y tratamiento de la salmuera es un problema de esta actividad, esto es lo que el sistema pretende solventar.

Para ello se adquirió por la universidad un sistema está basado en el enfriamiento evaporativo por torre de refrigeración, donde el flujo de salmuera tras elevar su temperatura gracias a una caldera de biomasa entra en una torre de refrigeración junto con caudal de aire ambiente, el flujo de salmuera evaporado sale de la torre por la parte superior junto con el caudal de aire que previamente había entrado en la torre con una humedad inferior.

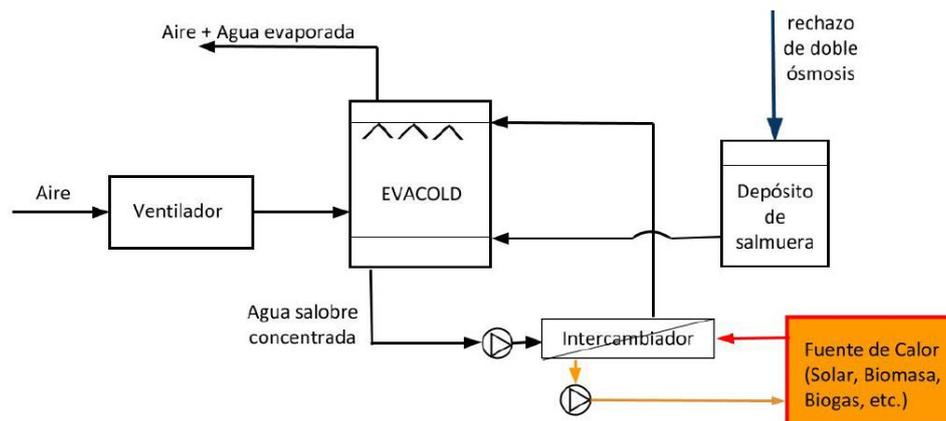


Ilustración 1 Esquema del sistema a modelar

1.1 Objetivos

El objetivo principal del presente trabajo es la obtención de un modelo válido para estudiar el comportamiento del sistema experimental de eliminación de Salmuera.

Para ello, en una primera fase se realizará una labor previa de estudio bibliográfico con el objeto de obtener información relevante acerca de los estudios de los distintos prototipos similares existentes, los distintos sistemas de eliminación de salmuera existentes, así como el estudio del alcance y capacidad del software a utilizar, TRNSYS.

Tras el análisis bibliográfico se implementará y estudiará un modelo que sea capaz de predecir el comportamiento del elemento principal de la instalación, la torre de refrigeración. Así como el estudio de los modelos matemáticos utilizados por TRNSYS para la modelización de los componentes que forman parte de la instalación.

En una segunda fase se comprobará como labor previa al modelado en el programa TRNSYS de la instalación la validez del modelo matemático que determinará el comportamiento de la torre con los resultados obtenidos del modelo implementado en TRNSYS.

Se modelará el sistema completo, y se realizarán distintas simulaciones con objeto de caracterizar el funcionamiento de la instalación, definiendo sus puntos óptimos de funcionamiento, y la influencia de las distintas variables en el correcto funcionamiento de la instalación.

Se aportarán soluciones a los posibles problemas que se observen en la instalación, se implementarán estas soluciones y se estudiará su viabilidad.

2 Estado del arte

Debido a que los acuíferos viajan a través de roca, arena y tierra, las aguas subterráneas salobres pueden contener sólidos disueltos, como minerales, sales, metales, etc., que pueden afectar el sabor, la salinidad y la toxicidad del agua subterránea. Muchas fuentes de agua fresca pueden tener niveles de TDS dentro del rango de lo que se considera salobre, y requieren tratamiento antes de que se pueda usar. El agua salobre generalmente tiene un nivel total de sólidos disueltos (TDS) que oscila entre 1,000 ppm y 10,000 ppm, lo que puede hacer que el agua no sea apta para el consumo humano o para su uso en ciertos procesos industriales. [1]

Los distintos tratamientos de aguas salobres se realizan con el objetivo de obtener agua pura

Las aguas salobres poseen unos niveles de salinidad entre el agua dulce y el agua del mar. Se suele encontrar en acuíferos donde el agua dulce y el agua del mar se mezclan. Aunque el agua salobre puede ser utilizada para riego en algunas zonas, en la mayoría de las industrias su uso no es posible debido a que su alta concentración en sales daña los equipos y tampoco es apta para su consumo. Es por ello por lo que esta agua se encuentra infravalorada, sin embargo, en los últimos años se ha ido reduciendo el costo que conlleva la desalinización el agua salobre, produciendo agua apta para su uso en la industria. Aunque a medida que se requiera agua más pura el coste del proceso de desalinización aumentará. [1]

En el agua salobre se encuentran se pueden encontrar varios compuestos como son el Sodio, Potasio, Calcio, Magnesio, Cloruro, Sulfato, Bicarbonato, Carbonato, Nitrato etc.

Según el número la concentración de sales disueltas (ppm) presentes en el agua, Daniel Hilel realiza la siguiente clasificación tal y como se muestra en la Tabla 1 [2].

Tabla 1 Escala de salinidad de las distintas aguas

Tipo de agua	Concentración de sales (ppm)
Agua dulce	<500
Agua ligeramente salobre	500-1000
Agua salobre	1000-2000
Agua moderadamente salina	2000-5000
Agua Salina	5000-10000
Agua altamente salina	10000-35000
Salmuera	>35000

2.1 Operaciones de desalación

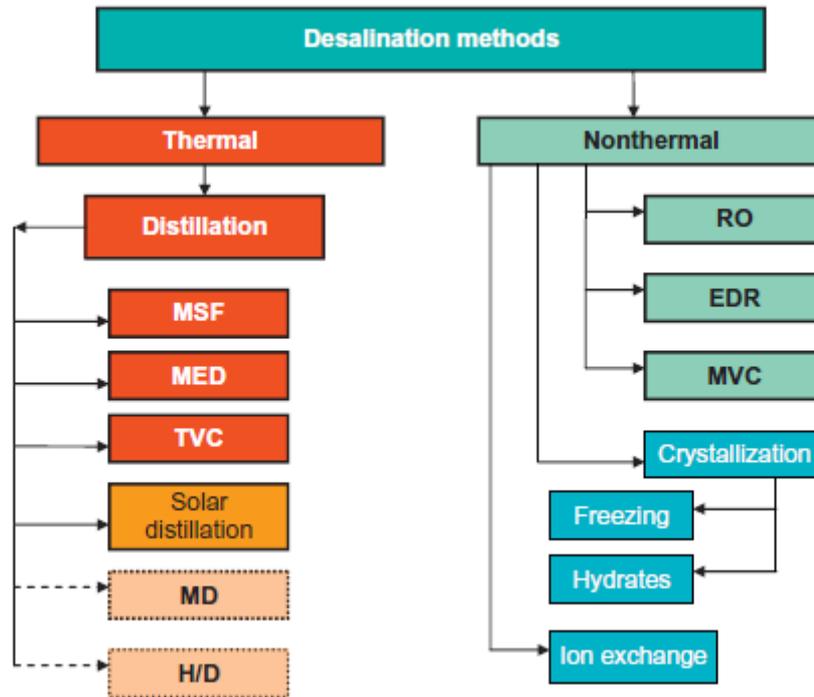


Ilustración 2 Clasificación de los métodos de destilación en térmicos y no térmicos [3]

Utilizando la primera clasificación, mostrada en la Ilustración 2 de acuerdo con el tipo de energía aplicada, nos encontramos con:

1. Métodos de desalación o procesos de destilación que utilizan energía térmica.

- Destilación solar (SD)
- Humificación/deshumificación (H/D)
- Humificación/deshumificación múltiple (MHD)
- Destilación por membranas (MD)
- Destilación de efecto múltiple (MED)
- Destilación multietapa (MSF)
- Compresión térmica de vapor (TVC)

Los métodos SD, MD y H/D son métodos no tradicionales, están siendo estudiados y no están totalmente comercializados.

2. Métodos de desalación que utilizan energía electroquímica.

- Osmosis inversa (RO)
- Electrodiálisis (ED)
- Electrodiálisis inversa (EDR)
- Compresión mecánica de vapor (MVC)

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

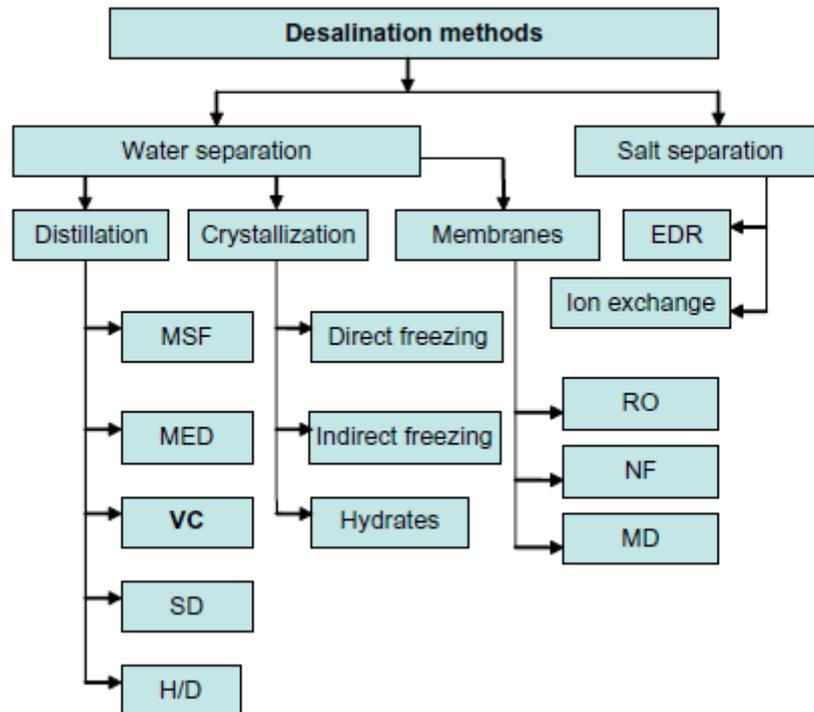


Ilustración 3 Clasificación de los métodos de destilación en función de los elementos utilizados en la separación [3]

A continuación, se explican los distintos métodos de destilación, utilizando la clasificación mostrada en la Ilustración 3 :

1. Procesos de destilación

- Destilación Solar: Este método utiliza directamente la radiación solar, que es capturada por unos dispositivos llamados “solar stills”, donde la radiación solar es captada y transformada en energía térmica que evapora el agua que se encuentra en el dispositivo. Es un proceso de humificación/deshumificación, con una capacidad de evaporación muy baja.
- Humificación/Deshumificación: Es una alternativa a la destilación solar, es un método que utiliza unos compartimentos llamados cámaras o torres para evapora (humificación) o condensar(deshumificación). Se trata de un método con capacidad media-baja.
- Destilación por membranas: Se hace pasar agua caliente a través de una membrana que solo deja pasar el vapor de agua, este método utiliza membranas con microporos hidrofóbicos. Los vapores creados son condensados, dando la energía necesaria para la condensación al agua caliente de alimentación.
- Destilación de efecto múltiple (MSD): método de capacidad media-alta. El agua con alto contenido en sales se calienta y posteriormente disminuye su presión en una serie de cámaras, el vapor condensa, alcanzando la entalpía de condensación para el agua entrante.
- Destilación multietapa (MSF): El agua de alimentación se calienta gracias a vapor, posteriormente disminuye su presión a lo largo de una serie de compartimentos, al igual que el método anterior, al disminuir la presión el vapor

condenso aportando agua y la entalpía de condensación a la corriente de agua entrante.

- Compresión térmica de vapor (TVC): parte del vapor continua en este estado y se comprime a alta presión por medio de un termocompresor. El vapor calienta el agua que alimenta el compartimento de destilación.

2.Osmosis inversa (RO)

La osmosis inversa separa el agua de la salmuera mediante el aporte de energía mecánica en forma de presión, a una membrana semipermeable. La presión es mayor que la presión osmótica de la solución salina, (este nivel depende del nivel de concentración de sal en la solución). La ósmosis inversa es un proceso de una fase que se realiza a baja temperatura, requiriendo así un nivel bajo de energía para la operación de la bomba.

3.Electrodialísis y Electrodialísis inversa (ED) y (EDR)

Ambos métodos utilizan membranas de intercambio de iones, que separa los iones de sal de la solución, dando como resultado agua pura. Estos métodos producen agua muy pura, adecuada para usos en la industria farmacéutica, alimentaria, e industrias que requieren el uso de agua muy pura.

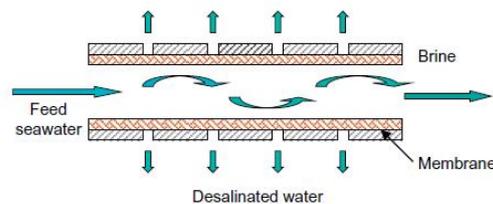


Figure 1.3 Principle of tubular membrane element.

Ilustración 4 Membrana de intercambio de iones [3]

4.Compresión mecánica de vapor (MVC)

Parte del vapor de la última etapa, que no ha condensado durante la operación, en un proceso de destilación, es comprimido mediante medios mecánicos y usando la energía calorífica de la evaporación del agua con salmuera.

5.Procesos de cristalización

Los procesos de cristalización comprenden el enfriamiento del agua y la formación de hielo. Ambos a pesar de su simplicidad no son utilizados en un amplio número de industrias.

- Proceso de enfriamiento: Su aplicación es simple, mientras se enfría el agua hasta su conseguir agua pura en forma sólida, dejando las sales en la disolución concentrada. A pesar de su simplicidad y de la continua investigación, no se ha conseguido implantar en la industria, debido a que se forman pequeños cristales que no son fáciles de separar y la mitad del agua producida es usada para limpiar las sales de la superficie del hielo, reduciendo considerablemente su eficiencia e incrementando el costo.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

- Proceso de formación de hielo: Este método es una alternativa para producir cristales de agua pura. Durante la formación de los cristales, todas las impurezas como las sales disueltas en el agua con salmuera son excluidas, y se forman cristales de hidratos puros. Tras la formación de hidratos, el gas es liberado, dando como resultado agua pura.

6. Procesos de intercambio de Ion

El intercambio iónico es un método que utiliza resinas de intercambio anión-catión para desalinizar el agua. Se aplica principalmente a aguas salobres de bajo grado y aguas duras naturales, también se ha estudiado su uso en aplicaciones con agua del mar. No se ha encontrado una aplicación industrial debido a su elevado costo.

2.2 Método de desalación mediante torre de refrigeración

El método de desalación mediante torre de refrigeración es un método relativamente nuevo y sobre el que aún hoy se continúa investigando. Aún no es un método con rendimientos aceptables por lo que no es extendido ni comercializado. Se trata de un proceso que estaría englobado en el grupo de humificación/ deshumificación. Su rendimiento es limitado dado que aún no se encuentra consolidado, sin embargo, se trata de un método con un coste bajo por lo que su investigación y desarrollo resultan interesantes

Principio operativo

El enfriamiento se basa en el intercambio combinado de masa y energía al aire que circula por el interior de la torre

El agua con salmuera entra a la torre de refrigeración por la parte superior para garantizar el mayor contacto posible con el aire. Se pulveriza el agua sobre la corriente de aire que es inducida desde la parte inferior de la torre hacia la parte superior gracias a un ventilador axial instalado en la zona alta de la torre.

El límite de enfriamiento será la temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico, por lo que este parámetro será determinante en la eficacia de la instalación.

En caso del proceso de desalación mediante torre de refrigeración, el agua es calentada en una caldera auxiliar, ya que el objetivo es que el agua entre a la torre a la máxima temperatura posible, consiguiendo la mayor diferencia posible de temperaturas entre las temperaturas de entrada y salida del agua. Esta agua se pulveriza sobre el caudal de aire provocando un aumento de su temperatura y humedad.

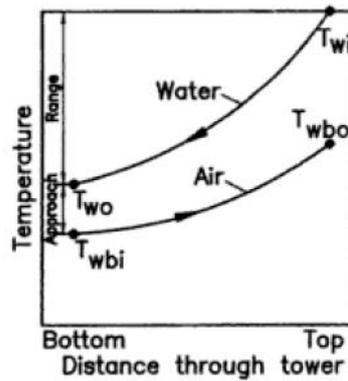


Ilustración 5 Evolución temperaturas en torre de refrigeración [4]

Por encontrarse limitado el funcionamiento de este tipo de torres por la temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico, la temperatura podrá disminuir su temperatura a un valor aproximado a la temperatura de bulbo húmedo. Esta aproximación será menor si la torre se ha diseñado correctamente.

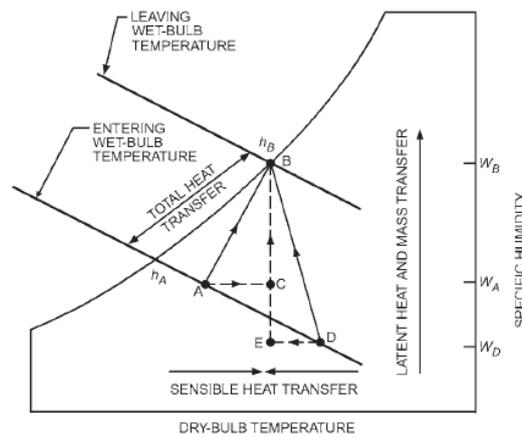


Ilustración 6 Diagrama psicrométrico de una torre de refrigeración [5]

2.3 Tipos de torres de refrigeración según el flujo de las corrientes

Las torres de refrigeración se diferencian en tamaño, dirección de los flujos de trabajo, posición etc. Sin embargo, existen unos elementos comunes a los distintos tipos de torres de refrigeración.

En la Ilustración 7 se muestran los distintos elementos de los cuales se componen las torres de refrigeración. Los elementos mostrados se describen a continuación:

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

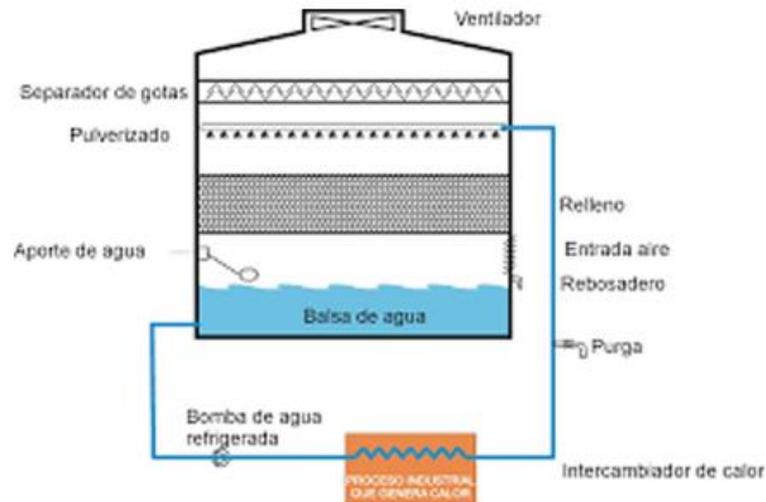


Ilustración 7 Partes de una torre de refrigeración [6]

Sumidero: Depósito ubicado en la zona inferior de la torre, encargado de recoger el agua que no ha sido evaporada durante el proceso.

Relleno: El relleno es el material (fibra, chapa, pvc, poluretano etc) que se instala en la parte media de la torre donde se produce el intercambio de calor, es decir donde se produce la evaporación por evaporación.

Difusores: Se trata de pequeñas aberturas por las cuales se pulveriza el agua sobre el relleno.

Separadores de Gotas: Su función es impedir que el agua salga de la torre por la parte superior. Se fabrica usualmente en plástico, pero también pueden ser de fibra o metálicos.

Ventilador: Encargado de crear el flujo de aire que circula en el interior de la torre, podemos encontrarlo situado en el lateral de la torre (torre de tiro forzado) o en la parte superior, (tiro inducido)

Motor: Motor eléctrico utilizado para mover el ventilador que crea el flujo de aire a través de la torre.

Sistema de distribución de agua: Esta parte contendría toda la red de tuberías que transportan el agua hacia la torre.

2.3.1 Torres de flujo cruzado y Torres contracorriente

En las torres de flujo cruzado, el aire entra y sale de la torre en dirección horizontal mientras el agua pulverizada cae sobre la corriente, mientras que en las torres contracorriente, el aire entra a la torre por la parte inferior en dirección ascendente al mismo tiempo que el caudal de agua pulverizada cae sobre la corriente de aire ascendiente.

Las torres contracorriente son más compactas y poseen una altura mayor que las torres de flujo cruzado. Poseen mejor rendimiento ya que el aire alcanza su temperatura

máxima cuando se encuentra en la parte superior de la torre, donde el agua se encuentra también a una temperatura mayor.

2.4 Tipos de torres de refrigeración según el movimiento del aire

La gran variedad que existe de torres de refrigeración es debido a la simplicidad del mecanismo evaporativo de la torre. A continuación, se comentan los distintos tipos de torres con sus ventajas, inconvenientes y sus aplicaciones.

2.4.1 Torres de tiro natural

Se distingue entre los **equipos basados en efecto** chimenea, donde el agua pulverizada genera un punto caliente en la parte baja de la torre e induce el movimiento ascendente de aire (habitualmente a contracorriente). Su uso se limita a grandes industrias y centrales de producción de energía. Y los **equipos basados en efecto Venturi**, poco utilizados en España, utilizados para la disipación de cargas térmicas medias/bajas.

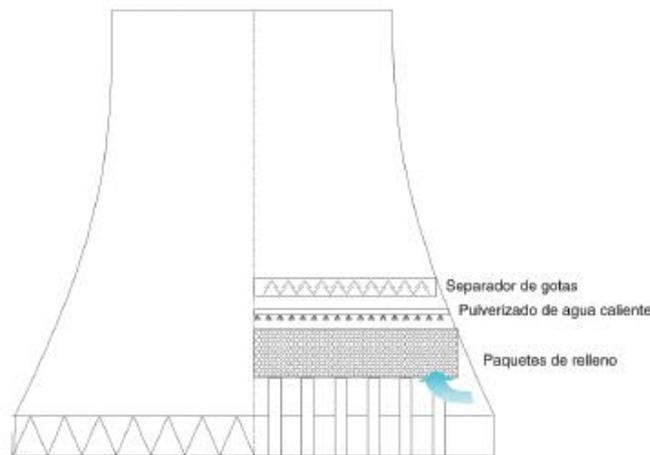


Ilustración 8 Torre de tiro natural [6]

2.4.2 Torres con ventilación mecánica

Tiro forzado

Basan su funcionamiento en unos ventiladores instalados en la parte baja de la torre que impulsan el aire al interior de está impulsando su salida por la parte superior a través del relleno. Estos ventiladores suelen ser centrífugos, aunque también los hay axiales.

Tiro inducido

Este tipo de equipos funcionan en depresión, el ventilador instalado en la parte superior de la torre extrae el aire del interior. Este aire se renueva a través de unas aperturas instaladas en la parte inferior de la misma.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Este tipo de equipo ha sido el seleccionado para la instalación objeto de estudio.

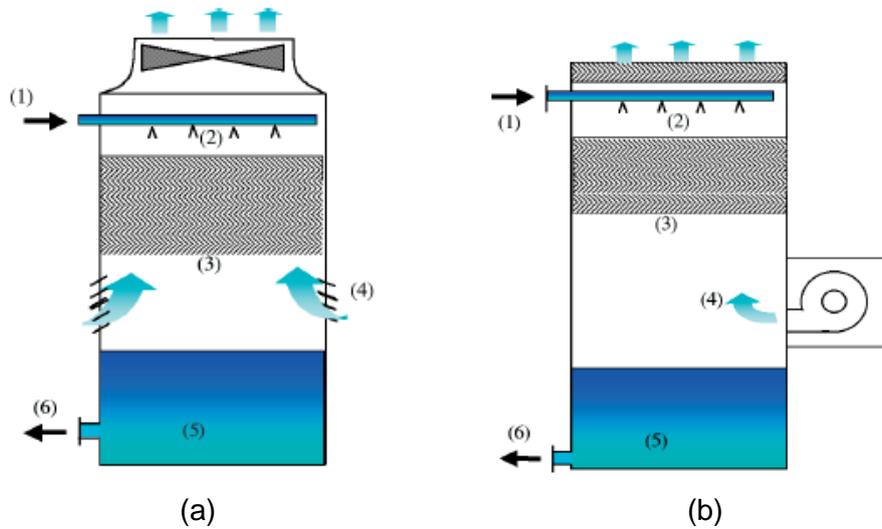


Ilustración 9 Torre de tiro inducido (a) y torre de tiro forzado (b) [6]

Una torre de flujo inducido es la más adecuada para este proyecto ya que este tipo de torres requieren poco mantenimiento, y esto es una gran ventaja teniendo en cuenta que, en la práctica, la instalación se encuentra en una finca rural donde no existe una persona destinada a su mantenimiento. La principal desventaja es que no son adecuadas para aplicaciones en las que exista un gran salto térmico.

3 Descripción de la instalación

La instalación modelada en este trabajo se basa en una torre de refrigeración modelo EWK 441-15, el objetivo de este componente es conseguir evaporar agua con alto contenido en salmuera. Se trata de una torre de flujo contracorriente y de tiro forzado.

El agua con alto contenido en salmuera, procedente de un proceso de doble osmosis inversa se calienta gracias a una batería de intercambiadores de calor modelo TIT-60kW, que realiza un intercambio de energía entre una corriente de agua caliente procedente de una caldera de biomasa, y la corriente de agua con salmuera procedente del depósito subterráneo.

El agua con alto contenido en salmuera entra a una elevada temperatura a la torre de refrigeración donde entra air húmedo procedente del ambiente. El agua se pulveriza sobre un flujo de aire a contracorriente, reteniendo consigo agua y aumentando por tanto su porcentaje de humedad a la salida.

3.1 Bomba de recirculación

La bomba utilizada es de la marca Sacipumps, sus características se pueden observar en la Tabla 2. Se trata de una bomba con un punto de funcionamiento con un caudal nominal de 56m³/h a una altura de total de 10 m.c.a.

Tabla 2 Características bomba de trasiego

Características	Valor
Caudal máximo (m³/h)	84
Caudal mínimo (m³/h)	20
Altura máxima (m.c.a)	17.5
Altura mínima (m.c.a)	3
Potencia (Hp)	4
Potencia (kW)	3.64
Voltaje (V)	230/400
Corriente (A)	12.5/6.9
Régimen de giro (rpm)	1450
Frecuencia (Hz)	50

3.2 Caldera de biomasa

Se ha optado por utilizar medios de producción de energía medioambientalmente sostenibles como es el caso de la biomasa, que es capaz en el caso de muchas tecnologías de cubrir las mismas necesidades energéticas que los combustibles fósiles con calderas que tienen rendimientos de hasta el 90%, a un precio inferior.

La caldera que se utiliza en esta instalación es una caldera de biomasa de la marca Biokompakt, modelo AWK 130, el contenido energético de la biomasa se mide con el poder calorífico inferior (PCI) del combustible, en el caso de la caldera será alimentada con cáscara de almendra, aunque el modelo seleccionado está preparado para ser utilizado con astillas de madera máximo de 60 x 20 mm, pellets, pellets de colza y otros biocombustibles granulares. Sus principales características son las siguientes:

Tabla 3 Características Caldera de Biomasa BIODOMPAKT

Características	Unidad	Valor
Nominal heat rating	kW	130
Rated power	kW	40 - 130
Boiler weight	Kg	1710
Water-end resistance Δt = 20K	mbar	5,25
Water-end resistance Δt = 10K	mbar	21
Water content	Litros	245
Operating temperature	°C	60 -90°
Operating pressure, max.	bar	3
Minimum return line temperature	°C	60
Exhaust gas mass flow rate	Kg/s	0,1135
Exhaust temperature, max	°C	180
Exhaust temperature, min.	°C	85

La caldera se ha recibido con un depósito que actuará como depósito de inercia en la instalación, se trata de un depósito cilíndrico vertical con una capacidad de 1500 litros.

En este depósito se almacenará el agua una vez sale de la caldera.

A continuación, en la Ilustración 10 se muestra un esquema del funcionamiento de la caldera.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

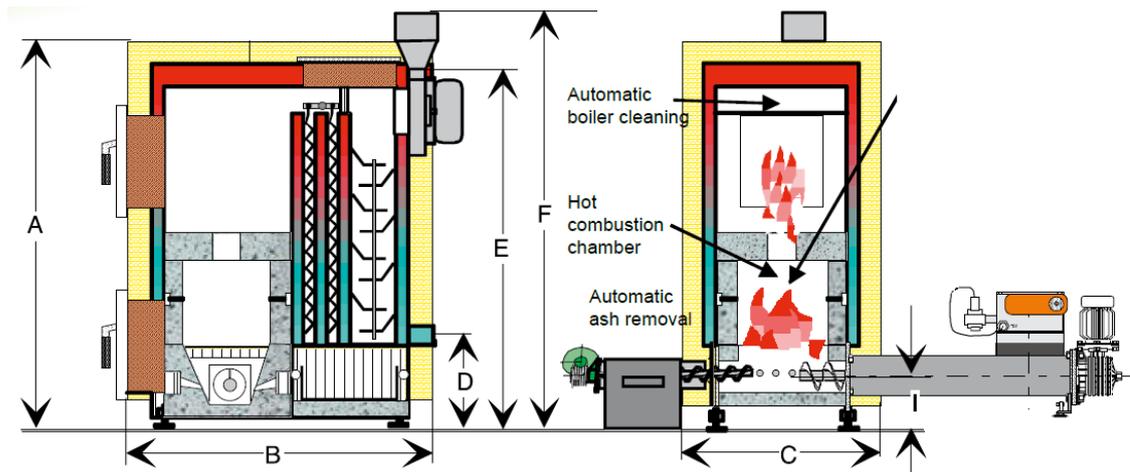


Ilustración 10 Esquema caldera de biomasa BIOKOMPAKT AWK 130

3.3 Bomba de agua caliente

La otra bomba que influye en el proyecto es la equipo que bombea el agua caliente procedente de la caldera de biomasa a la red de intercambiadores de calor para llevar a cabo el intercambio de calor con el agua de salmuera.

La bomba elegida por el suministrador es el modelo 15HM02N15T5RVBE de la marca Lowara. Sus características se muestran en la Tabla 4:

Tabla 4 Características bomba de agua caliente

Características	Valor
Caudal nominal (m³/h)	12.38
Altura nominal (m.c.a)	24
Altura máxima (m.c.a)	26.3
Altura mínima (m.c.a)	11.7
Potencia máxima (kW)	1.63
Potencia nominal (kW)	0.61
Voltaje (V)	220/400 Δ
Corriente (A)	5.29 Δ
Frecuencia (Hz)	50

3.4 Torre de refrigeración

La torre de refrigeración instalada en el sistema de eliminación de salmuera es una EWK 441/15, cuya ficha técnica y plano se pueden consultar en el ANEXO 1. FICHAS TÉCNICAS.

El suministrador del equipo proporcionó una ficha técnica de la torre de refrigeración, donde además de indicar las características más importantes de la torre, se indican los distintos valores para un punto de funcionamiento, dicho punto de funcionamiento es el punto para el cual está diseñada la integración de la torre en la instalación.

Algunas de las características que se pueden consultar en el documento son las siguientes:

Tabla 5 características torre de refrigeración

Características	Valor
Caudal agua máximo de agua (m³/h)	110,25
Potencia máxima del ventilador (kW)	5,5
Diámetro del ventilador	1,485
Factor of merit	0,5
Número de rociadores	4

Estas características serán claves junto con el punto de funcionamiento dado para la correcta modelización de la torre.

Tal y como se puede ver en la Ilustración 11 se trata de una torre de refrigeración de tiro forzado en la cual el agua se pulveriza por la parte alta de la torre y el aire entra por los orificios situados en la parte inferior de la torre. Un ventilador instalado en la parte alta de la torre induce el flujo de aire hacia la parte superior, donde evacua de nuevo al ambiente.



Ilustración 11 Torre de refrigeración EWK 441/15

3.5 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor instalado es el modelo TIT 60kW, de Austral, un intercambiador de carcasa y tubo, ambos componentes fabricados en titanio, que cuenta con una potencia máxima de 60kW.

Su presión de trabajo primario es 10 bar y su presión de trabajo secundario de 3 bar.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Esta gama de producto se comercializa para el calentamiento del agua de piscinas y spas al encontrarse fabricadas en titanio son óptimos para el uso de agua del mar y aguas con altos niveles de salinidad e impurezas.

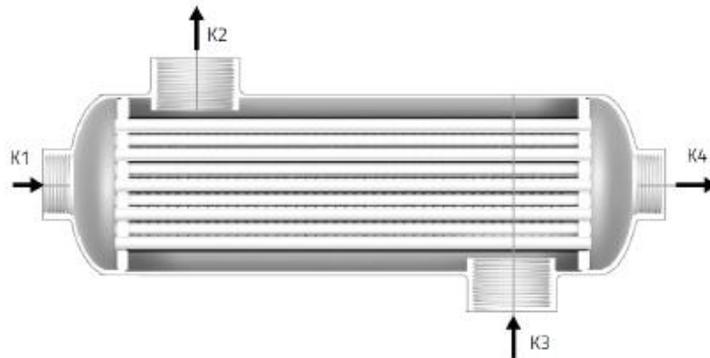


Ilustración 12 Esquema intercambiador de calor

Siguiendo las direcciones de flujo de la Ilustración 12 el circuito primario (foco caliente), entraría por K1 y saldría por K4.

El circuito secundario (foco frío), entraría por K3 y saldría por K2. Para esta configuración de los flujos habitualmente se dice que el flujo secundario estaría mezclado y el flujo secundario estaría sin mezclar.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS / TECHNICAL FEATURES / CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES									
MODELS		TIT-20 kW	TIT-40 kW	TIT-60 kW	TIT-105 kW	TIT-140 kW	TIT-210 kW	TIT-300 kW	TIT-450 kW
CODE		71607	71608	71609	71610	71611	71612	71613	71614
POWER (kW)	90°C	20	40	60	105	140	210	300	450
	60°C	10	20	30	40	60	80	120	210
	45°C	5	10	15	20	3	40	60	100
POOL WATER TEMP:	20°C								
BOILER	m³/h	1,6	2,7	3,1	6,6	7,0	10,0	11,0	16,0
BOILER WATER HEAD LOSS	bar	0,006	0,024	0,040	0,030	0,040	0,122	0,214	0,470
BOILER FITTINGS	inch	G 3/4"			G 1 1/2"				
SWIMMINGPOOL	m³/h	11	15	20	23	20	25	20	21
SWIMMINGPOOL WATER HEAD LOSS	bar	0,119	0,192	0,418	0,293	0,316	0,633	0,596	0,860
SWIMMINGPOOL FITTINGS	inch	G 1"	G 1 1/2"						

Ilustración 13 Datos funcionamiento intercambiador TIT-60 kW

La Ilustración 13 muestra los parámetros de funcionamiento del intercambiador seleccionado. Estos datos serán utilizados para calcular los parámetros necesarios para realizar el modelo de este componente en el programa TRNSYS.

4 Modelado matemático

4.1 Torre de evaporación

El modelo matemático empleado para predecir el comportamiento de la torre de refrigeración fue propuesto por Whiller en 1997 [7]. Este modelo se validará comparando los resultados obtenidos tras su análisis, con los resultados obtenidos mediante TRNSYS, cuyo modelo matemático se explica en su manual de referencias matemáticas. [8]

Este modelo que se explica a continuación permite predecir el comportamiento de una torre de refrigeración siguiendo unas recomendaciones de diseño.

El funcionamiento de una torre de refrigeración puede ser expresado en términos de eficiencia y de la eficiencia del aire, aunque estas eficiencias no son suficientes para predecir su funcionamiento.

La eficiencia del agua Ecuación (4-8) se define como la relación entre el incremento de temperatura del agua que atraviesa la torre y el máximo incremento posible de esta temperatura impuesto por la segunda ley de la termodinámica.

La eficiencia del aire se define en términos de la energía del aire, como la relación entre el salto en el calor contenido actual del aire y el mayor salto calorífico posible.

Para el modelado de la torre de refrigeración se han consultado diversos manuales y artículos, usando como referencia principal el método propuesto en el manual [5].

Este apartado se realiza para conseguir unos puntos de funcionamiento aptos para la posterior modelización de la torre en TRNSYS, debido a que el funcionamiento de la instalación durante el transcurso de este trabajo no ha sido el correcto, y por tanto no se tienen unos puntos de funcionamiento válidos para predecir el comportamiento de esta.

4.1.1 Variables de entrada

Para la modelización de la torre los parámetros de entrada necesarios son los siguientes:

- Temperatura de entrada del aire
- Temperatura de entrada del agua
- Humedad relativa del aire de entrada
- Caudal másico de aire
- Caudal másico de agua
- Factor de mérito propio de la torre

Una vez se disponen de estos datos, hay que calcular los parámetros psicrométricos del aire y del agua para cada punto de funcionamiento.

4.1.2 Parámetros del aire de entrada

Teniendo como valores de entrada la temperatura del aire y la humedad relativa, calculamos la entalpía del aire húmedo o entalpía de la mezcla como la suma de la entalpía del aire seco y el agua. Donde:

h_a : Entalpía del aire seco (J/kg)

h_v : Entalpía del vapor de agua (J/kg)

Donde para el aire seco, como gas ideal, si se toma como origen de entalpías entonces,

$$h_a = C_{pa} \cdot t \quad (4-1)$$

Donde:

C_{pa} : Calor específico del aire seco 1(kJ/kg·K)

T: temperatura de la mezcla (°C)

Para el vapor de agua, considerando también caloríficamente perfecto se toma como origen de entalpías:

$h_v(0^\circ\text{C}) = h_{vs}(0^\circ\text{C}) = 2501,3 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, donde:

$h_{vs}(0^\circ\text{C})$:Entalpía de cambio de fase del agua a 0°C.

Entonces:

$$h_v = h_{vs}(0^\circ\text{C}) + h_{vs} \quad (4-2)$$

Donde:

C_{pv} : calor específico del vapor de agua $C_{pv}(0^\circ\text{C}) = 1,86 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

T: Temperatura de la mezcla (°C)

Y, por lo tanto:

$$h \left(\frac{\text{J}}{\text{kg aire seco}} \right) = c_{pa} \cdot t + w \cdot (2501,3 \cdot 10^3 + C_{pv} \cdot t) \quad (4-3)$$

4.1.3 Parámetros agua entrada

Para definir las propiedades termodinámicas del agua, tendremos en cuenta los siguientes parámetros:

T_{wi} : Temperatura del caudal de agua entrante a la torre

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Σ_{wi} : energía que contendría el aire saturado a la temperatura del caudal de agua entrante en la torre.

W_{wi} : humedad relativa que tendría el aire saturado a la temperatura del caudal de agua entrante en la torre.

Para modelizar la torre trabajaremos con estos parámetros, es decir, con las propiedades del aire saturado a las condiciones de entrada del caudal de agua en la torre. Estas propiedades se encuentran explicadas en el punto 4.1.2

4.1.4 Método del Factor of merit

Se ha utilizado de referencia para desarrollar el modelo matemático de la torre el método desarrollado en los años 70 por Bluhm y Whillier [7].

El método se basa en el coeficiente llamado factor de mérito característico de cada equipo.

4.1.4.1 Aplicación del método

En primer lugar, calcularemos la energía del aire, mediante la siguiente fórmula:

$$\Sigma = h - c_{pw} \cdot W \cdot t \quad (4-4)$$

Donde calcularemos Σ_a (energía del aire húmedo de entrada) con la humedad y la temperatura del aire húmedo de entrada y Σ_w (energía del aire saturado en las condiciones de temperatura de entrada del agua).

Una vez calculada la energía del aire, podremos calcular el factor R que cambiará para cada punto de funcionamiento de la torre:

$$R = \frac{m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{wi} - t_{ai})}{m_a \cdot (\Sigma_{wi} - \Sigma_{ai})} \quad (4-5)$$

Con este valor de R, se calcula el número de unidades de transferencia, siendo este un paso previo para el cálculo del rendimiento de agua.

$$NTU = \frac{F}{(1 - F) \cdot (R^{0.4})} \quad (4-6)$$

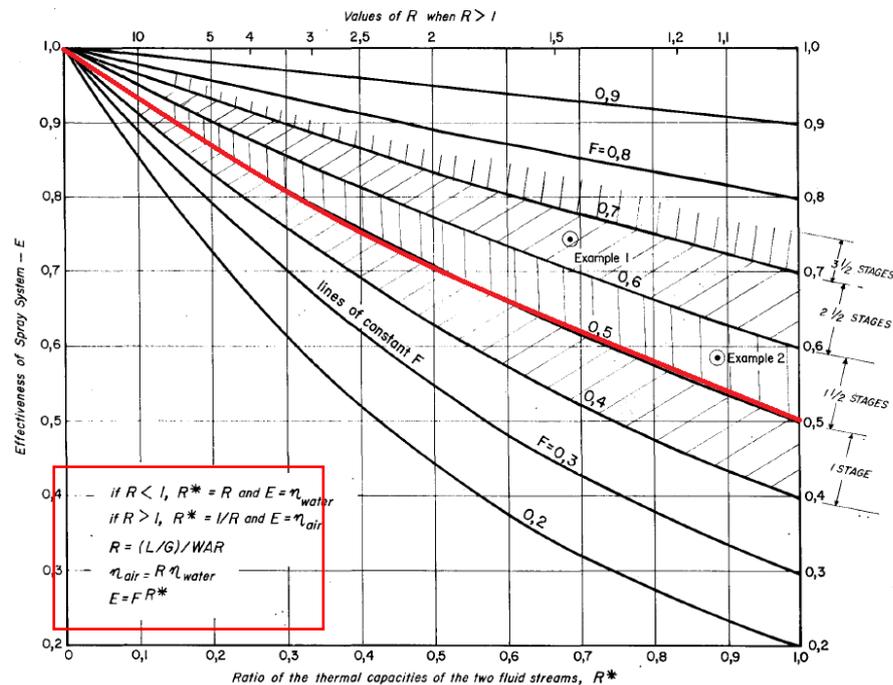
$$\eta_w = \frac{(1 - e^{-NTU(1-R)})}{(1 - R \cdot e^{-NTU(1-R)})} \quad (4-7)$$

El rendimiento de agua nos proporcionará la eficiencia (E) del sistema si el factor R es menor que uno. Si eso no ocurre y R es mayor que uno la eficiencia del sistema la proporcionará el rendimiento de aire η_a que se define de acuerdo con la ecuación (4-8).

$$\eta_a = \frac{\sum_{ao} - \sum_{ai}}{\sum_{ao} - \sum_{wi}} \quad (4-8)$$

Se puede obtener la relación entre ambas mediante la relación $\eta_a = R \cdot \eta_w$

Mediante la Gráfica 1 se relacionan las ecuaciones. Teniendo en cuenta el factor of merit (F=0.5) indicado por el fabricante.



Gráfica 1 Relación entre Factor of merit y rendimiento [7]

Con estos parámetros ya podemos calcular algunos datos de salida de la torre como la temperatura del agua, que se obtiene directamente de la ecuación (4.9).

$$\eta_w = \frac{t_{wi} - t_{wo}}{t_{wi} - t_{ai}} \quad (4-9)$$

El calor cedido por el agua se calculará según la ecuación (4.10) y a continuación se podrá calcular el caudal evaporado de agua en la torre mediante la ecuación (4.11).

$$Q = m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{wi} - t_{wo}) \quad (4-10)$$

$$\sum_{ao} = \sum_{ai} + \frac{Q}{\dot{m}_a} \quad (4-11)$$

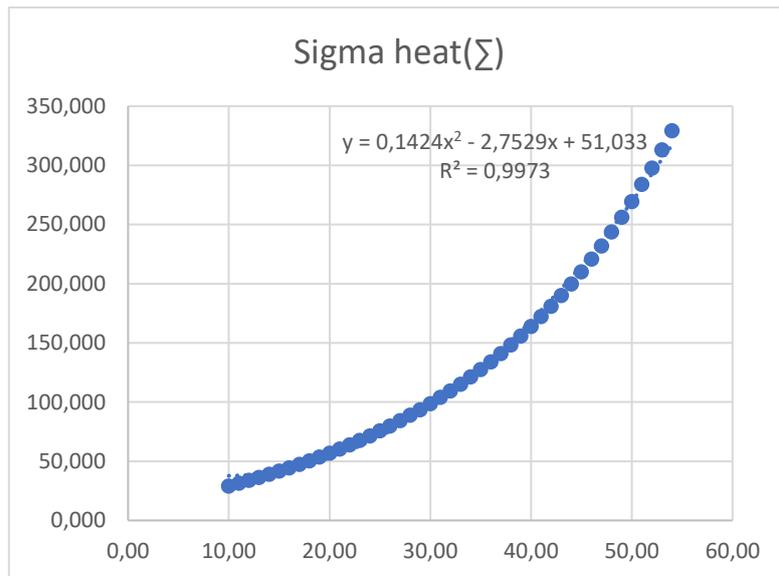
Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Considerando que el aire que sale de la torre lo hace en condiciones saturadas, conociendo el valor de humedad relativa para el aire saturado en función de la temperatura. En la Ilustración 14 se puede relacionar la energía del aire a la salida con la temperatura mediante las ecuaciones (4-3) y (4-4).

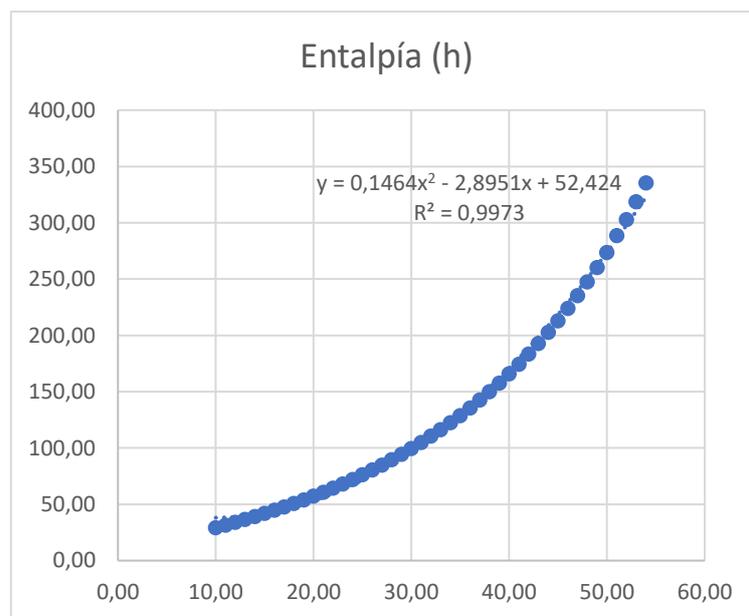
HUMEDADES DE SATURACION										
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco										
Presión total = 1 ata.										
T	8	6	4	2	0					
-5	0,00764	0,00686	0,01000	0,01131	0,01180	0,01459	0,01672	0,01885	0,02147	0,02422
-4	0,02762	0,03098	0,03525	0,03943	0,04426	0,04992	0,05566	0,06296	0,07042	0,07919
-3	0,08854	0,09912	0,11150	0,12355	0,13938	0,15357	0,17219	0,19007	0,21156	0,23445
-2	0,25906	0,26786	0,31986	0,35268	0,39372	0,41348	0,47909	0,52507	0,58255	0,63676
-1	0,70577	0,77088	0,84958	0,92932	1,02224	1,11766	1,23121	1,34068	1,47491	1,60259
0	1,75919	1,91256	2,09736	2,27484	2,55159	2,70039	2,95682	3,19689	3,48274	3,77632
Presión total = 1 ata.										
T	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	3,77632	4,06436	4,37012	4,69532	5,04168	5,41011	5,80235	6,22017	6,66533	7,13796
1	7,64155	8,17538	8,74299	9,34455	9,98365	10,66220	11,38045	12,14292	12,95080	13,80612
2	14,71365	15,67268	16,66828	17,76261	18,89972	20,10201	21,37370	22,71823	24,13914	25,64094
3	27,22741	28,90244	30,67363	32,54341	34,51795	36,60366	38,80530	41,12972	43,58406	46,17482
4	48,91162	51,79975	54,85254	58,07019	61,47682	65,07765	68,86819	72,84778	77,11386	81,60430
5	86,34396	91,68679	96,67291	102,30638	108,25453	114,55374	121,23136	128,34088	135,87936	143,89340
6	152,40856	161,46575	171,12307	181,38992	192,37484	204,09710	216,63757	230,09566	244,44955	259,91339
7	276,63897	294,41912	313,84210	334,87976	357,69586	382,47882	409,44647	438,85241	471,24542	507,02392
8	546,37512	590,11804	639,27661	694,41784	756,60363	827,61255	908,80175	1002,40307	1111,99438	1241,82637
9	1398,34472	1590,03955	1830,13696	2139,42676	2552,58496	3131,73145	4001,73145	5452,70509	8356,31252
10
11
12
13	-996,94958	-979,69189	963,53015	-948,49646	-934,34436	-921,30029	-908,85913	-896,97924	-885,94653	-875,54419
14	-865,69580	-856,42077	-847,66650	-839,31945	-831,43103	-823,90295	-829,77722	-809,97485	-803,52734	-797,31445
15	-791,46948	-785,87585	-780,48230	-775,39721	-770,49047	-765,79162	-761,29077	-757,00732	-752,89990	-748,93493
16	-745,15698	-741,50866	-738,00830	-734,66870	-731,42334	-728,30774	-725,33252	-722,44128	-719,66418	-716,98095
17	-714,38916	-711,91113	-709,50378	-707,20068	-704,94140	-702,79004	-700,70996	-698,68945	-696,74524	-694,85705
18	-693,03943	-691,28149	-689,57409	-687,92297	-686,32592	-684,78112	-683,26892	-681,81799	-680,40869	-679,04528
19	-677,71631	-676,43969	-675,19494	-673,98315	-672,81384	-671,66699	-670,56213	-669,49255	-668,43957	-667,42907
20	-666,44262									

Ilustración 14 Humedad de saturación del aire (p=1 atm)

La ecuación para relacionar la energía de aire a la salida y la temperatura se ha obtenido mediante la aproximación de una ecuación parabólica de segundo grado, mostrándose esta ecuación en el punto 5.3.1.



Gráfica 2 energía del aire saturado (Σ) en función de la temperatura



Gráfica 3 entalpía del aire saturado (h) en función de la temperatura

Una vez conocida la temperatura de salida del aire, se puede calcular el caudal de agua evaporada mediante la ecuación (4-12).

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m}_a \cdot (w_i - w_o) \text{ (kg/seg)} \quad (4-12)$$

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

4.2 Modelo matemático Intercambiador de calor

El fabricante del equipo aporta tres puntos de funcionamiento, donde se aportan los parámetros de calor intercambiado, y temperaturas y caudales de ambas corrientes, por lo que con estos datos y suponiendo que no existen pérdidas de calor al exterior, podemos calcular las temperaturas de las dos corrientes en la salida del intercambiador mediante la ecuación (4-13).

$$Q = UA \cdot \Delta T_{LMTD} = m_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta t \quad (4-13)$$

Al ser el mismo fluido en el caso de la fuente y de la carga, el fluido con mayor capacidad calorífica es el fluido caliente ($C_{m\acute{a}x}$).

El incremento de temperatura logarítmico (ΔT_{LMTD}) se define en la ecuación (4-14).

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (4-14)$$

Siendo Δt_1 y Δt_2 las diferencias de temperaturas inicial y final entre los fluidos caliente y frío

Según la ficha técnica del intercambiador, el componente en cuestión trabaja con el fluido caliente(fuente) sin mezclar, y el fluido frío (carga) mezclado.

Según el manual de referencias matemáticas de TRNSYS [9] al ser en este caso $C_{m\acute{a}x}=C_h$ (Capacidad calorífica del fluido caliente) y al encontrarse el fluido caliente sin mezclar y el frío mezclado, ya que el fluido caliente circula a través de unos tubos mientras que el fluido frío circula de manera libre a través de la carcasa.

Las fórmulas para determinar la eficiencia serán las siguientes:

$$\gamma = 1 - e^{\left(-\frac{UA}{C_{min}}\right)} \quad (4-15)$$

$$\varepsilon = \frac{C_{max}}{C_{min}} \cdot \left(1 - e^{\left(-\gamma \cdot \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}\right) \quad (4-16)$$

Sabiendo que:

C_c : Capacidad calorífica del fluido frío

C_h : Capacidad calorífica del fluido caliente

C_{pc} : Calor específico del fluido frío

C_{ph} : Calor específico del fluido caliente

$C_{p\text{máx}}$: máximo entre C_{pc} y C_{ph}

$C_{p\text{mín}}$: mínimo entre C_{pc} y C_{ph}

Aplicando las siguientes podemos obtener $C_{p\text{máx}}$ y $C_{p\text{mín}}$.

Como el fluido de trabajos para los dos flujos es el mismo, agua su calor específico es 4,18 kJ/kgK. Por lo tanto, $C_{p\text{máx}}$ será igual al del flujo de trabajo con mayor caudal y $C_{p\text{mín}}$ para el flujo de trabajo con menor caudal.

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (4-17)$$

En el caso de la instalación $C_{p\text{máx}}$ será el flujo frío, es decir el flujo de agua con salmuera y $C_{p\text{mín}}$ se corresponderá con el flujo de agua caliente. El caudal procedente de la caldera de biomasa será inferior al caudal de salmuera con el que trabaja la instalación.

5 Modelado de los componentes

En este apartado se va a explicar las consideraciones que se han tenido en cuenta para la modelización de cada uno de los componentes utilizados para la simulación en base al modelo matemático utilizado por TRNSYS para definir cada uno de ellos, así como sus parámetros e Inputs, necesarios para la correcta simulación de cada componente y las suposiciones consideradas.

5.1 TRNSYS

TRNSYS es un programa de simulación capaz de determinar el comportamiento de sistemas dinámicos formados por diferentes componentes.

Posee una biblioteca con numerosos componentes que van a ser de utilidad a la hora de simular en él cualquier tipo de sistema, ya que tiene desde equipos como torres de refrigeración, bombas o colectores solares hasta componentes que contienen los datos de tiempo en una determinada localización geográfica, además de componentes de control, para regular los puntos de funcionamiento del sistema.

En cada componente podemos distinguir:

- Parámetros: Aquí se definirán para un componente sus valores propios como puede ser su tamaño o su potencia. Su valor no podrá ser cambiado durante la simulación.
- Inputs: son las variables de entrada de componente, pueden cambiar a lo largo de la simulación, como por ejemplo el flujo que agua que entra en un depósito
- Outputs: son las variables de salida de cada componente, o del sistema. En nuestro caso un output puede ser el caudal de agua evaporada por la instalación.

Además de tener una serie de componentes en su librería, el usuario puede crear cualquier componente mediante el lenguaje de programación FROTRAN o C++. Una vez programado se compila generando una DLL que empleará TRNSYS para realizar los cálculos.

5.2 Descripción de los componentes utilizados

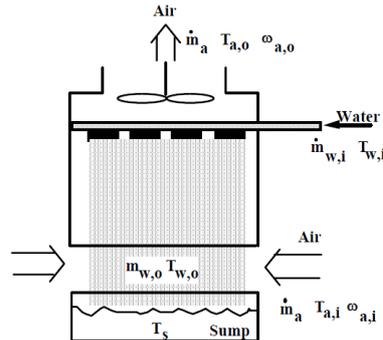
En este apartado se explican los distintos tipos de componentes utilizados para modelar los equipos que componen la instalación, definiendo brevemente su

funcionamiento y las ecuaciones que definen cada uno de estos componentes a los que TRNSYS denomina Type 51.

Torre de refrigeración



La modelización de la torre de refrigeración es clave para el correcto funcionamiento del sistema. Se hace necesario, por tanto, tener este componente bien definido, para ello se ha empleado el modelado matemático mostrado en el punto 4.1.



Tipos de torres de refrigeración

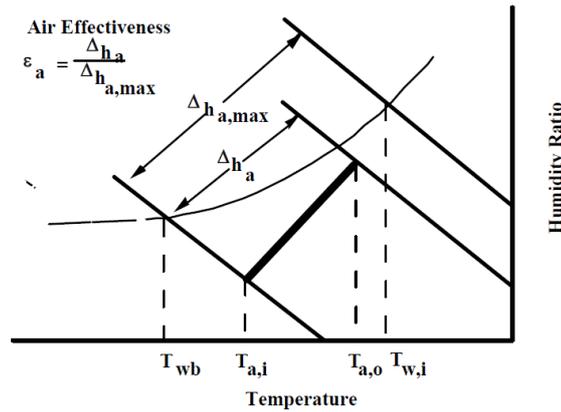
TRNSYS ofrece dos posibilidades a la hora de modelar la torre, una a la que llama Type 51a en la cual los datos para modelar la torre los obtiene de un fichero con una serie de puntos de funcionamiento y el Type 51 b donde interpola dados las variables C y n de quw relacionan el valor de NTU con el parámetro (L/G). Para obtener todos los datos necesarios.

El modelo matemático que emplea TRNSYS es común a ambos componentes, dicho método en el concepto que hemos llamado rendimiento de aire, conociendo los parámetros de salida de la torre, ya que gracias a la información añadida por el usuario, el programa genera la curva $NTU=C(L/G)n$ con la cual en función de los parámetros de entrada a definir por el usuario determina el estado de los caudales de agua de aire y agua a su salida de la torre, así como el calor intercambiado entre ambos caudales en el interior de la torre.

Para una torre de flujo cruzado, como es este caso, el rendimiento de la torre se define como tal y como se muestra en la ecuación (5-1).

$$\eta_a = \frac{1}{m^*} \cdot (1 - e^{-m^* \cdot (1 - e^{-NTU})}) \quad (5-1)$$

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.



Gráfica 4 Diagrama psicrométrico (rendimiento de aire)

Este concepto se base en la energía máxima que puede ser transmitida entre ambos flujos de trabajo.

Conociendo las condiciones del caudal de salmuera a la entrada y a la salida de la torre se puede calcular el calor intercambiado en la torre de refrigeración entre la corriente de aire y el caudal de agua con salmuera.

$$m^* = \frac{m_a \cdot C_S}{m_{wi} \cdot C_{pw}} \quad (5-2)$$

$$C_S = \frac{h_{s,wi} - h_{s,wo}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \quad (5-3)$$

$$Q = \eta_a \cdot m_a \cdot (h_{a,w,i} - h_{a,i}) \quad (5-4)$$

Componente Type 51 a

Este es la primera opción que ofrece TRNSYS para modelar la torre, donde el componente toma los datos de un archivo externo que tiene entre 3 y 50 puntos.

Este método es el más adecuado de utilizar cuando modelas un sistema en el que puedes medir puntos de funcionamiento, ya que las variables de las que se compone el fichero son el flujo de aire, las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, el caudal de agua que entra a la torre y las temperaturas de entrada y salida a la torre.

En este caso, debido a que no se han podido obtener mediciones para un gran abanico de puntos de funcionamiento, se ha tenido que realizar un trabajo previo para conseguir esos puntos de funcionamiento, que han sido obtenidos mediante el modelado matemático. descrito en el apartado 4 de este trabajo.

Este componente requiere las siguientes entradas:

- Temperatura del agua de entrada
- Flujo de entrada de agua
- Temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada
- Temperatura de bulbo seco del aire de entrada
- Temperatura del agua de reposición
- Velocidad relativa del ventilador: Se varía la velocidad mediante un el componente relative fan speed.

Componente Type 51 b

Este componente se basa en el conocimiento de los valores de los parámetros NTU, C y n, definidos en el apartado 4, no utiliza ningún archivo externo, con estos tres parámetros es capaz de dar al usuario las salidas del sistema.

Esta opción es adecuada si no dispones de la instalación, pero el fabricante te ha proporcionado hojas técnicas con estos valores para un punto de funcionamiento.

Dado que el fabricante del equipo no suministra los datos de NTU, C y n, desarrollando el modelo matemático descrito en el apartado 4. Una vez obtenidos los puntos de funcionamiento, somos capaces de conseguir estos parámetros

Se simulará el sistema utilizando el Type 51a.

Caldera de biomasa, depósito de inercia y bomba



Para modelizar la caldera utilizaremos el Type 6, que toma el agua de un depósito de inercia, con el cual está conectada, el agua entra a la caldera a la temperatura a la que se encuentra el fluido en el depósito de inercia.

La caldera tiene una determinada potencia y trabaja hasta un *set temperature* que en este caso será la misma temperatura de consigna que se ha asignado al depósito.

Por lo tanto, si la temperatura de entrada es mayor o igual a T_{set} , la temperatura establecida por el usuario, la temperatura de salida será igual a la temperatura de entrada

$$T_i = T_o \leftrightarrow Q_{aux} = Q_{fluid} = 0$$

Por el contrario, la temperatura de entrada a la caldera es menor que la temperatura establecida, aplicando la ecuación (5-5) se calculará la temperatura de salida.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

$$T_{wo} = \frac{Q_{max} \cdot \eta_{htr} + m \cdot C_{pf} \cdot T_i + UA \cdot T_{env} - \frac{UA}{2} \cdot T_{wi}}{m \cdot C_{pf} + \frac{UA}{2}} \quad (5-5)$$

Como se ha tomado el rendimiento de la caldera como unidad y se ha supuesto que no hay pérdidas de calor con el exterior, la ecuación se simplifica:

$$T_o = \frac{Q_{max} + m \cdot C_{pf} \cdot T_i + UA \cdot T_{env}}{m \cdot C_{pf}} \quad (5-6)$$

$$T_o = \frac{Q_{max} + m \cdot C_{pf} \cdot T_i + UA \cdot T_{env}}{m \cdot C_{pf}}$$

Por lo tanto, al tomar la caldera como una fuente ideal Q_{max} será la potencia térmica transmitida al fluido.

El depósito de inercia se ha modelado mediante el type 4a, se trata de un depósito con entrada y salida de fluido caliente y entrada y salida de fluido frío. Este componente tiene además la opción de una caldera auxiliar.

La caldera se compone además de una bomba modelada mediante el type 114, se trata de una bomba que trabaja con una única velocidad de giro, a la que se le fijará la potencia y el caudal de trabajo.



Bomba de recirculación

Bomba de recirculación

Para modelar la bomba que lleva el agua desde el depósito hacia los intercambiadores de calor. en TRNSYS se ha utilizado el componente type 114. Los parámetros necesarios para modelarla han sido dados por el proveedor del sistema de evaporación.



Heat exchanger

Intercambiadores de calor

El intercambiador de calor se modelará utilizando el type 5e, uno de los parámetros más importantes a la hora de definir un intercambiador es el parámetro U (coeficiente total de transferencia de calor).

Este componente modela un intercambiador de flujo cruzado con el flujo de fluido frío mezclado y el flujo de fluido caliente sin mezclar.

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor se ha recurrido a la hoja de características del intercambiador proporcionado por el fabricante, y al cálculo de este siguiendo el método explicado en el punto 4.2.



Depósito de agua con salmuera Depósito Salmuera

Este depósito actuaría como el sumidero de la torre, con un detector de nivel permite que entre caudal en función del caudal evaporado en la torre.

El componente elegido para modelar el depósito de salmuera es el type 4. Se trata de modelar un depósito que recibe un caudal de agua, y en el cual el caudal entrante es igual que el caudal saliente.

5.3 Validación del modelo de la torre de refrigeración

Con objeto de comprobar si el modelo utilizado para predecir el comportamiento de la torre de refrigeración es válido, se han utilizado una serie de puntos en los cuales la temperatura de salida del agua de la torre ha sido calculada teniendo en cuenta el modelo matemático desarrollado por Whiller y Bluhm. [7].

Para comprobar la validez del modelo con el modelo matemático que tiene predefinido el componente Type 51a, se va a calcular para los datos de funcionamiento calculados el número de unidades de transferencia (NTU). La forma más sencilla comparar ambos modelos es generar una curva exponencial que relacione las NTU con la relación(L/G), que es la relación entre el flujo de aire y el másico.

5.3.1 Obtención de puntos de funcionamiento

A continuación, se explican la medidas utilizadas para la obtención de puntos de funcionamiento válidos para la torre de refrigeración elegida para la instalación.

Estos puntos han sido obtenidos partiendo de valores conocidos de caudal de aire, caudal de agua, temperatura de agua en las condiciones de entrada y las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco del aire.

Se han calculado un total de once puntos de funcionamiento, los pasos seguidos para la obtención de estos puntos de funcionamiento se detallan a continuación:

Conocidas las variables F, C_{pw} y las densidades de agua y aire al conocer sus respectivas temperaturas en las condiciones de entrada. La densidad del agua se relaciona con la temperatura mediante la ecuación (5-7), siendo t la temperatura del agua medida en (°C).

$$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) = -0,0035 \cdot t - 0,1066 \cdot t + 10002 \quad (5-7)$$

Tabla 6. Variables conocidas de la torre

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Nº	F	C _p (kJ/kg)	ρ _w	ρ _a	T _{dbai} (°C)	T _{wbai} (°C)	T _{wi} (°C)
1	0,5	4,1868	998,9424	1,225	28	21	33,64
2	0,5	4,1868	998,9819	1,225	28	21	33,64
3	0,5	4,1868	998,8851	1,225	28	21	33,64
4	0,5	4,1868	998,7976	1,225	28	21	33,64
5	0,5	4,1868	998,7329	1,225	28	21	33,64
6	0,5	4,1868	998,6828	1,225	28	21	33,64
7	0,5	4,1868	998,6428	1,225	28	21	33,64
8	0,5	4,1868	998,6101	1,225	28	21	33,64
9	0,5	4,1868	998,5828	1,225	28	21	33,64
10	0,5	4,1868	998,5598	1,225	28	21	33,64
11	0,5	4,1868	998,5400	1,225	28	21	33,64

Haciendo uso de las ecuaciones (4-3) y (4-4) se calculan para los puntos de funcionamiento la entalpía y la energía del aire.

Asimismo, se mantendrá constante el caudal de aire y se variará el caudal de agua para calcular puntos de funcionamiento con distintas relaciones (L/G), y haciendo uso de las ecuaciones se calcularán los parámetros R, NTU, η_w y η_a.

Tabla 7 Cálculos intermedios

Nº	∑a _i	∑w _i	L/G	R	NTU	η _a
1	59,61	124,28	1,24	1,02	0,99	0,50
2	59,61	124,28	1,1	0,90	1,04	0,47
3	59,61	124,28	1,5	1,23	0,92	0,55
4	59,61	124,28	2	1,63	0,82	0,64
5	59,61	124,28	2,5	2,04	0,75	0,70
6	59,61	124,28	3	2,45	0,70	0,75
7	59,61	124,28	3,5	2,86	0,66	0,78
8	59,61	124,28	4	3,27	0,62	0,82
9	59,61	124,28	4,5	3,68	0,59	0,84
10	59,61	124,28	5	4,09	0,57	0,86
11	59,61	124,28	5,5	4,50	0,55	0,88

Considerando la suposición de que el aire sale de la torre de refrigeración en condiciones de aire saturado, utilizando las ecuaciones (5-8) y (5-9) se pueden calcular la energía de aire y la entalpía del caudal de aire en las condiciones de salida de la torre de refrigeración. Se trata de relaciones experimentales obtenidas de los datos recogidos en la Ilustración 14.

$$h = 0,1464 \cdot t^2 - 2,8925 \cdot t + 52,424 \quad (5-8)$$

$$\Sigma = 0,1424 \cdot t^2 - 2,7529 \cdot t + 51,033 \quad (5-9)$$

Haciendo uso de las ecuaciones (4-9), (4-10), (4-11) y (4-12), se obtienen las temperaturas de salida de los flujos de agua y aire, así como el calor perdido por el caudal de agua en la torre y el caudal de agua evaporado en los distintos puntos.

Tabla 8 variables en las conducciones de salida

Nº	W _o	W _i	T _{wo} (°C)	Q (kW)	Σ _{ao} (kJ/kg)	T _{ao} (°C)	h _{ao} (kJ/kg)	m _{ev} (kg/seg)	m _{ev} (Kg/hr)
1	0,027	0,015	27,37	364,36	92,32	29,24	99,357	0,139	500,9
2	0,027	0,015	27,02	339,58	90,09	28,84	96,890	0,130	468
3	0,029	0,015	27,90	401,40	95,64	29,83	103,042	0,153	549
4	0,031	0,015	28,71	459,92	100,89	30,73	108,865	0,174	625
5	0,032	0,015	29,31	504,39	104,89	31,38	113,288	0,190	684
6	0,033	0,015	29,78	539,10	108,00	31,88	116,741	0,203	730
7	0,034	0,015	30,16	566,75	110,48	32,27	119,491	0,213	766,6
8	0,035	0,015	30,48	589,12	112,49	32,58	121,717	0,222	796,3
9	0,035	0,015	30,74	607,46	114,14	32,83	123,541	0,228	820,7
10	0,036	0,015	30,97	622,66	115,51	33,03	125,053	0,234	841,0
11	0,036	0,015	31,10	635,3	116,60	33,2	126,3	0,239	857,9

La Tabla 9 será la tabla exportada a TRNSYS para modelizar la torre.

Estos datos serán los tomados por el programa para generar la curva NTU VS L/G para la torre modelizada, y así mediante iteración calcular todos los parámetros relativos al punto de funcionamiento de la torre en cada instante.

Tabla 9 Datos obtenidos modelo ASHRAE

Nº	m _a (m ³ /hr)	T _{dbi} °C	T _{wbi} °C	m _w (Kg/hr)	T _{wi} °C	T _{wo} °C
1	34873,05	28	21	50040	33,64	27,77
2	34873,05	28	21	40104	33,64	27,14
3	34873,05	28	21	60156	33,64	28,29
4	34873,05	28	21	80208	33,64	29,08
5	34873,05	28	21	100260	33,64	29,67
6	34873,05	28	21	120312	33,64	30,13
7	34873,05	28	21	140364	33,64	30,49
8	34873,05	28	21	160416	33,64	30,79
9	34873,05	28	21	180468	33,64	31,03
10	34873,05	28	21	200520	33,64	31,24
11	34873,05	28	21	220572	33,64	31,42

La ecuación que relaciona los parámetros NTU y la relación (L/G) según el modelo desarrollado por Whiller y Bluhm [7] es: $NTU = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{1-n}$

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Tras obtener los valores de NTU de los distintos puntos, con distintas relaciones de L/G, se obtiene la relación de ambos parámetros para cualquier punto de funcionamiento, ya que esta relación será característica de la propia torre.

$$NTU = 1.0254 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.4}$$

Estos coeficientes C y n son difíciles de obtener, pero [4] y [10] dan unos variables típicos que oscilan entre -0,35 y -1,1 para n y entre 0,5 y 5 para C

La Gráfica 5 muestra la relación entre el número de unidades de transferencia y la relación entre los flujos de agua y aire.

El método aplicado para conocer el comportamiento de la torre no requiere el cálculo del rendimiento de aire, pero este parámetro será fundamental en el modelo planteado por TRNSYS para el modelo matemático del componente type 51b.

El rendimiento de aire se calcula según la ecuación (4-8), y está relacionado con R y η_w , esto se puede ver en la Gráfica 1.

Este será un parámetro importante para comparar el modelo desarrollado y el modelo de TRNSYS.

Los valores de rendimiento de aire para los distintos puntos es el siguiente se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10 valores del rendimiento de aire obtenidos

Nº	η_a
1	0,51
2	0,47
3	0,56
4	0,64
5	0,70
6	0,75
7	0,79
8	0,82
9	0,84
10	0,86
11	0,88

5.3.2 Validación mediante TRNSYS

El esquema de la Ilustración 15 muestra el modelo que se ha simulado en TRNSYS para validar los resultados mostrados en el punto 5.3.1, para ello se imponen las mismas condiciones de funcionamiento descritas anteriormente.

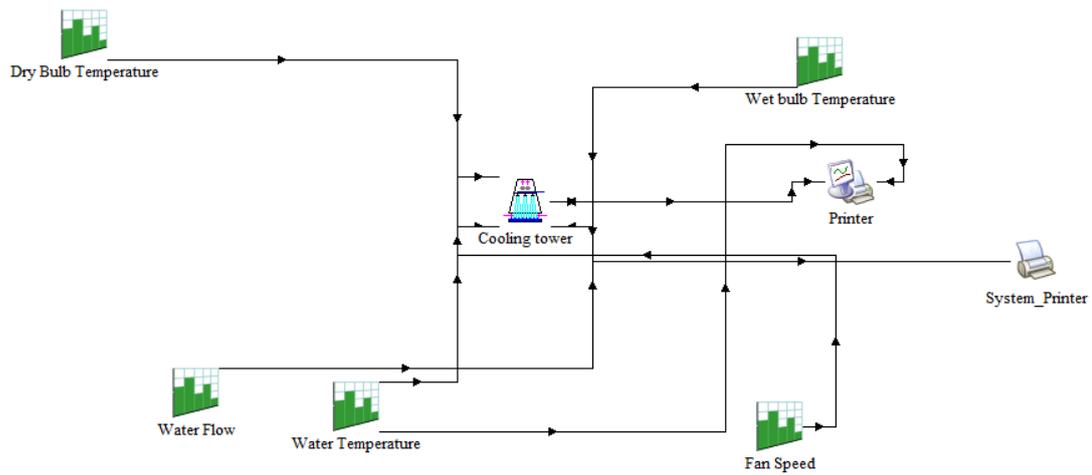


Ilustración 15 Validación Torre de refrigeración

Definimos como Dry bulb temperature y Wet bulb temperature, Water temperatura y Water Flow los valores indicados en la Tabla 9. La velocidad del ventilador se mantiene constante a lo largo de la simulación.

Como se ha dicho, un parámetro importante para ver la eficiencia del sistema es el rendimiento de aire, el modelo de TRNSYS obtiene los siguientes resultados:

Tabla 11 Valores rendimiento aire TRNSYS

Nº	η_a
1	0,54
2	0,47
3	0,58
4	0,66
5	0,72
6	0,77
7	0,81
8	0,84
9	0,86
10	0,88
11	0,89

Una vez analizados estos datos por TRNSYS, se define que la relación entre NTU y $\frac{L}{G}$ será la siguiente:

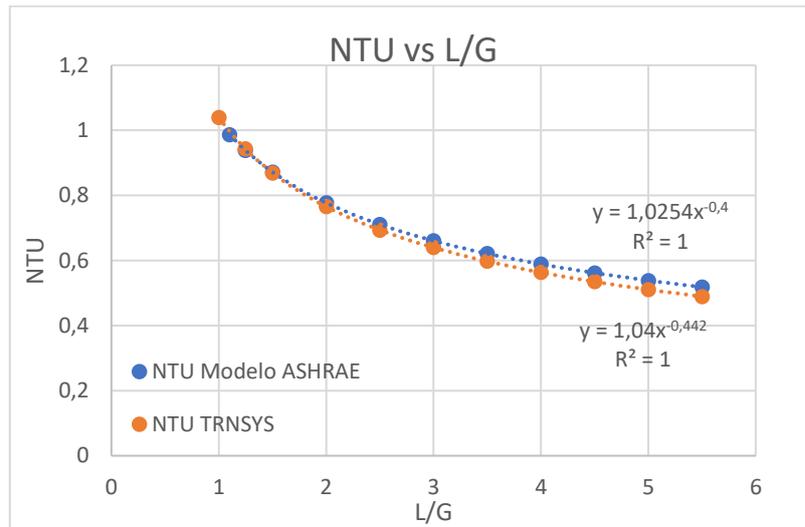
$$NTU = 1.04 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0.4421}$$

En la Gráfica 5 se muestra la comparativa entre el modelo propuesto y el modelo que utiliza TRNSYS.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Tal y como se observa las curvas obtenidas poseen valores similares. Esto es debido a que los modelos que se han utilizado para realizar el cálculo parten de distintas suposiciones.

A la vista de los resultados se concluye la validación del modelo y por tanto procedemos a utilizar los puntos calculados por el modelo propuesto por Whiller y Bluhm [7] en la modelización del sistema de evaporación de salmuera completo.



Gráfica 5. NTU VS L/G

5.4 Estudio del comportamiento de la torre

Utilizando el esquema de simulación que se muestra en la Ilustración 16 y una vez validado el modelo, se va a simular la torre a modificando la temperatura de entrada del agua, para conocer cuál sería la temperatura óptima que conseguir en el caudal de agua entrante a la torre.

Este esquema se diferencia con el anterior en que la simulación se realiza con las condiciones ambientales de la Región de Murcia para un año completo, mientras que en la validación del modelo se imponían unos determinados puntos de funcionamiento.

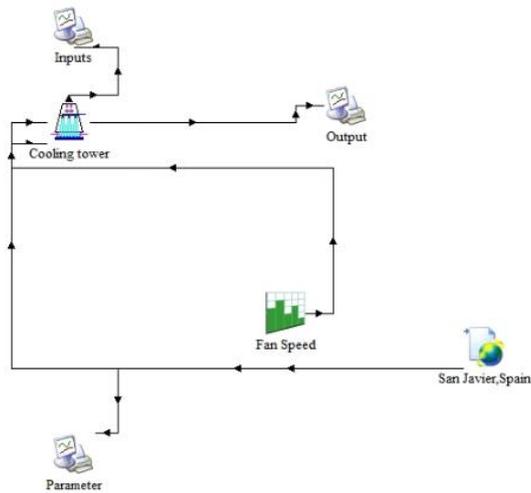


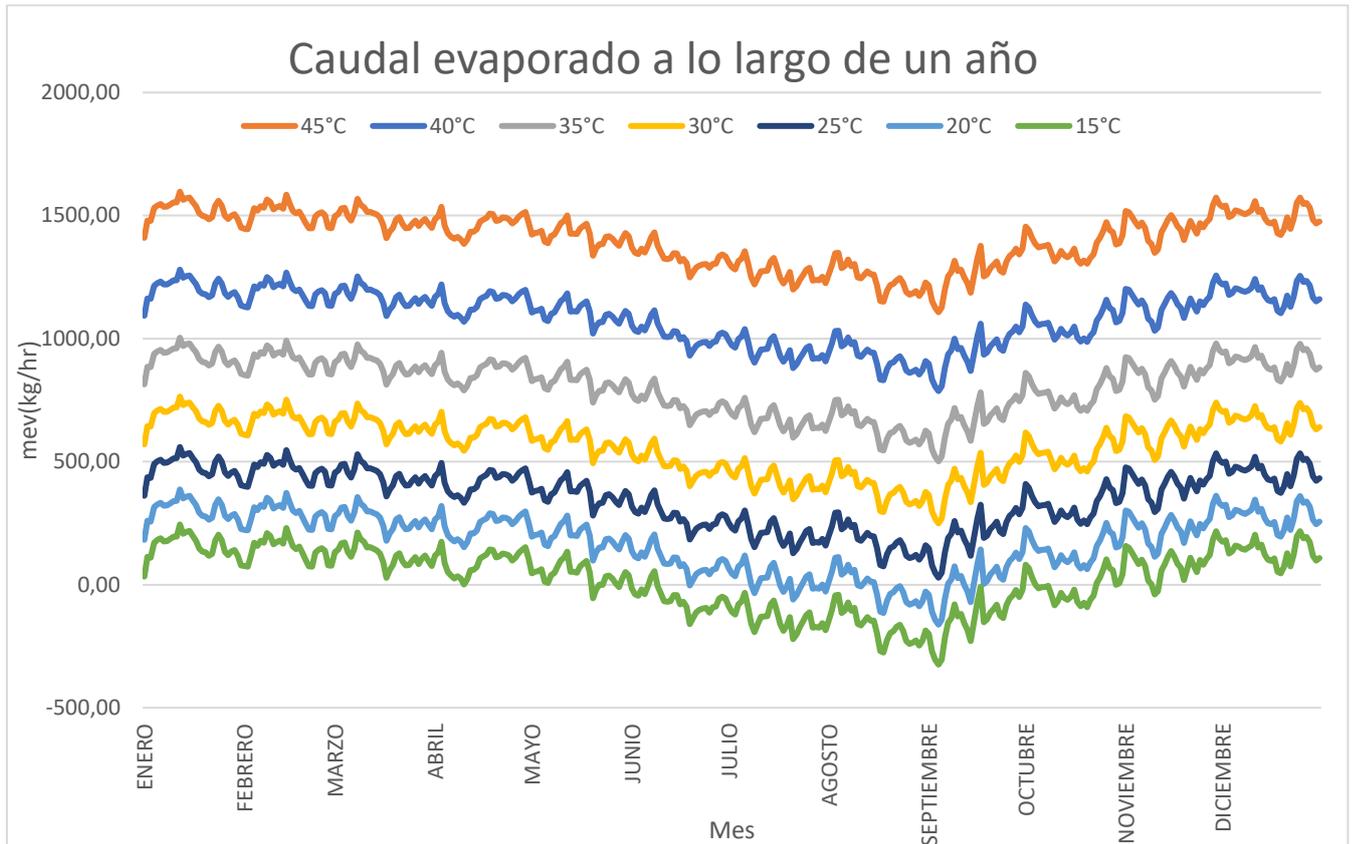
Ilustración 16 Esquema estudio comportamiento

Este estudio se ha realizado teniendo en cuenta unas condiciones ambientales similares a las utilizadas en el punto 6.1, teniendo en cuenta el caudal con el que va a trabajar habitualmente la instalación $56 \text{ m}^3/\text{hr}$

Se han realizado simulaciones para años completos, incrementando en $5 \text{ }^\circ\text{C}$ la temperatura de entrada del agua en la torre en cada simulación, con un rango de temperaturas entre los 15 y los $45 \text{ }^\circ\text{C}$.

En la Gráfica 6 se observa cómo evoluciona el caudal evaporado a lo largo de un año completo.

En los casos en los que la temperatura del agua inyectada en la torre se ha fijado en 15 y 20°C respectivamente durante los meses de Julio, Agosto y Septiembre la torre no evapora agua, esto es debido a que las temperaturas del aire que entra en la torre en estos meses son superiores a la temperatura a la que se inyecta el agua en la torre.



Gráfica 6 Caudal evaporado para distintas temperaturas de funcionamiento

Teniendo en cuenta que al trabajar con el modelo matemático implantado en TRNSYS en ciertos instantes el programa señala que hay puntos donde la evaporación de caudal adquiere un valor negativo, esto es debido al modelo utilizado, siendo esta situación imposible en el funcionamiento de la instalación. Con un punto de funcionamiento dentro de la realidad, la temperatura del agua se encuentra unos 8 o 10 °C por debajo de la temperatura del aire, en este caso esta diferencia asciende a 25 °C.

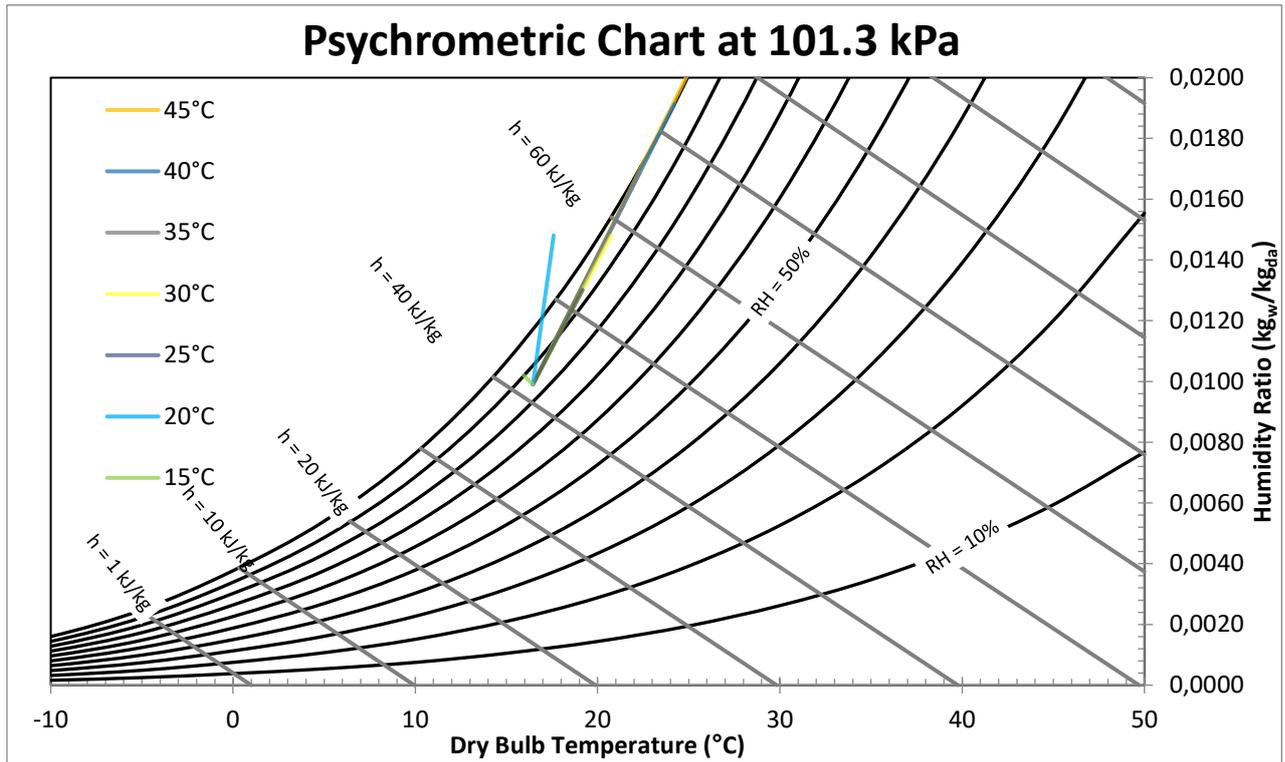
Estos datos reflejan como en verano al encontrarse las temperaturas del aire próximas a la temperatura a la que se inyecta el agua en la torre, el calor máximo que puede ser intercambiado en el interior de la torre es menor.

Para observar que ocurre en la corriente de aire una vez este entra en la torre se muestran la Gráfica 7 y la Gráfica 8, que se trata de diagramas psicrométricos sobre los cuales se puede observar la variación de temperatura y humedad que sufre la corriente de aire a su paso por la torre de refrigeración.

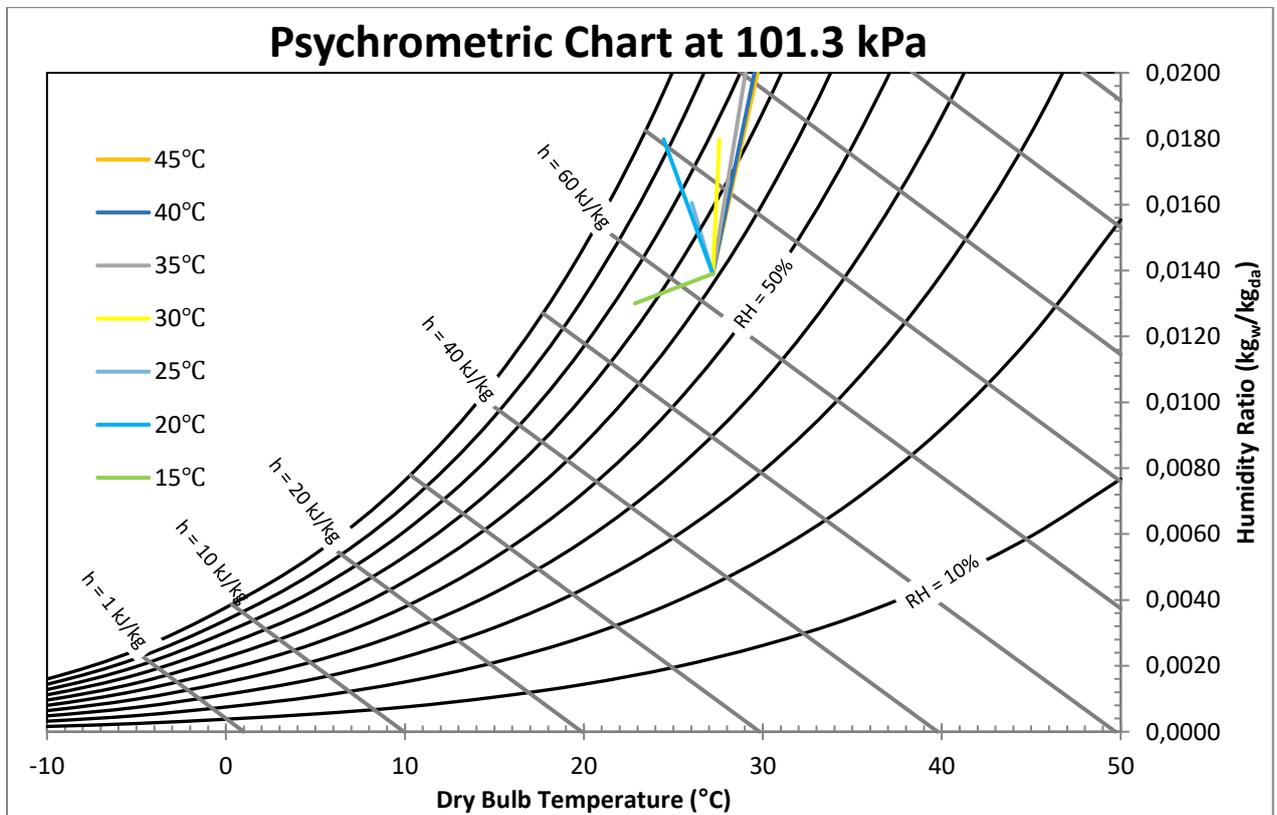
En los gráficos se muestra para el mismo instante de tiempo, estas variaciones para las distintas temperaturas analizadas anteriormente.

Se representan en dos gráficas distintas un día de invierno y un día de verano para comprobar la bajada del caudal de agua evaporado en los meses de verano.

En ellos se observa como el aire sale de la torre saturado en los meses donde las temperaturas son más bajas mientras que en los meses donde las temperaturas son más altas el caudal evaporado es mucho menor y el aire valor de la humedad del aire no se aproxima a su valor de saturación.



Gráfica 7 Diagrama psicrométrico día de invierno

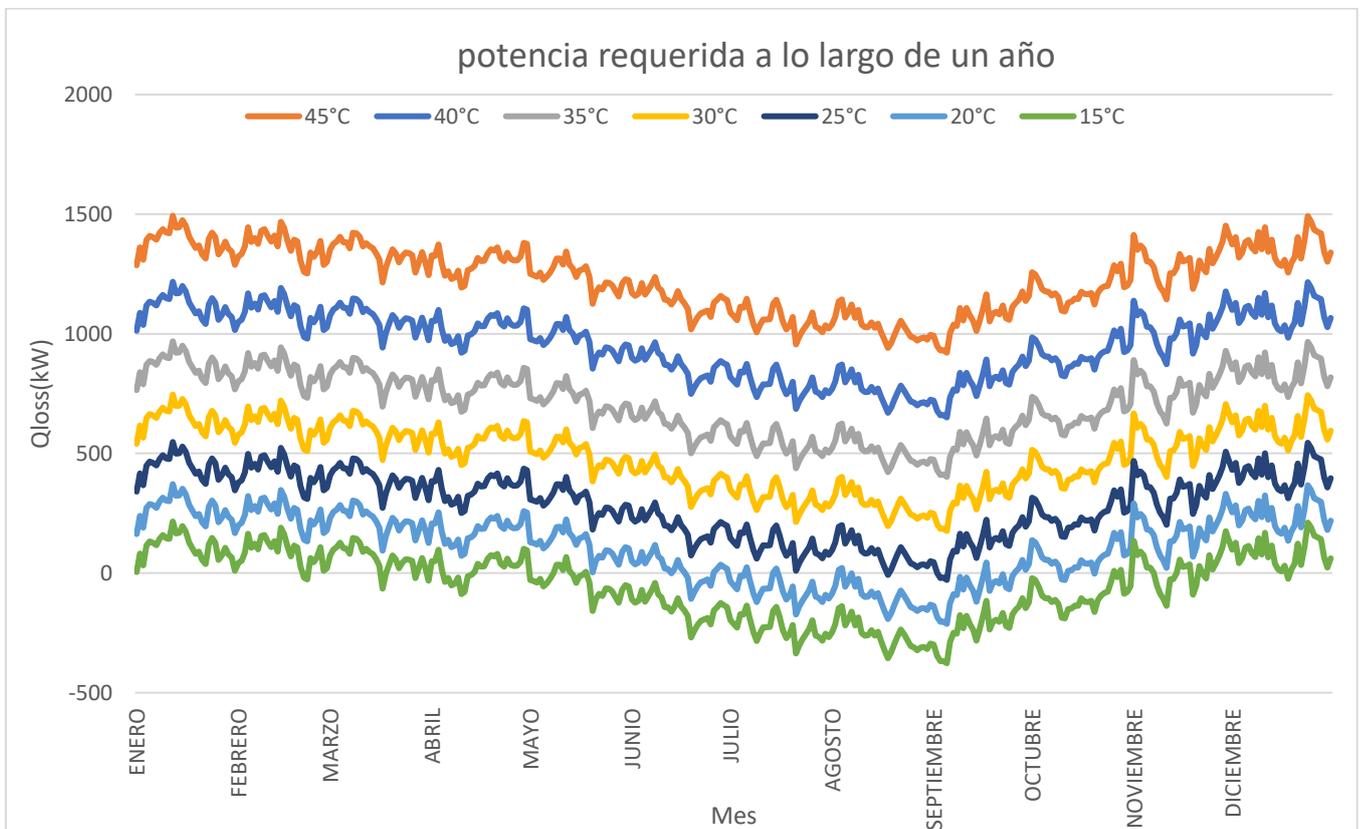


Gráfica 8 Diagrama psicrométrico día de verano

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Para el punto seleccionado, en el caso en el cual se ha fijado la temperatura del agua en 15°C en el modelo implantado en TRNSYS se producían puntos en los que el caudal evaporado era negativo debido a que la temperatura del aire ambiente era mayor que la temperatura del agua que entraba en la torre. Esto se daba porque el valor de la temperatura del agua se ha impuesto, pero en un funcionamiento normal este caso no se produciría.

La energía perdida por el caudal de agua al aire deberá ser cubierta por el conjunto de la caldera de biomasa del sistema y la batería de intercambiadores de calor instalados para conseguir mantener la temperatura del agua a los distintos valores de temperatura fijados, que deben ser los valores óptimos de funcionamiento de la instalación estos valores de energía obtenidos para un periodo de uno año se muestran en la Gráfica 9.



Gráfica 9 potencia requerida por la instalación a lo largo de un año para distintas temperaturas de funcionamiento

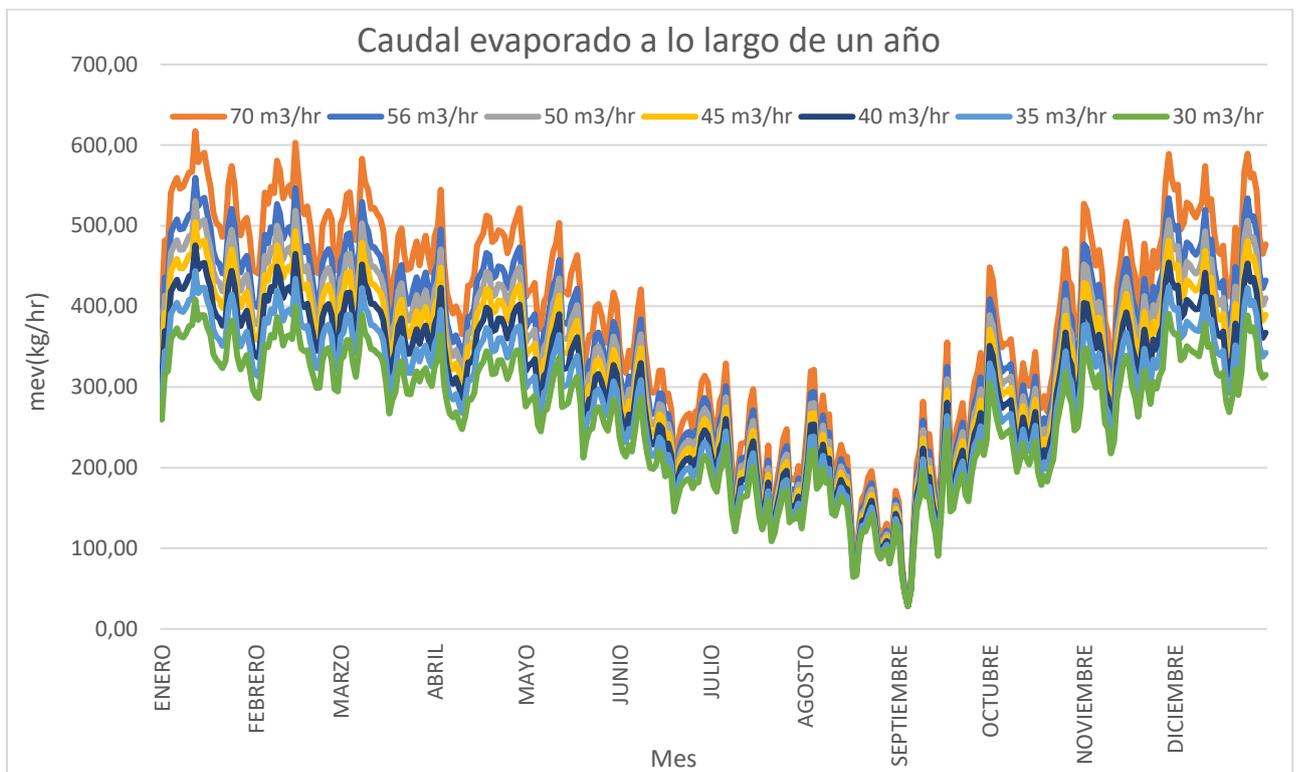
Los valores negativos no son valores que se puedan obtener en la realidad, estos se deben a el modelo matemático que implementa TRNSYS para modelar la torre. Por lo tanto y según lo visto para un correcto funcionamiento a lo largo del año será necesario mantener la temperatura por encima de los 30°C. El punto de funcionamiento recomendado por la empresa que diseñó el sistema fijaba la temperatura del agua en 33,64°C.

En la Gráfica 9 se muestra la energía intercambiada entre las corrientes de agua y aire en el interior de la torre de refrigeración, esta energía deberá ser suministrada en la instalación por la caldera de biomasa.

Tanto en el caso de la energía requerida como en el caso del caudal evaporado para un punto con las mismas condiciones de funcionamiento al aumentar la temperatura del agua aumentan ambos parámetros. Esta variación del caudal evaporado debido a la temperatura se observa en la Gráfica 10 y en la Gráfica 11.

El caudal de funcionamiento de la instalación es otro parámetro del cual dependerá en gran medida el funcionamiento de la instalación. Para estudiar su influencia en el funcionamiento de la torre se han realizado simulaciones con una temperatura de trabajo del caudal de agua de 25°C, y se han variado los valores del caudal de funcionamiento adoptando esta variable valores de 30, 35, 40, 45, 50, 56, 70 m³/hr.

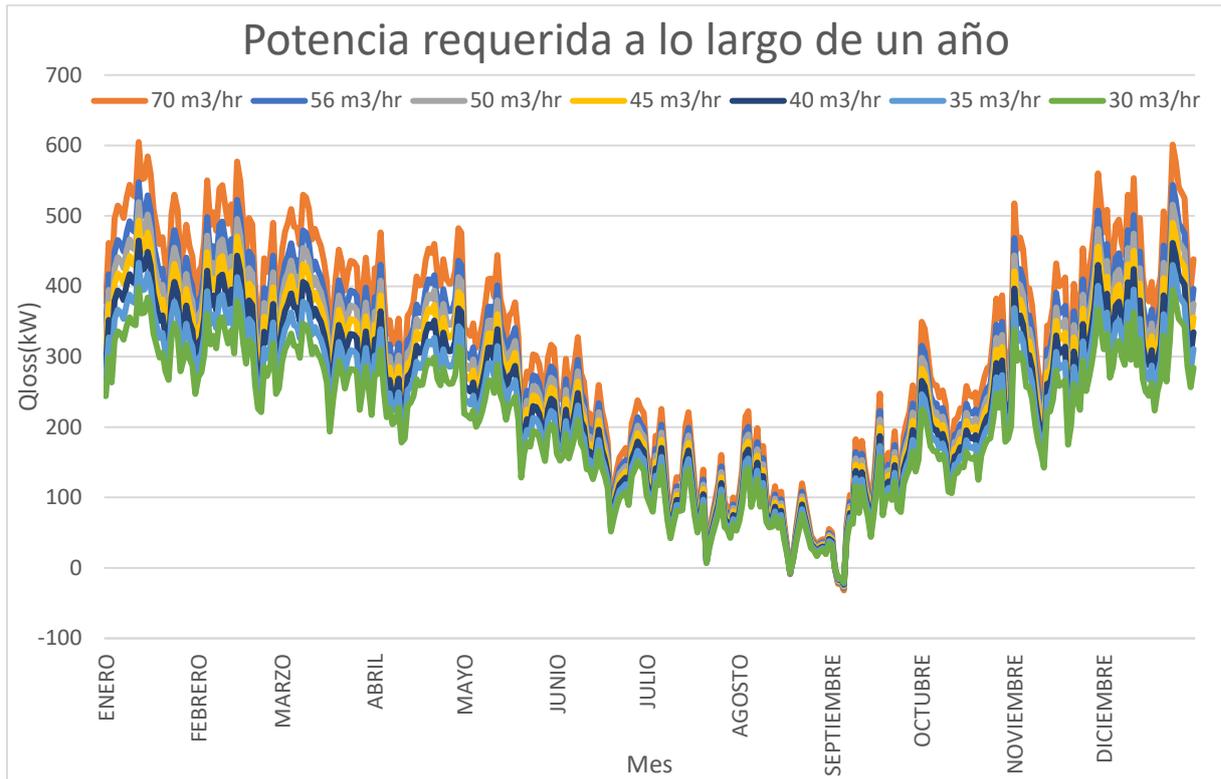
En la Gráfica 10 y en la Gráfica 11 se muestra el comportamiento de la torre de refrigeración para los distintos caudales de funcionamiento enumerados anteriormente.



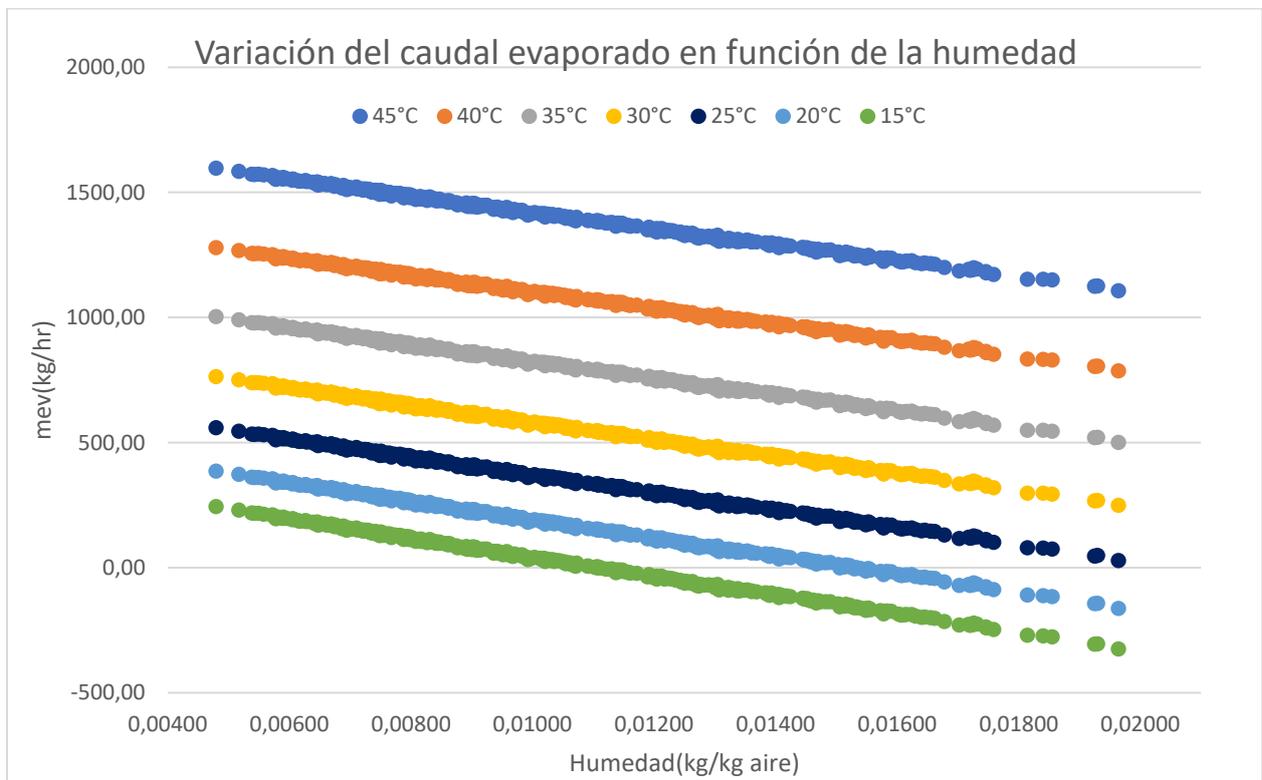
Gráfica 10 caudal evaporado para distintos caudales de funcionamiento

En la Gráfica 10 se observa como un aumento del caudal de agua de la torre de refrigeración produce para un punto con las mismas condiciones de funcionamiento un aumento del caudal evaporado.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.



Gráfica 11 potencia intercambiada en la torre para distintos caudales de funcionamiento



Gráfica 12 Influencia de la humedad en el caudal evaporado

Se observa la influencia de la humedad en el valor de caudal evaporado, ya que a medida que la humedad absoluta en el caudal de aire entrante es mayor el caudal evaporado disminuye, tal y como hemos comentado anteriormente los valores negativos

son debidos al modelo implantado por TRNSYS para obtener los puntos de funcionamiento, pero en un funcionamiento real esto no es posible.

Según la influencia de estos parámetros, el punto óptimo de funcionamiento se dará cuando la humedad contenida en el aire sea lo más baja posible, y la temperatura del agua que se inyecta en la torre sea lo mayor posible.

A medida que se aumente el caudal de funcionamiento de la instalación, aumentará el caudal evaporado, pero también se producirá un aumento de la energía requerida por la instalación.

5.5 Validación experimental del intercambiador de calor

Para comprobar si el componente escogido para modelar el intercambiador de calor es correcto se ha procedido a validar este componente teniendo en cuenta los puntos de funcionamiento aportados por el fabricante de este y que pueden ser consultados en el Anexo 1.

Tabla 12 puntos de funcionamiento del intercambiador de calor

Nº	Q (KW)	C _p (kJ/kg)	m _h (m3/hr)	m _c (m3/hr)	T _{hi}	T _{ci}
1	60	4,1868	3,1	20	90	20
2	30	4,1868	3,1	20	60	20
3	15	4,1868	3,1	20	45	20

A partir de estos datos recogidos en la ficha técnica y el procedimiento explicado en el punto 4.2 se han calculado una serie de parámetros necesarios para completar la información del componente Type 5e siguiendo el procedimiento explicado en el punto 4.2.

Tabla 13 parámetros de funcionamiento intercambiador de calor

Nº	C _{ph}	C _{pc}	UA(kJ/hr·k)	γ	ε
1	12950,03	83548	3608,91747	0,24321809	0,2386906
2	12950,03	83548	3088,9861	0,21221584	0,2087635
3	12950,03	83548	2399,35204	0,16912646	0,1669289

Conociendo los caudales de entrada de ambas corrientes, sus temperaturas de entrada y el factor UA para cada punto de funcionamiento, se han simulado estos tres puntos en TRNSYS mediante el esquema mostrado en la Ilustración 17 para comprobar si componente elegido es adecuado para modelizar los intercambiadores presentes en la instalación.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

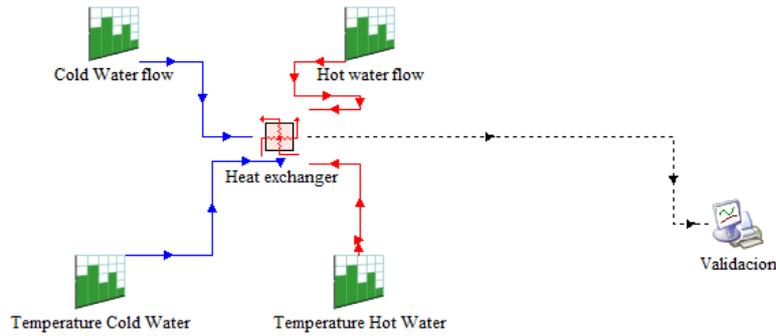


Ilustración 17 Modelo validación intercambiador de calor

Para los puntos de funcionamiento dados por el fabricante las temperaturas de ambos flujos a la salida del intercambiador son los que se muestran en la Tabla 14

Tabla 14 condiciones de salida del intercambiador

Punto	T _o Fuente (°C)	T _o Carga (°C)
1	73,32	22,58
2	51,66	21,292
3	40,83	20,64

Tabla 15 resultados validación intercambiador TRNSYS

Punto	Heat (kW)	T _o Fuente(°C)	T _o Carga(°C)
1	54,34	74,89	22,34
2	31,05	51,37	21,34
3	19,4	39,60	20,84

Comparando la Tabla 14 y la Tabla 15 se puede dar como válido el componente utilizado para modelar el intercambiador en TRNSYS, ya que los valores de las temperaturas de la simulación y los obtenidos de los datos aportados por el fabricante son similares.

6 Modelado de la instalación

Utilizando los componentes definidos en el apartado 5.2. se ha procedido a realizar el modelo de la instalación, con el objeto de predecir su comportamiento, así como estudiar posibles variaciones en los componentes seleccionados, bien reemplazando los componentes seleccionados o variando sus condiciones de funcionamiento.

En la Ilustración 18 se muestra el sistema de evaporación completo, con todos los componentes de control y funcionamiento necesarios.

Se ha trabajado sobre este esquema realizando diversas simulaciones destinadas a estudiar el comportamiento del sistema ante la variación de determinados parámetros.

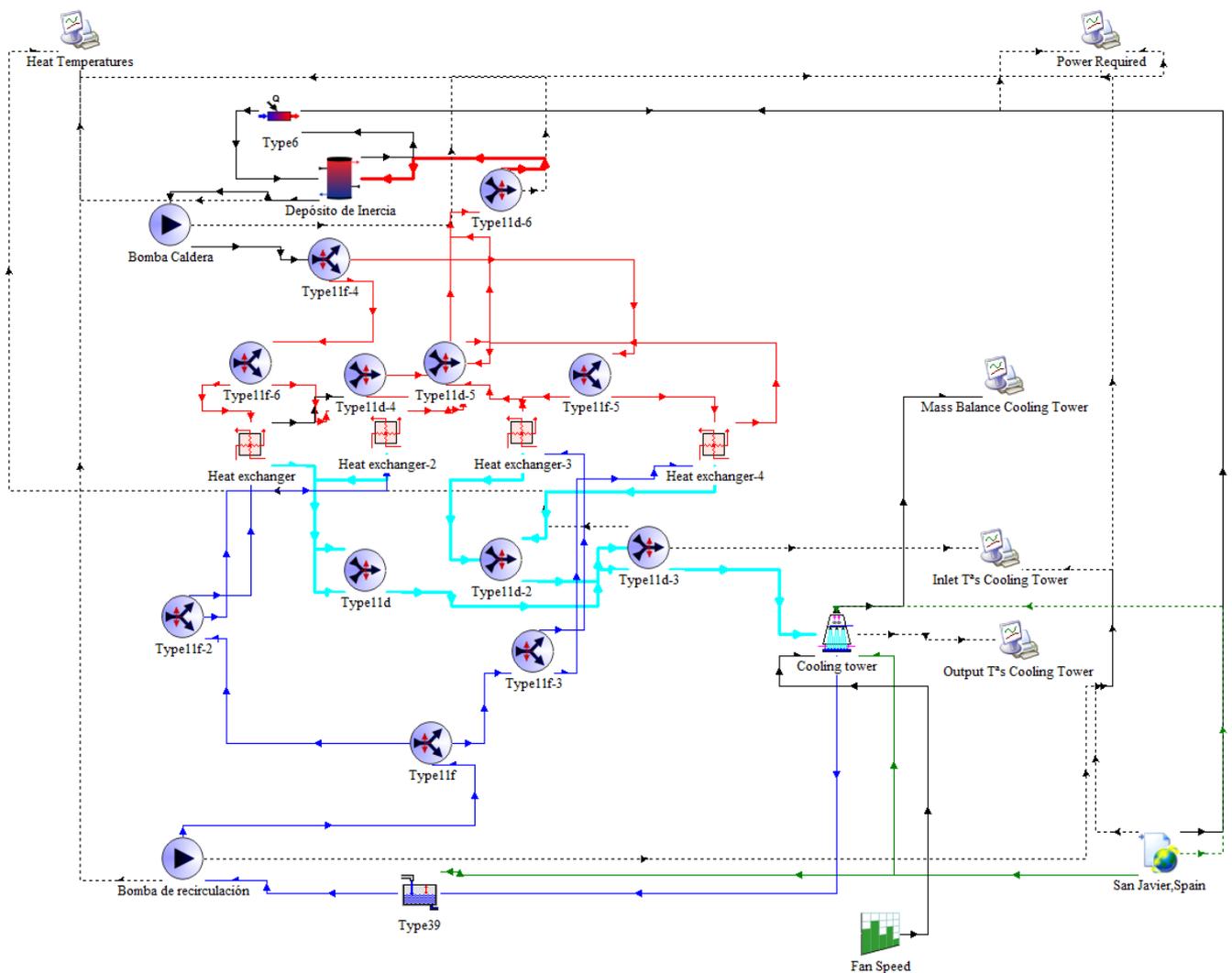


Ilustración 18 Modelado completo del Sistema

6.1 Funcionamiento del sistema

El sistema se ha modelado para reflejar de una forma lo más precisa posible el comportamiento de la instalación que se encuentra en la finca Tomás Ferro.

El objetivo del sistema mostrado en la Ilustración 15 es el tratamiento de aguas salobres extraídas de pozo. Estas aguas reciben un tratamiento de doble ósmosis inversa, el sistema modelizado está destinado a tratar el caudal de rechazo proveniente de la doble ósmosis.

El caudal de rechazo de la doble ósmosis inversa se bombea hasta un depósito que en el caso de la modelización se ha llamado depósito de salmuera.

Esta salmuera se bombea desde este depósito hasta la torre de refrigeración, pasando previamente por una serie de intercambiadores de calor, con el objetivo de que el agua eleve su temperatura para conseguir el máximo caudal de salmuera evaporado.

El flujo de salmuera eleva su temperatura en los intercambiadores de calor gracias al caudal de agua procedente del depósito de inercia, donde se almacena el agua proveniente de la caldera de biomasa.

Este caudal de agua caliente una vez pasa por los intercambiadores vuelve al depósito de inercia, para realizar de nuevo el ciclo.

Una vez el caudal de salmuera entra en la torre, parte de este caudal se evapora, evacuándose junto con el caudal de aire entrante, por la parte superior de la torre, donde se encuentra el ventilador axial.

El resto del caudal de salmuera no evaporada se conduce nuevamente al depósito de salmuera, donde se aporta un caudal fresco, proporcional al caudal evaporado, de manera que el depósito mantiene constante la cantidad de salmuera contenida en él.

Las simulaciones del sistema se realizarán para un periodo completo de 1 año, registrando un dato cada hora, obteniendo un total de 8760 puntos.

Las condiciones ambientales son parámetros que poseen gran influencia en el funcionamiento del sistema. Estas condiciones se obtienen para cada uno de los puntos de funcionamiento gracias al componente San Javier, Spain, que simula las condiciones meteorológicas a lo largo de un año en las distintas localizaciones,

Los componentes que aparecen en el sistema como Type 11 dividen o unen los flujos para que el caudal se reparta proporcionalmente en todos los intercambiadores.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

6.1.1 Torre de refrigeración

Este es el componente central de la simulación, en él se inyecta aire húmedo a temperatura ambiente. Los datos de temperaturas, tanto la de bulbo húmedo (t_{wbi}) como la de bulbo seco (t_{dbi}) provienen del componente San Javier, Murcia, donde se encuentran los datos meteorológicos para todo un año de la estación de esa localidad. De este componente además de utilizar las variables de temperatura de bulbo húmedo, bulbo seco y humedad del aire ambiente necesitaremos la temperatura del agua de la red (t_{net}).

La temperatura del caudal de agua entrante en la torre de refrigeración será la temperatura a la que se ha conseguido elevar el agua con salmuera mediante los cuatro intercambiadores de calor.

Por otro lado, el modelo de la torre al tener ya incluido en su modelo el sumidero, también contempla que existirá un caudal de agua procedente en nuestro caso de una balsa, que será igual al caudal de agua evaporada, reponiendo así esta. Por lo que se cumplirá que:

$$\dot{m}_{trabajo} = \dot{m}_{no\ evp} + \dot{m}_{evp} \quad (6-6-1)$$

La temperatura a la que se inyecta esta agua procedente de la balsa será la temperatura de la red, tomada de la estación meteorológica, que es calculada mediante la siguiente fórmula:

$$T_{net} = (T_{amb} + offset) + ratio \cdot \left(\frac{T_{amb,max}}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (día - 15 - lag) - 90\right) \quad (6-2)$$

Donde el offset está definido como 3°C y el ratio está definido por la siguiente ecuación:

$$ratio = 0.22 + 0.0056 \cdot (T_{amb} - 6.67) \quad (6-3)$$

Y donde el lag está definido por:

$$lag = 1.67 - 0.56(T_{amb} - 6.67) \quad (6-4)$$

Las variables offset, ratio y lag fueron obtenidos ajustando los datos obtenidos por Abrams y Shedd [11].

Se trata de una fórmula experimental que tiene en cuenta las condiciones ambientales de cada instante en función de la temperatura ambiente y del día.

Los parámetros necesarios para modelizar la torre son el número de celdas de la torre (N), definido por el usuario, el caudal máximo de aire entrante en la torre (Q_{max}), definido por el usuario, el caudal nominal de aire entrante en la torre (m_{air}), en este caso el caudal se puede regular mediante el componente (Fan speed), aunque optaremos por realizar todas las simulaciones a un velocidad constante definida por el usuario, la potencia máxima del ventilador axial situado en la parte superior de la torre, las dimensiones del sumidero, es decir el volumen del depósito (V_{sump}), definido por el usuario y la temperatura inicial a la que se encuentra el agua en el sumidero (T_{isump}).

Las entradas serán comunes para todas las simulaciones en el instante inicial. Estas entradas son las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco (T_{wbi}, T_{dbi}), cuyos datos a lo largo de la simulación se tomarán del componente (San Javier, Murcia).

El caudal de agua entrante en la torre (Q_i) y la temperatura de agua entrante en la torre (T_{wi}), tomarán los valores de las condiciones del flujo de salmuera tras su paso por la batería de condensadores.

Además, otro parámetro importante es (T_{sump}), la temperatura a la que entra al sumidero el agua de reposición del caudal evaporado, se trata del caudal de agua que se añade al sumidero, este caudal tendrá el mismo caudal que el caudal evaporado, y su temperatura (T_{sump}) que la tomaremos del parámetro (T_{red}) del componente de condiciones ambientales (San Javier, Murcia).

Los valores que toman tanto los parámetros como las entradas al que se introducen en la torre son los siguientes:

Tabla 16 Parámetros Type 51a (torre de refrigeración)

Parámetro	Valor
Número de celdas de la torre	1
Maximun cell Flow rate	20m ³ /hr
Nominal Cell Flow rate	9.3m ³ /hr
Fan power at maximun Flow	5.5kW
Sump Volume	1m ³
Initial sump temperature	15°C

Tabla 17 entradas Type 51a (torre de refrigeración)

Entradas	Valor
Temperatura de agua entrante	33,64
Caudal de agua entrante	50 m ³ /hr
Temperatura de bulbo seco	28°C
Temperatura de bulbo húmedo	21°C
Temperatura del caudal de agua de sumidero	20°C
Velocidad relativa del ventilador por celda	1

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

6.1.2 Depósito de salmuera

Este componente está incluido en el modelo de la torre. Se trata de un depósito donde el caudal de agua es el caudal no evaporado procedente de la torre de refrigeración más el caudal de agua de reposición procedente del rechazo de la doble ósmosis inversa.

Físicamente este depósito y el sumidero incluido en el modelo de la torre es el mismo elemento, pero debido a que en la instalación se encuentra instalado fuera de la misma, para la simulación se ha mantenido esta consideración.

Las condiciones de entrada este componente son el caudal y temperatura del sumidero (Q_{sump} y T_{sump}), tomadas del componente (Torre de refrigeración)

6.1.3 Bomba de recirculación

Este componente bombea el agua desde el componente (depósito de salmuera) hasta los intercambiadores de calor (Heat exchanger).

El caudal de agua entrante (m_{sump}) y la temperatura del fluido al circular por la bomba (T_{sump}), se toman del componente (Torre de refrigeración), y son las condiciones a las que se encuentra el sumidero.

Tabla 18 Parámetros Bomba trasiego Type 114

Parámetro	Valor
Flujo de agua durante la operación	56 m ³ /hr
Potencia consumida durante la operación	3,64 kW
Calor	4,19 kJ/kg
Pérdidas de calor en el motor	0

Tabla 19 Entradas Bomba trasiego Type 114

Entradas	Valor
Temperatura fluido entrante	20
Caudal de agua entrante	56 m ³ /hr
Eficiencia global de la bomba	0,6
Eficiencia del motor	0,9

En este caso el flujo de agua durante la operación es uno de los parámetros sobre los que se realizará un estudio paramétrico dada su importancia en la eficiencia de la instalación

Los caudales están fijados por el usuario, mientras que la temperatura la toma de la temperatura del agua a la que se encuentra el depósito de salmuera.

6.1.4 Intercambiadores de calor

Se trata de cuatro intercambiadores de carcasa y tubo de titanio donde se produce el intercambio de calor entre el caudal de agua con salmuera procedente del depósito de salmuera y el caudal de agua procedente del depósito de inercia.

Distinguimos en los intercambiadores de calor el caudal entrante de agua con salmuera procedente del depósito de salmuera, este caudal una vez eleva su temperatura mediante los intercambiadores de calor, es el caudal de agua que se inyecta en la torre.

Y el caudal de agua caliente procedente del depósito de inercia que, al perder calor en favor del caudal del agua con salmuera, vuelve al propio de inercia.

Para conseguir modelar estos elementos ha sido necesario un estudio de los puntos de funcionamiento y el cálculo del factor UA (coeficiente de transferencia global de calor por área de intercambio), que es una de las entradas del componente.

Estos intercambiadores tienen los siguientes parámetros y entradas mostrados en la Tabla 20 y en la Tabla 21.

Tabla 20 Parámetros Intercambiador de calor

Parámetros	Valor
Modo de flujo cruzado	3
C_p fluido de la fuente(kJ/kgK)	4,19
C_p fluido de la carga(kJ/kgK)	4,19

Tabla 21 Entradas Intercambiadores de calor

Entrada	Valor
Temperatura de la fuente (°C)	90
Caudal fluido fuente(kg/hr)	3000
Temperatura fluido carga (°C)	20
Caudal fluido carga(kg/hr)	20000
Coficiente global de intercambio (W/K)	891.5

El coeficiente global de intercambio es el inicial, calculado para el punto de funcionamiento en el instante ($t=0$), siendo este punto uno de los puntos aportados por el suministrador en la ficha técnica. El procedimiento de cálculo del factor UA así como la ficha técnica del intercambiador y los puntos de funcionamiento aportados por este se encuentran en el punto 4.2.

El componente elegido para modelar los intercambiadores supone el rendimiento del intercambiador constante es decir, $UA=cte$ debido a que para conocer el valor de UA es necesario conocer las condiciones de salida de las dos corrientes del intercambiador, y estas cambian a lo largo de la simulación, se ha establecido un UA que será constante para toda la simulación a unas determinadas condiciones de funcionamiento, ya que las

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

temperaturas a las que trabajarán los intercambiadores serán relativamente constantes, podemos considerar esa aproximación.

6.1.5 Depósito de inercia

El depósito de inercia recibe el agua caliente de la caldera de biomasa, transmitiendo este caudal a los intercambiadores por medio de la bomba de la caldera, así mismo recibirá un caudal de agua con menor temperatura procedente de la salida de los intercambiadores de calor. Este caudal elevará de nuevo su temperatura gracias a la caldera de biomasa. Los parámetros fijados para este elemento son los siguientes:

Tabla 22 Parámetros depósito de inercia

Parámetro	Valor
Volumen del depósito (L)	1500
Cp (kJ/kgK)	4,190
Densidad (kg/m ³)	1000
Coefficiente de pérdidas (kJ/hr m ² K)	3
Temperatura depósito (°C)	90

Estos parámetros se van a mantener constantes para todas las simulaciones ya que este elemento no se va a modificar.

Tabla 23 Entradas depósito de inercia

Entrada	Valor
Temperatura flujo caliente (°C)	45
Caudal flujo caliente (kg/hr)	12140
Temperatura flujo frío (°C)	20
Caudal flujo frío (kg/hr)	12140
Temperatura ambiente (°C)	22

Estas entradas serán las que el componente tome en el instante inicial (t=0).

Para los siguientes instantes de tiempo, irán variando en función de las condiciones de operación del sistema.

Las condiciones del lado caliente serán las del caudal de agua que sale de la caldera, y las condiciones del lado frío serán las condiciones del caudal de agua caliente que sale del intercambiador de calor.

6.1.6 Caldera de biomasa

Se trata de una caldera de biomasa de 120 kW alimentada mediante cáscara de almendra que eleva la temperatura del agua procedente del depósito de inercia.

Los datos de rendimiento y potencia de la caldera son algunas de los posibles parámetros a variar para evaluar otras condiciones de funcionamiento a las propuestas por el suministrador.

Para el componente que modeliza este elemento los parámetros a fijar son los mostrados en la Tabla 24.

Tabla 24 Parámetros de la caldera

Parámetro	Valor
Máxima potencia (kW)	120
Calor específico del fluido	4,19
Coeficiente de pérdidas(kJ/hrK)	0
Eficiencia de la caldera	1

Debido a que no se tienen datos ni del rendimiento de la caldera ni de las pérdidas que se producen durante la operación, se va a trabajar con un modelo de caldera ideal.

Tabla 25 Entradas de la caldera

Entradas	Valor
Temperatura de entrada del fluido (°C)	20
Caudal másico (kg/hr)	12140
Función de control	1
Temperatura objetivo (°C)	90
Temperatura de los alrededores (°C)	20

La temperatura y el caudal de entrada del fluido irá variando a lo largo de la simulación, ya que las condiciones de entrada del agua en la caldera son a las que se encuentre el depósito en cada instante.

La temperatura de los alrededores vendrá fijada por la temperatura ambiente.

La función de control 1 indica que la caldera está encendida, esta función cambiará su valor de 1 a 0 en el caso de que se alcance en el depósito la temperatura objetivo, cuando la función de control adquiera el valor 0 la caldera se apagará.

6.1.7 Bomba caldera

La bomba de la caldera bombea el agua caliente procedente del depósito de inercia a los intercambiadores. Por lo tanto, el caudal de funcionamiento de esta bomba es otro de los posibles parámetros a variar, para comprobar cuál sería el caudal de agua caliente óptimo para obtener las condiciones deseadas en la caldera.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Tabla 26 Parámetros Bomba de la caldera Type 114

Parámetro	Valor
Flujo de agua durante la operación	12,14 m ³ /hr
Potencia consumida durante la operación	3,64 kW
Calor específico del fluido(agua)	4,19 kJ/kg
Pérdidas de calor en el motor	0

Tabla 27 Entradas Bomba de la caldera Type 114

Entradas	Valor
Temperatura fluido entrante	90
Caudal de agua entrante	12,14 m ³ /hr
Eficiencia global de la bomba	0,6
Eficiencia del motor	0,9

6.2 Modelado sistema en condiciones nominales

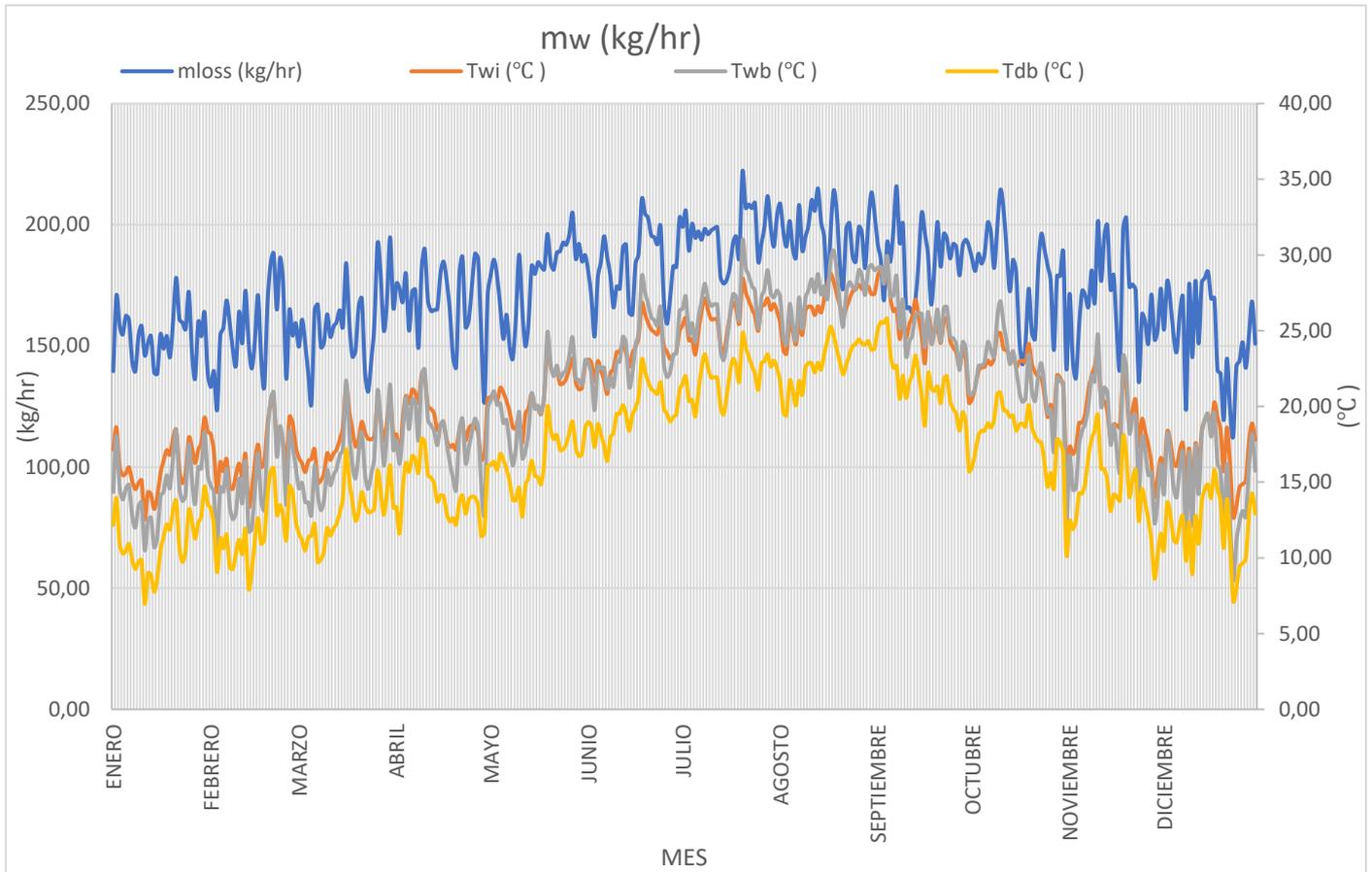
Como se explicó en el punto 5 los parámetros son campos propios de cada uno de los equipos mientras que las inputs o entradas son valores que dependen del punto de funcionamiento.

En este caso, trabajando con condiciones nominales, las únicas entradas a variar serán las que dependen del ambiente, es decir, las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco del aire entrante en la torre y el caudal de agua que entra en el sumidero de la torre para reponer el caudal de agua evaporado.

Las condiciones impuestas en la simulación son las condiciones de funcionamiento de la instalación actualmente, con la misma configuración y los mismos equipos.

Si observamos la Gráfica 13 vemos como el comportamiento de la instalación no guarda similitud con los puntos estudiados en el punto 5.4. A pesar de trabajar ambas simulaciones con el mismo caudal de funcionamiento y las mismas condiciones ambientales, donde m_{loss} se refiere al caudal de agua evaporado, T_{wi} a la temperatura a la que el caudal de salmuera entró en la torre, T_{db} y T_{wb} a las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire respectivamente.

Tal y como se observa en la Gráfica 13 los meses donde la temperatura ambiente es más elevada, el caudal de agua evaporada aumenta, disminuyendo los meses más fríos del año. Esto es muy diferente de lo mostrado en el punto 5.4 ya que la instalación se ve limitada por la potencia de la caldera y el bajo rendimiento de los intercambiadores de calor, por lo que las condiciones ambientales tienen una gran influencia en el rendimiento de la instalación, influyendo en la temperatura del agua con salmuera, que aunque sufre un aumento de su valor su paso por los intercambiadores de calor, la temperatura del caudal entrante en la torre varía en función de las temperaturas exteriores.



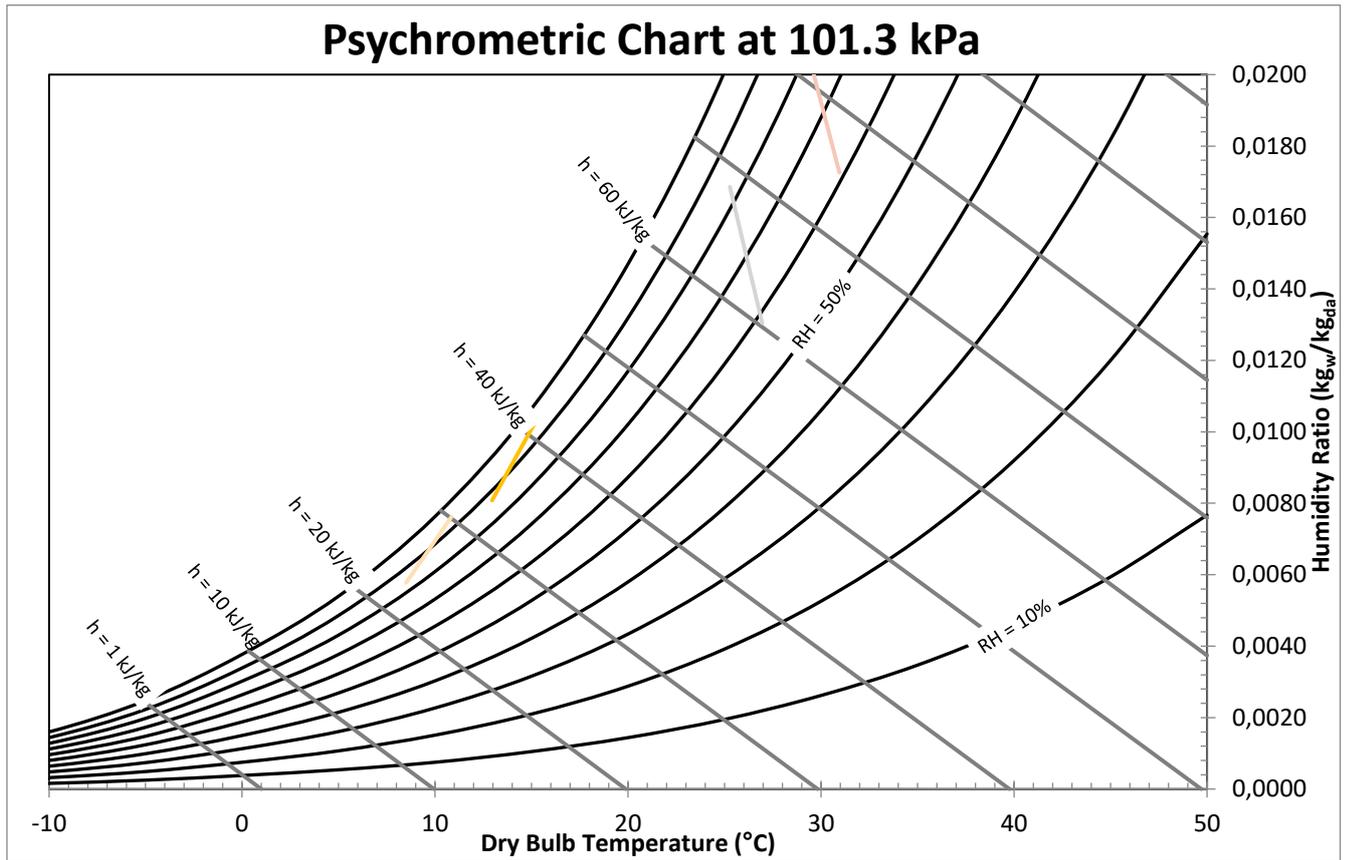
Gráfica 13 Caudal de agua evaporado en función de las condiciones de entrada a la torre

Los valores de caudal de salmuera evaporado son muy inferiores a los obtenidos en el punto 5.4 . Esto es debido a que a que la temperatura del caudal de salmuera entrante en la torre es inferior al establecido por el fabricante como el punto óptimo, situado por el fabricante en los 33,64 °C.

Se observan en la gráfica determinados puntos donde se producen picos máximos y mínimos de evaporación. Estos puntos se analizan a continuación mediante su representación en un diagrama psicrométrico donde se observan los cambios en las propiedades termodinámicas de la corriente del aire.

El gráfico refleja que los meses en los que aumenta la temperatura ambiente aumenta también el caudal de agua evaporado, por lo que se podría decir a que la energía necesaria para evaporar 1 kg de agua con salmuera disminuirá a medida que se aumente la temperatura del caudal de agua de entrada a la torre de refrigeración.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.



Gráfica 14 Diagrama psicrométrico picos de funcionamiento

En el diagrama psicrométrico se han representado los puntos de la Gráfica 13 donde se han observado disminuciones o aumentos considerables de caudal.

Los puntos representados en la Gráfica 14 se corresponden con los mostrados en la Tabla 28:

Tabla 28 Puntos diagrama Psicrométrico

Punto	m_{loss} kg/hr	Q_{ter} kW	T_{wbi} °C	T_{dbi} °C	T_{wi}	kWh/kg
1	126,69	120	11,70	12,95	16,91	0,947
2	221,87	120	24,81	30,95	28,50	0,540
3	214,40	120	20,91	26,95	25,01	0,559
4	112,61	120	7,19	8,50	17,81	1,065

Los puntos 1 y 2 se corresponden con días de los meses de Enero y Mayo, mientras que los puntos 2 y 3 se corresponden con días del mes de Agosto, donde tal y como se ha comentado se produce un aumento del caudal evaporado.

Tal y como se refleja en la Tabla 28 el pico máximo de caudal evaporado es de 221,87, y observando los valores promediados por mes incluidos en la Tabla 29 la media anual de caudal evaporado se encuentra en 147,77 kg/hr.

La diferencia entre los puntos con mayores caudales evaporados son puntos donde tanto la temperatura de entrada del agua como la humedad del aire son mayores que el resto de los puntos.

En los picos de caudal evaporado el coste energético derivado de evaporar 1 kg de salmiera se reduce a la mitad.

Tabla 29 Media de caudales evaporados mensual

Mes	m_{ev} (kg/hr)
Enero	127,33
Febrero	130,48
Marzo	134,22
Abril	142,17
Mayo	153,30
Junio	159,96
Julio	171,76
Agosto	171,98
Septiembre	160,64
Octubre	152,94
Noviembre	138,48
Diciembre	129,96
Media Anual	147,77

Esta media de caudal evaporado de 147,77 kg/hr, dista de los valores obtenidos en el punto 5.4 que oscilan entre los 500 y los 1500 kg/hr cuando el agua con salmuera entra a la torre con un rango de temperaturas entre los 15 y los 45 °C.

Multiplicando la media anual por las horas que tiene un año, sin tener en cuenta los años bisiestos, por lo tanto, para comparar la diferencia en la cantidad de agua evaporada en los distintos puntos de funcionamiento haremos uso de la ecuación (6-10).

$$m_{evt} = \frac{m_{ev} \cdot 365 \cdot 24}{997} \quad (6-5)$$

La cantidad total de agua evaporada a lo largo de un año se representa en la Tabla 30:

Tabla 30 Volumen de agua evaporada a lo largo de un año

Caudal funcionamiento	de	56 m ³ /hr
m ³ evaporados		1298,36

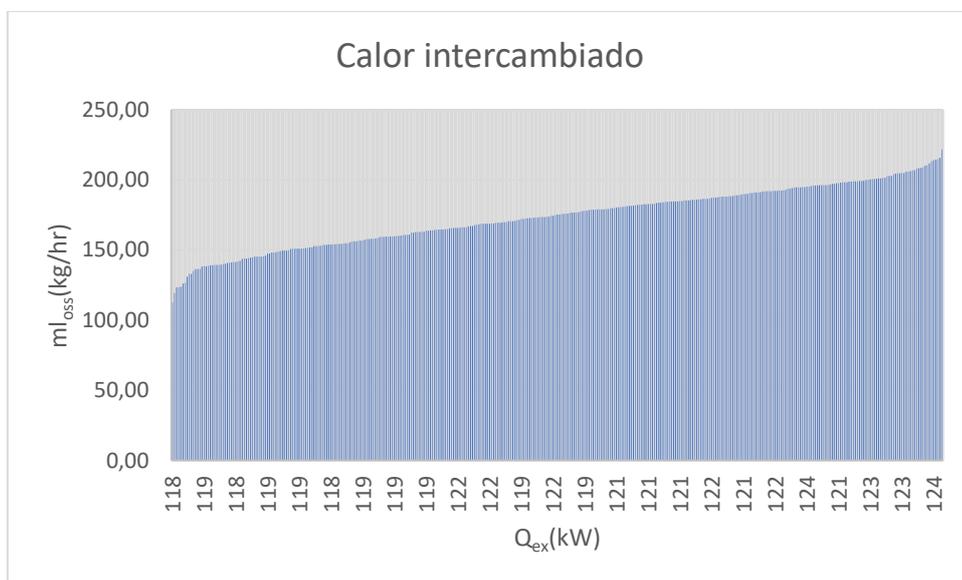
Estos volúmenes de salmuera evaporada se encuentran lejos de los puntos previstos estudiados en el punto 5.4 debido a que el conjunto de la caldera de biomasa y los intercambiadores de calor no es capaz de aportar la potencia térmica que requiere la instalación debido a la pérdida de energía del caudal de salmuera en la torre de refrigeración.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Esto se puede contrastar consultando la Gráfica 15, donde se puede ver como la potencia térmica aportada por la caldera se encuentra la mayor parte de la instalación limitada en la potencia máxima de la caldera.

La potencia que debe aportar la caldera es igual a la potencia térmica intercambiada en el interior de la torre entre el flujo de aire y el flujo de agua con salmuera. Por lo que al encontrarse limitada la instalación por la potencia de la caldera se limita también la energía intercambiada en el interior de la torre.

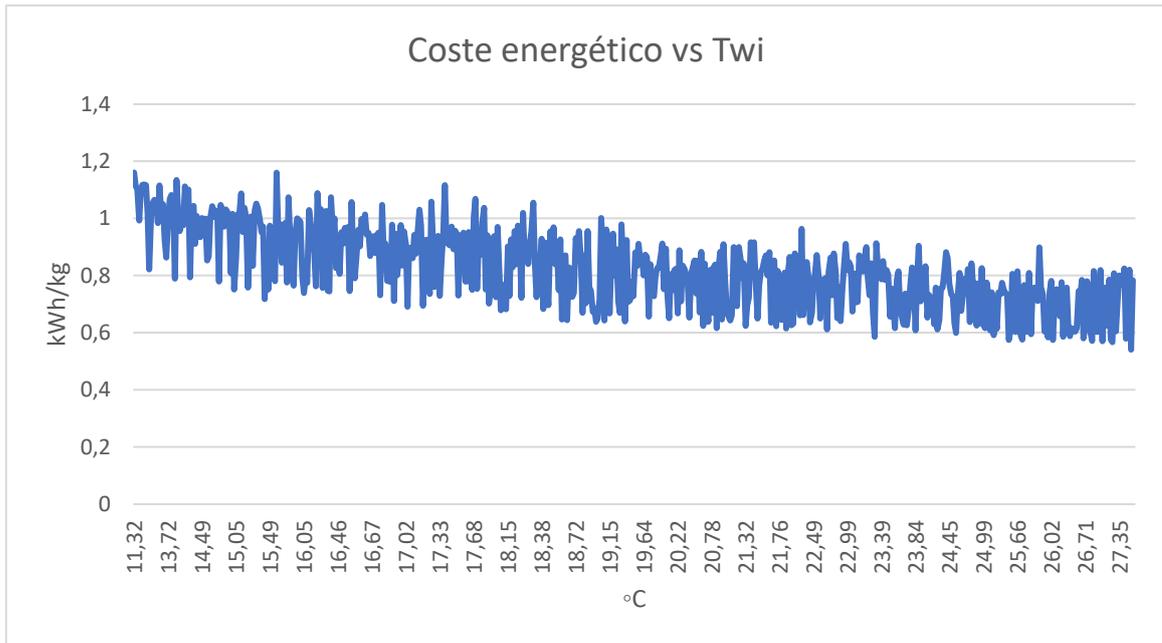
En la Gráfica 15 se muestra el caudal evaporado por la torre en función de la potencia intercambiada entre los caudales de aire y agua. Asimismo, se observa como esta potencia intercambiada en la torre se mantiene en valores estables alrededor 120kW ya que se encuentra limitada por la potencia máxima de la caldera.



Gráfica 15 Calor de la torre en función del caudal evaporado

Con los datos de la Tabla 31 se puede decir que el coste energético para evaporar 1 kg de agua con salmuera será menor en los meses de verano, los costes energéticos promediados por meses se pueden consultar en la tabla, donde se comprueba que durante los meses de Junio Julio y Agosto el coste energético disminuye respecto a los meses invernales.

Este coste también depende en gran medida no solo de las condiciones ambientales, sino también, de la temperatura a la que el agua con salmuera entra en la torre. Tal y como se muestra en la Gráfica 16 el valor de la temperatura del agua varía entre los 11 y los 27 °C variando el coste energético de evaporar 1kg de salmuera de 1,2kWh/kg a 0,54 kWh/kg, así pues, el coste energético decrece a medida que la temperatura del agua en la torre aumenta.



Gráfica 16 Variación del coste energético con la temperatura del agua entrante en la torre

Tabla 31 Coste energético térmico promedio mensual

Mes	Q/m _{ev} (kWh/kg)	Q _{ex} (kW)
Enero	0,97	120
Febrero	0,96	120
Marzo	0,93	120
Abril	0,87	120
Mayo	0,81	120
Junio	0,77	120
Julio	0,71	120
Agosto	0,71	120
Septiembre	0,77	120
Octubre	0,81	120
Noviembre	0,90	120
Diciembre	0,96	120
Media Anual	0,85	120

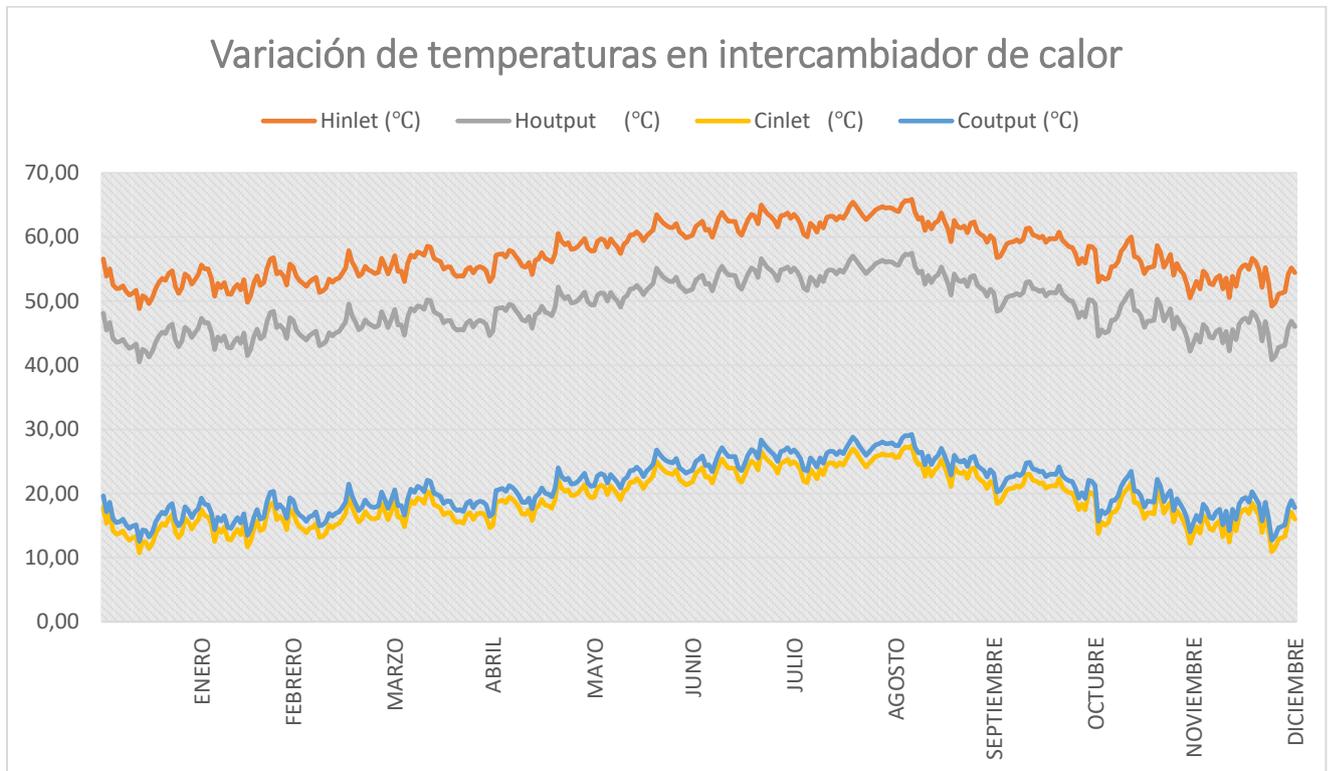
Los meses donde la temperatura ambiente es más alta el coste energético necesario para evaporar 1 kg de salmuera disminuye, tal y como se puede observar en la Tabla 31. La caldera se encuentra en todos los instantes aportando a la instalación su potencia máxima, 120 kW, por lo que la potencia de la caldera de biomasa será un factor que limita la eficiencia de la instalación.

Si observamos los datos de los que se disponen para todo un año, a consultar en la Gráfica 15. El caudal de salmuera entró a la torre de refrigeración con un rango de temperaturas que varía entre 6,45 y 29,67 (°C).

Estos valores de temperatura son debido a la limitación de la potencia de la caldera y la potencia de la batería de los intercambiadores de calor. La diferencia de

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

temperaturas entre la entrada y la salida del intercambiador para los caudales de la caldera de biomasa y de salmuera se muestran en la Gráfica 17.



Gráfica 17 Diferencia de temperaturas intercambiador de calor

Tal y como se observa en la gráfica anterior, aunque se ha fijado que la temperatura de la caldera de biomasa en 90°C, la temperatura a la que el flujo proveniente de la caldera llega al intercambiador de calor es menor de 70°C. El hecho de que el conjunto de la caldera y los intercambiadores de calor no dispone de suficiente potencia suficiente se refleja en la variabilidad de las temperaturas de funcionamiento en los intercambiadores de calor, ligada a las situaciones climatológicas de cada momento.

Estos resultados son los obtenidos de simular la instalación con la configuración y con las condiciones de funcionamiento con las que está operando actualmente, donde tal y como hemos comentado tanto la potencia de caldera como la potencia del intercambiador de calor son limitadas, por lo que no se obtienen unas condiciones óptimas para obtener el máximo rendimiento de la instalación.

El incremento de temperatura del caudal de salmuera no es suficiente como para conseguir las condiciones deseadas. Tal y como se observa en la gráfica anterior la variación de temperatura entre la entrada y la salida es baja, por lo que la potencia del intercambiador es insuficiente.

Observamos que la caldera no sería capaz de suministrar la suficiente energía como para mantener la temperatura del agua contenida en el depósito de inercia a 90 °C.

Por lo tanto, se realizarán simulaciones adicionales para comprobar el caudal óptimo de trabajo para la caldera, así mismo se valorará la posibilidad del cambio de la caldera por otra con una potencia más elevada.

Los resultados en esta simulación, con las condiciones de funcionamiento de cada componente fijadas en el punto 6.1 muestran que el incremento de temperatura del flujo de agua con salmuera en la batería de intercambiadores de calor es insuficiente, por lo tanto, también se estudiará la posibilidad de trabajar con un caudal menor de agua con salmuera.

6.3 Simulación a distintos puntos de funcionamiento.

En este apartado se realizará un estudio paramétrico de la influencia del caudal de agua con salmuera en el funcionamiento de la torre, manteniendo el caudal de agua caliente que alimenta los intercambiadores, disminuyendo el caudal de agua con salmuera.

La bomba de recirculación según su ficha técnicas es capaz de trabajar con caudales que tengan valores entre 20 y 84 m³/hr. El caudal fijado en condiciones nominales son 56 m³/hr y se han realizado simulaciones además para 70, 50, 45, 40,35 y 30 m³/hr para comprobar la influencia que tiene este parámetro sobre la instalación, así como comprobar si el caudal de diseño dado para la instalación es el más adecuado.

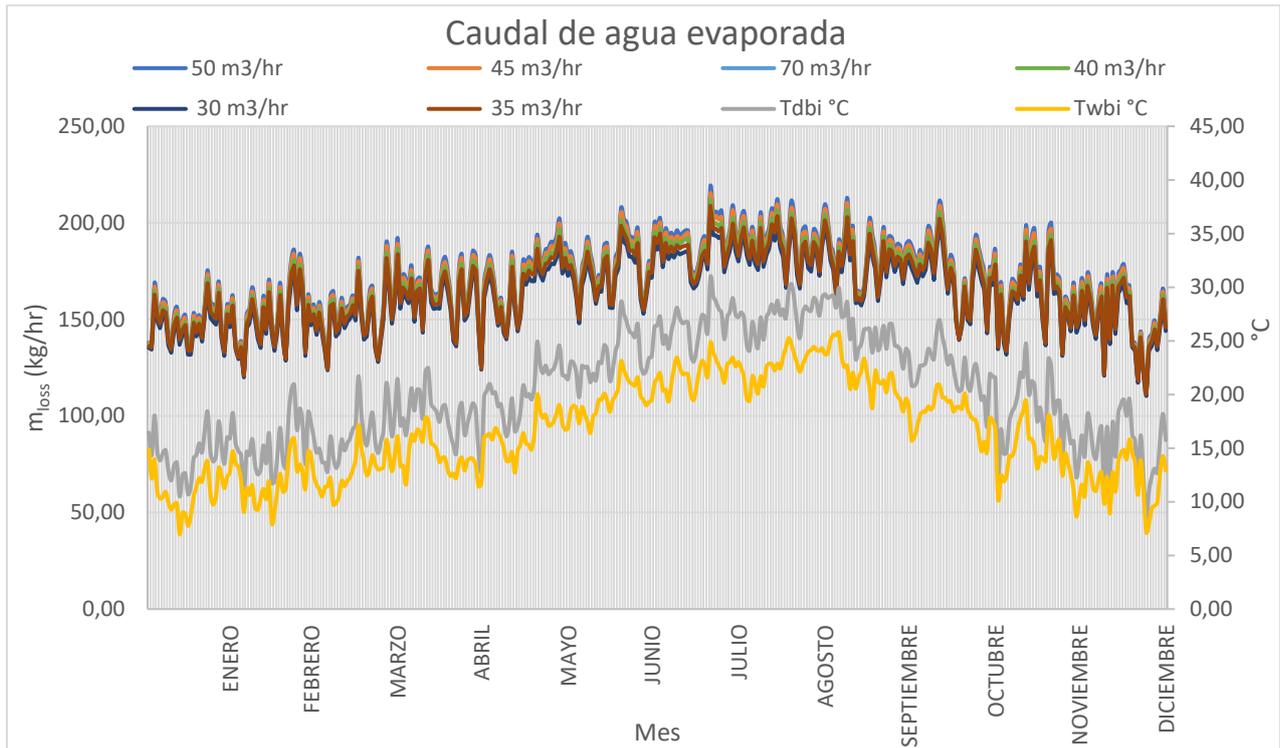
En la Gráfica 18 se muestra el caudal evaporado a lo largo de un año para la instalación modelada, tomando los distintos caudales de funcionamiento indicados anteriormente junto con la evolución de la temperatura del aire ambiente a lo largo del año.

Los valores de caudal evaporado para los distintos puntos de funcionamiento son valores muy próximos entre sí por lo que el caudal de salmuera no es un parámetro que tenga gran influencia en el funcionamiento de la instalación dadas las limitaciones actuales de la misma.

La caldera y los intercambiadores de calor no son capaces de aportar la energía requerida por la instalación aun disminuyendo el caudal de salmuera de los 56 m³/hr (Caudal actual de trabajo de la instalación) a 30 m³/hr.

Para obtener puntos de funcionamiento aceptables se deberán de estudiar otras opciones, que conlleven la sustitución de algunos de los equipos que componen la instalación dada la baja influencia del caudal de salmuera en el rendimiento final de la instalación.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.



Gráfica 18 Caudal de agua evaporada a distintas condiciones de funcionamiento

El punto donde menos caudal se evapora se encuentra en el mes de Abril y el punto donde más caudal se evapora se encuentra en el mes de Junio.

En la Tabla 32 se observa como el descenso del caudal evaporado debido a la variación del caudal de funcionamiento no es significativa, por lo que este parámetro no es determinante para determinar la influencia de parámetros en la cantidad de caudal evaporado.

Tabla 32 Caudal evaporado por meses para distintos puntos de funcionamiento

Mes	70 m³/hr	50 m³/hr	45 m³/hr	40 m³/hr	35 m³/hr	30 m³/hr
Enero	128,76	126,61	125,97	125,29	124,55	123,74
Febrero	132,02	129,72	129,02	128,26	127,46	126,59
Marzo	135,83	133,41	132,69	131,87	131,02	130,07
Abril	144,14	141,18	140,28	139,31	138,22	137,02
Mayo	155,66	152,12	151,05	149,85	148,52	147,01
Junio	162,36	158,77	157,62	156,41	155,06	153,51
Julio	174,63	170,29	168,95	167,42	165,78	163,89
Agosto	174,78	170,54	169,25	167,77	166,16	164,34
Septiembre	162,85	159,52	158,47	157,35	156,07	154,65
Octubre	155,05	151,86	150,87	149,83	148,63	147,30
Noviembre	140,20	137,65	136,88	136,04	135,12	134,12
Diciembre	131,46	129,22	128,56	127,83	127,03	126,18
Media Anual (kg/hr)	149,81	146,74	145,80	144,77	143,64	142,37

El caudal de funcionamiento no es un parámetro determinante pero observando la Gráfica 18, observamos como los meses donde la temperatura ambiente es más alta el

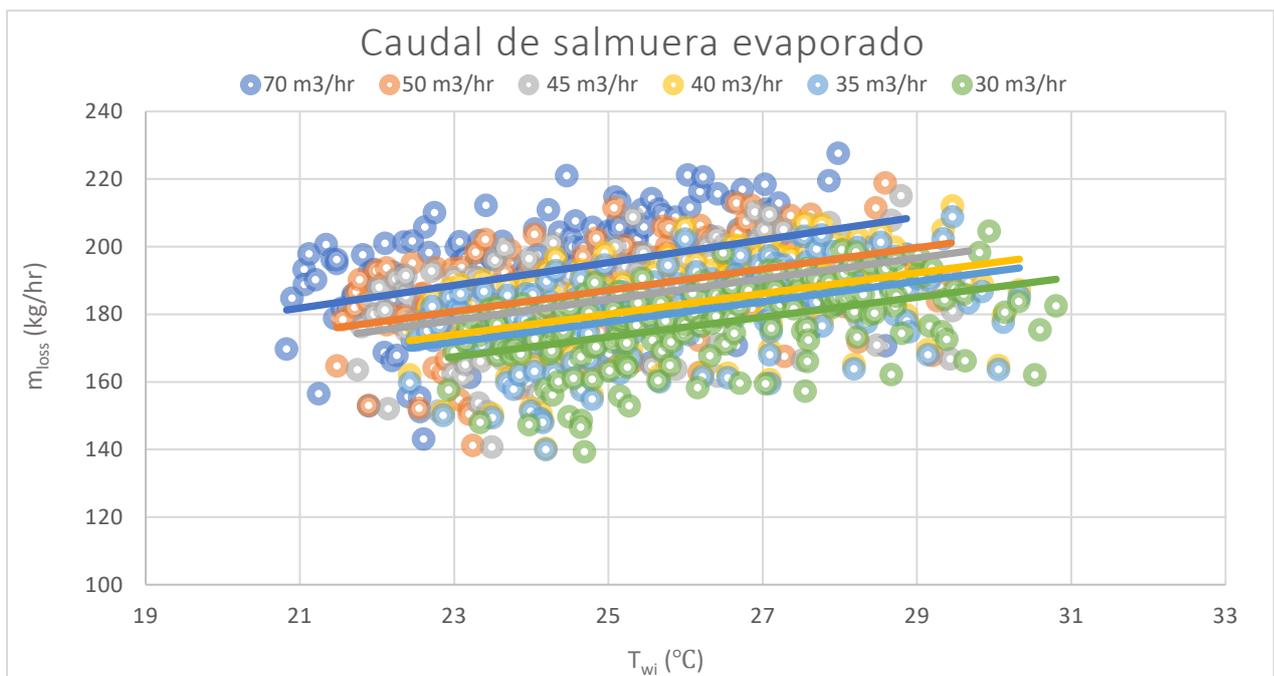
caudal evaporado si varía significativamente, se observan puntos en esto meses como el caudal de agua evaporada puede llegar a los 215 m³/hr y por el contrario los meses con la temperatura más bajas, este valor se reduce hasta menos de 111,33 m³/hr.

Por ello la temperatura ambiente si será un parámetro para tener en cuenta debido a su gran influencia en la eficiencia de la instalación, ya que el caudal evaporado disminuye a la mitad en función de su valor.

Los valores de caudal evaporado varían en función del caudal de funcionamiento de la instalación, pero esta variación en el caudal de trabajo no tiene una gran influencia en el caudal evaporado por la instalación.

En la Gráfica 19 se observa como la variación de la temperatura del caudal de agua entrante en la torre influye en el caudal evaporado por la torre de refrigeración. Se muestran los datos obtenidos para los distintos caudales de funcionamiento.

Se han tomado los valores de caudal evaporado donde la temperatura del caudal de agua entrante en la torre se situaba por encima de los 20°C, ya que a partir de esta temperatura se obtienen unos valores aceptables de caudal evaporado



Gráfica 19 variación del caudal evaporado frente a la temperatura de entrada del agua

La gráfica muestra una tendencia positiva en el caudal evaporado al aumenta la temperatura del caudal de agua entrante en la torre. Aunque, la relación no es tan estrecha como en el caso de la influencia de la temperatura ambiente.

La cantidad total de agua evaporada a lo largo de un año se representa en la Tabla 33 tras utilizar la ecuación (6-5).

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Tabla 33 Volumen de agua evaporada a lo largo de un año

Punto de funcionamiento	70 m ³ /hr	50 m ³ /hr	45 m ³ /hr	40 m ³ /hr	35 m ³ /hr	30 m ³ /hr
m ³ evaporados	1316,28	1289,31	1281,05	1271,39	1262,07	1250,91

Al trabajar con menor caudal, disminuye el caudal evaporado de agua, pero no lo hace de forma significativa.

Sin embargo, el ahorro de energía tal y como se puede observar en la Tabla 34, si es un ahorro significativo, estos kWh solo tienen en cuenta la energía térmica necesaria para elevar la temperatura del agua, no la energía eléctrica consumida por las bombas y demás componentes eléctricos y electrónicos presentes en la instalación.

Tabla 34 Energía térmica requerida por kg evaporado

Mes	70 m ³ /hr	50 m ³ /hr	45 m ³ /hr
	kWh/kg	kWh/kg	kWh/kg
Enero	0,97	0,98	0,98
Febrero	0,95	0,96	0,96
Marzo	0,92	0,93	0,93
Abril	0,86	0,88	0,88
Mayo	0,80	0,81	0,82
Junio	0,76	0,77	0,78
Julio	0,70	0,72	0,72
Agosto	0,70	0,72	0,72
Septiembre	0,76	0,77	0,77
Octubre	0,80	0,81	0,82
Noviembre	0,89	0,90	0,90
Diciembre	0,95	0,96	0,96
Media Anual	0,84	0,85	0,86

Tabla 35 Energía térmica requerida por kg evaporado (Continuación)

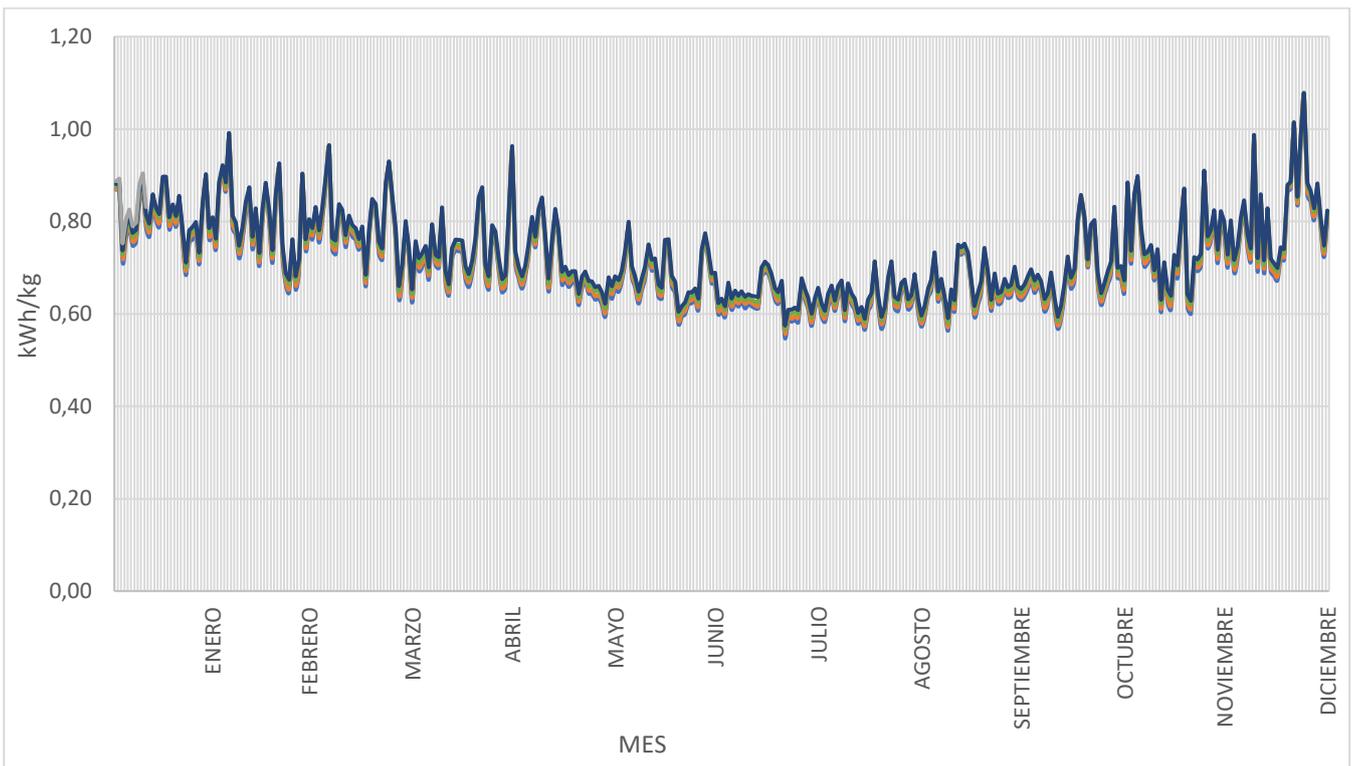
Mes	40 m ³ /hr	35 m ³ /hr	30 m ³ /hr
	kWh/kg	kWh/kg	kWh/kg
Enero	0,99	0,99	0,99
Febrero	0,97	0,97	0,98
Marzo	0,94	0,94	0,95
Abril	0,89	0,89	0,90
Mayo	0,82	0,83	0,83
Junio	0,78	0,79	0,80
Julio	0,73	0,74	0,74
Agosto	0,73	0,74	0,74
Septiembre	0,78	0,78	0,79
Octubre	0,82	0,83	0,83
Noviembre	0,91	0,91	0,92
Diciembre	0,97	0,97	0,98
Media Anual	0,86	0,87	0,87

Tal y como se observa en las tablas anteriores y en la Gráfica 20, el coste energético no experimenta una gran diferencia variando el caudal de funcionamiento de la instalación por lo que la variable de caudal de salmuera no será una variable determinante en el funcionamiento de la instalación.

Sin embargo, si existe una gran diferencia en cuanto a coste de energía se refiere en función de la época del año en la que opere la instalación, reduciéndose los costes energéticos a la mitad si funcionando la instalación los meses de verano con respecto a los meses de invierno.

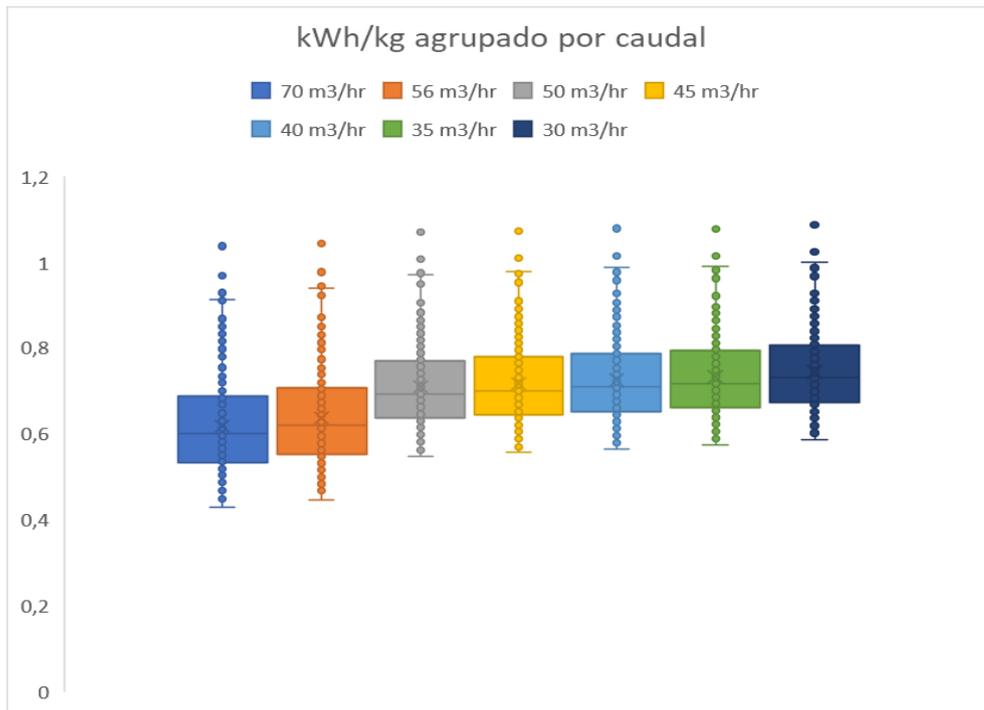
Asimismo, el coste energético es muy elevado debido a que con los caudales de funcionamiento de la caldera y de la instalación, los intercambiadores elegidos no poseen la capacidad suficiente para elevar la temperatura del agua hasta un valor óptimo, esta temperatura según el diseñador de la instalación debería de encontrarse por encima de los 30°C.

La Gráfica 20 muestra como en ciertos meses del año la instalación tiene un coste elevado, aunque el funcionamiento es bastante mayor en los meses donde las temperaturas son más altas, el trabajar con distintos valores de agua con salmuera no afecta al rendimiento de la instalación, al encontrarse está limitada por la temperatura de entrada del agua con salmuera en la torre.



Gráfica 20 evolución anual del coste energético

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.



Gráfica 21 kWh en función del caudal de funcionamiento

En la Gráfica 21 se puede observar un diagrama de cajas y bigotes donde se compara el coste energético requerido para la evaporación de 1 kg de salmuera para distintos caudales de funcionamiento, que toman valores desde los 30 a los 70 m³/hr. Se aprecia como el coste energético aumenta a medida que el caudal de funcionamiento de la instalación es menor. Para cada caudal de funcionamiento se han tenido en cuenta 365 muestras, correspondientes con las 14:00 de cada uno de los días de los que dispone un año natural. Este coste únicamente tiene en cuenta la energía requerida por la caldera, no tiene en cuenta los consumos de las bombas ni del ventilador de la torre.

El objeto de mejora en la instalación será el dimensionar y seleccionar un equipo capaz de elevar la temperatura del agua con salmuera a un valor óptimo independientemente de las condiciones ambientales, ya que tal y como hemos visto tras la simulación de la instalación con los valores con los que esta trabaja en la realidad y a pesar de cambiar el caudal de funcionamiento de la misma, su influencia no es significativa dado el bajo rendimiento de los intercambiadores de calor, que son la principal causa de los elevados costes energéticos y el escaso caudal de salmuera evaporado por la instalación.

El coste energético derivado de la evaporación de agua variará también en función de la temperatura a la que el agua entre en la torre.

6.4 Dimensionamiento del intercambiador de calor

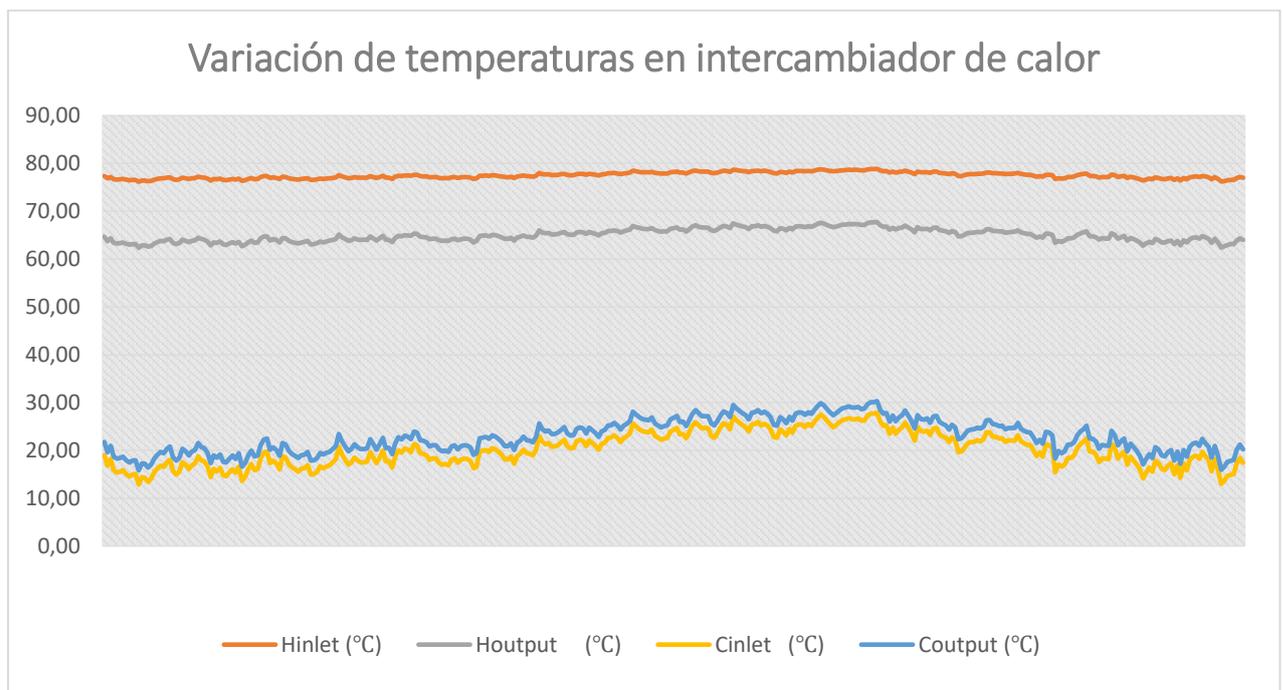
Como se ha podido observar en el punto 5.5 el intercambiador de calor con los caudales y las temperaturas de funcionamiento fijadas reflejadas por el fabricante en la ficha técnica del equipo trabaja con una eficiencia cuyo valor se aproxima al 20%.

En el caso de la simulación para las condiciones nominales, el intercambiador trabaja con unos caudales fijos de agua tanto en el foco caliente como en el foco frío, sin embargo, la temperatura va cambiando, ya que la caldera va a calentar el caudal de fluido caliente hasta los 90 °C fijados, y la temperatura del fluido frío dependerá de las variables de la simulación.

Se dimensionarán los intercambiadores de calor teniendo en cuenta que el caudal de funcionamiento actual de la instalación es de 56 m³/hr.

La variación de las temperaturas de trabajo de la batería de intercambiadores de calor a lo largo de un año se muestra en la Gráfica 22, donde H_{in} es la temperatura de entrada del flujo caliente al intercambiador, H_o es la salida del flujo de agua caliente del intercambiador, C_i la temperatura de entrada del caudal de salmuera al intercambiador de calor y C_o la temperatura del caudal de salmuera a la salida del intercambiador, es decir, la temperatura de entrada a la torre de refrigeración.

Se va a dimensionar el intercambiador trabajando con los valores del apartado 556.2 sin la limitación de potencia en la caldera. Tomando como referencia los valores medios de temperaturas de la Gráfica 22.



Gráfica 22 evolución de las temperaturas en los intercambiadores de calor

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Para conocer la potencia que debe tener el intercambiador de calor, debemos establecer una serie de valores.

El objetivo es inyectar el flujo de agua caliente en el intercambiador a 90 °C y que la temperatura de salida del flujo de agua de salmuera del intercambiador, es decir, la temperatura mínima a la que el agua debe entrar en la torre de refrigeración son 30 °C.

De los resultados de la simulación a con un caudal de 56 m³/hr sabemos las temperaturas medias anuales en el intercambiador.

Tabla 36 Temperaturas medias anuales en el intercambiador de calor

Temperatura (°C)	
H_{in}	77,12
H_{out}	64,49
C_{in}	19,02
C_{out}	21,76

Analizando los datos mostrados en la Gráfica 22 y en la Tabla 15 comprobamos que el elevado coste energético que hemos obtenido en los puntos anteriores es debido a que la capacidad del intercambiador limita la temperatura a la que el caudal de salmuera entra en la torre de refrigeración, y este parámetro según hemos analizado es un parámetro clave en la eficiencia de la instalación.

El intercambiador se encuentra trabajando con unos rendimientos bajos, por lo que se puede estimar que

Actualmente se encuentran instalados 4 intercambiadores de calor en paralelo, por lo que ambos caudales se dividen entrando ¼ de cada uno de ellos a cada uno de los intercambiadores. Por lo que el caudal de salmuera que entra a cada intercambiador a una temperatura media de 19,02°C, será de 14 m³/hr, asimismo el flujo de agua caliente que entrará al intercambiador a una temperatura media de 77,12°C será de 3m³/hr.

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot \Delta t_c = 14 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot 4,18 \cdot (30 - 19,02) = 178,49 \text{ kW}$$

Se ha fijado una temperatura de 30°C ya que tal y como se ha visto en el estudio de comportamiento de la torre en el punto 5.4. Cuando el agua entra a la torre a esta temperatura el caudal evaporado aumenta considerablemente.

El intercambiador seleccionado se encontrará fabricado con carcasa y tubos de titanio, ya que este material está indicado para intercambiadores para uso en instalaciones con agua salada y para trabajar con temperaturas por encima de 100°C.

Este intercambiador es el modelo TW 200 de la marca AIC.

Ya que las condiciones a las que trabajará el intercambiador variarán se ha seleccionado un intercambiador de calor con una potencia de 200 kW, cubrirá las necesidades energéticas estimadas la mayor parte del año.

Heat Exchanger Model	Geometrical dimensions										Heat Transfer Area			
	L		A		B		C		Ø D		F	G	m²	sq ft
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in				
B 45	265,7	10.5	106	4.2	111.5	4.4	77,1	3.0	80	3.1	1"	¾"	0,18	1.97
B 70	344,2	13.6	106	4.2	175	6.9	84,6	3.3	80	3.1	1½"	¾"	0,26	2.79
B 130	394,2	15.5	106	4.2	225	8.9	84,6	3.3	80	3.1	1½"	¾"	0,31	3.30
B 180	366	14.4	130	5.1	193	7.6	86,5	3.4	103,6	4.1	1½"	1"	0,47	4.91
B 250	496	19.5	130	5.1	323	12.7	86,5	3.4	103,6	4.1	1½"	1"	0,68	7.29
B 300	615	24.2	130	5.1	442	17.4	86,5	3.4	103,6	4.1	1½"	1"	0,87	9.38
B 500	1 068	42.0	131,2	5.2	884	34.8	92	3.6	103,6	4.1	2"	1"	1,61	17.32
B 1000	894	35.2	167	6.6	676	26.6	109	4.3	139,7	5.5	2"	2"	2,20	23.68
B6-280	400.0	15.7	94.5	3.7	240.0	9.4	80.0	3.1	80.0	3.1	1"	1½"	0.47	5.10
B6-390	373.0	14.7	117.6	4.6	193.0	7.6	90.0	3.5	103.6	4.1	1½"	2"	0.60	6.50
B6-700	622.0	24.5	117.6	4.6	442.0	17.4	90.0	3.5	103.6	4.1	1½"	2"	1.15	12.40
B6-1200	1075.0	42.3	117.6	4.6	895.0	35.2	90.0	3.5	103.6	4.1	1½"	2"	2.14	23.00
M 180	402,1	15.8	160	6.3	193	7.6	104,6	4.1	103,6	4.1	1½"	1"	0,44	4.70
M 300	651,1	25.6	160	6.3	442	17.4	104,6	4.1	103,6	4.1	1½"	1"	0,84	9.00
M 500	1 104,1	43.5	160	6.3	859	33.8	104,6	4.1	103,6	4.1	1½"	1"	1,56	16.80
TW 100	332,6	13.1	108,9	4.3	134,6	5.3	-	-	90,4	3.6	1½"	1½"	0,21	2.24
TW 200	530,6	20.9	108,9	4.3	332,6	13.1	-	-	90,4	3.6	1½"	1½"	0,38	4.15
TW 300	758,6	29.9	108,9	4.3	560,6	22.1	-	-	90,4	3.6	1½"	1½"	0,58	6.26
TW 400	910,6	35.9	108,9	4.3	712,6	28.1	-	-	90,4	3.6	1½"	1½"	0,72	7.71

Ilustración 19 Extracto ficha técnica intercambiador TW 200

Este cambio afectará a las condiciones de operación de la instalación, mejorando notablemente su rendimiento, a continuación, se analizan los resultados obtenidos de la simulación del sistema aumentando la capacidad de los intercambiadores instalados, trabajando con el caudal de trabajo nominal, comparando los resultados obtenidos con ambos modelos de intercambiadores.

Para realizar la simulación del sistema en TRNSYS con los nuevos intercambiadores seleccionados. Será necesario calcular el coeficiente global de transferencia.

Para ello el primer paso es calcular el incremento de temperatura logarítmico tal y como se muestra a continuación:

$$\Delta_{TLMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Sabiendo que $Q = 200 \text{ kW}$:

$$Q = UA \cdot \Delta_{TLMTD}$$

Con estas consideraciones se realiza la simulación para un tiempo de un año completo.

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Esta simulación tendrá implementadas las mejoras establecidas y analizadas en los puntos anteriores como son el aumento de la potencia de la caldera y el aumento de la potencia de los intercambiadores de calor. Con estos nuevos parámetros los resultados.

Tal y como se ha visto anteriormente la potencia de esta no cubría las necesidades energéticas de la instalación con la batería de intercambiadores de calor de 60kW. Al aumentar la potencia de estos hasta los 200 kW, la potencia requerida a la caldera por la instalación será aún mayor.

En la Gráfica 23 se muestran los resultados obtenidos tras simular la instalación completa con el nuevo modelo de intercambiador (TW 200), comparando el caudal evaporado con los resultados obtenidos de la instalación con el intercambiador (TIT60kW) y la caldera AWK 130, y los resultados obtenidos de simular la instalación con el intercambiador (TIT60kW) sin la limitación de potencia de la caldera.

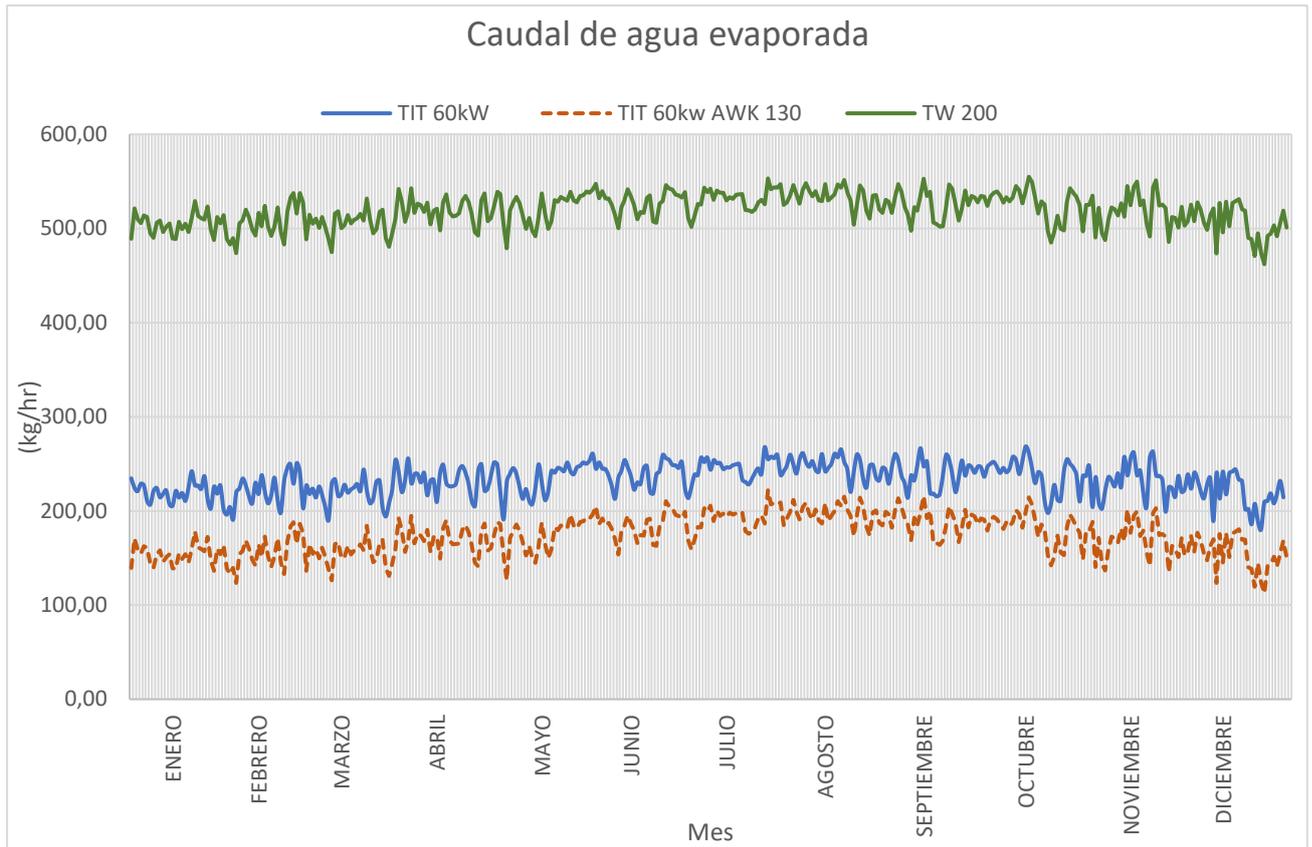
Los resultados de simular la instalación con el intercambiador (TIT60kW) con la caldera AWK 130 y sin limitación de potencia son similares.

Se aprecia un ligero aumento del caudal evaporado, sin llegar a alcanzar los valores esperados de funcionamiento, ya que los valores a lo largo de un año completo s mantienen relativamente constantes y con el aumento de la potencia de la caldera aumentan de los 200 a los 250 (kg/hr).

Según la ficha técnica de la torre suministrada por el proveedor de la instalación, el caudal evaporado por la misma trabajando en unas condiciones de funcionamiento similares a la de nuestra instalación es de 486(kg/hr), esto supone un aumento considerable del caudal evaporado respecto al comportamiento actual de la instalación debido a las limitaciones comentadas actualmente.

Al sustituir los intercambiadores aumentando la potencia de estos, si se consiguen alcanzar los valores esperados inicialmente. Estableciéndose el caudal evaporado con una tendencia constante a lo largo del año en los 500(kg/hr).

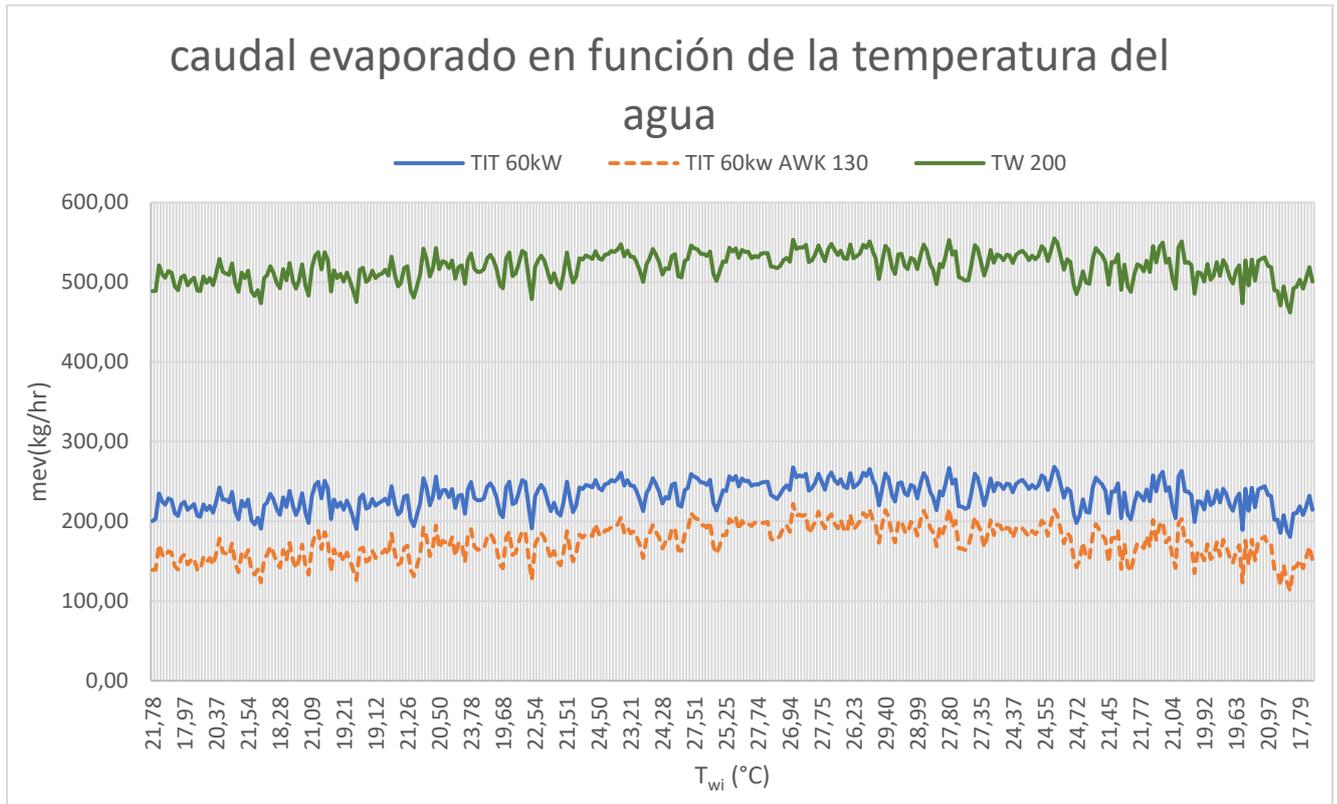
Sin embargo, el aumento de la potencia del intercambiador conlleva un elevado aumento de la potencia requerida por la instalación, por ello se analizarán las potencias requeridas por la instalación cuando se encuentran funcionando con cada uno de los dos tipos de intercambiadores y se seleccionarán calderas que sean capaces de aportar la potencia requerida.



Gráfica 23 Caudal evaporado con las distintas configuraciones

Según se observa en la Gráfica 23 los meses donde generalmente las temperaturas del aire son más elevadas se evapora más caudal de salmuera, y analizando el caudal evaporado en función de la temperatura del agua mostrado en la Gráfica 24, variando esta temperatura entre 15 y 30 °C, se observa un ligero aumento al aumentar la temperatura del agua sin ser esta una variación significativa del funcionamiento de la instalación.

En los casos en los que la potencia de la instalación no se ve limitada por la potencia de la caldera, al tener cubierta la demanda energética para conseguir elevar la temperatura del agua, su valor no depende tanto de las condiciones ambientales, por lo que el caudal evaporado mantiene una tendencia constante a lo largo de todo el año.



Gráfica 24 Caudal evaporado en función de la temperatura del agua

Tal y como se ha comentado anteriormente estos valores de caudal evaporado no se pueden alcanzar con la caldera (EWK 130) ya que la potencia de esta es insuficiente para lo requerido por la instalación, por lo que será necesario valorar otras opciones para sustituir la caldera existente.

6.5 Dimensionamiento caldera

La instalación está diseñada para trabajar con un caudal máximo de salmuera de 80 m³/hr puesto que este es el caudal máximo de la bomba de circulación. Además, el caudal máximo con el que la torre es capaz de trabajar es de 100 m³/hr.

Por otra parte, la bomba encargada de llevar el agua caliente desde la caldera hacia los intercambiadores de calor tiene un caudal máximo de funcionamiento de 24 m³/hr.

Las distintas simulaciones en TRNSYS muestran un parámetro que es salida del componente (Type 6), el componente elegido para modelar la caldera.

En el caso de la instalación la energía calorífica perdida por la corriente del agua con salmuera en la torre de refrigeración será la energía que deberá aportar al sistema la caldera.

Este parámetro se define como el calor requerido por el flujo que atraviesa la caldera hasta aumentar su temperatura hasta la temperatura establecida t_{set} , que en el caso de esta instalación se ha establecido en 90°C, teniendo en cuenta las distintas pérdidas que se producen y el rendimiento de la caldera.

$$Q_{aux} = Q_{loss} + Q_{fluid} \quad (6-6)$$

En este caso concreto se ha supuesto que la caldera es ideal con rendimiento 1 y sin pérdidas durante el proceso, por lo tanto, $Q_{aux} = Q_{fluid}$, conociendo este parámetro conoceremos el calor requerido por el fluido para llegar a la temperatura establecida.

$$Q_{fluid} = m_o \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i) \quad (6-7)$$

Tal y como se ha visto en las simulaciones anteriores de la instalación funcionando con distintos caudales de salmuera la instalación requería en todos los instantes de funcionamiento la potencia máxima entregada por la caldera.

Para conocer la demanda calorífica que demanda la instalación se ha simulado la instalación con las condiciones nominales de caudal de salmuera de 56 (m³/hr).

Para llevar a cabo la estimación de la potencia de la caldera requerida por la instalación se ha realizado una simulación del sistema en condiciones nominales eliminando la limitación de potencia instalada inicialmente (120kW) que era el componente que limitaba la capacidad de la instalación.

En la Tabla 37 y la Tabla 38 se muestran los resultados de la instalación con los dos tipos de intercambiador analizados eliminando la limitación de la potencia térmica de la caldera.

Tabla 37 Potencia requerida intercambiador TIT 60kW

Mes	m_{ev} (kg/hr)	Q_{fluid} kW
Enero	191,47	190,27
Febrero	194,27	189,28
Marzo	197,27	186,98
Abril	204,19	184,37
Mayo	212,79	179,30
Junio	215,06	172,58
Julio	222,64	167,13
Agosto	221,37	165,46
Septiembre	212,46	168,56
Octubre	210,24	175,98
Noviembre	200,21	184,22
Diciembre	193,75	189,27
Media Anual	206,31	179,45

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Tabla 38 Potencia requerida intercambiador TW 200

Mes	m_{ev} (kg/hr)	Q_{fluid} kW
Enero	474,27	466,66
Febrero	477,98	464,95
Marzo	481,93	460,35
Abril	489,77	455,14
Mayo	499,60	444,55
Junio	502,00	430,87
Julio	508,81	419,35
Agosto	507,22	415,90
Septiembre	498,83	422,88
Octubre	497,37	438,15
Noviembre	485,93	454,94
Diciembre	477,43	465,03
Media Anual	491,76	444,90

Para seleccionar una opción de caldera es necesario tener en cuenta la ecuación (6-8), asegurando que la caldera seleccionada en cada caso tenga la potencia suficiente para abastecer las necesidades de la instalación.

$$W_u = \frac{W_a \cdot \eta}{100} \quad (6-8)$$

Se han realizado las simulaciones de la instalación completa con el intercambiador seleccionado inicialmente que disponía de una potencia de 60kW y el intercambiador seleccionado posteriormente, que permite mantener la temperatura del flujo de salmuera a unos valores óptimos para el rendimiento de la instalación

Para el caso del intercambiador (TIT 60 kW) será necesario instalar una caldera de una potencia de al menos 190,27 kW.

Para el caso del intercambiador (TW 200) la caldera necesaria para cubrir la demanda de la instalación debe tener una potencia de al menos 466,66 kW.

Las opciones para elegir de las disponibles en el catálogo de Ferroli serían los modelos ARES 230 y la ARES 500 para cada uno de los casos.

En la Ilustración 20 se muestra un extracto del catálogo de calderas de biomasa de poli-combustible de la empresa Ferroli, donde se muestran varias opciones de calderas de biomasa de distintas potencias, estas calderas están preparadas para trabajar con el mismo tipo de combustible que la caldera ya instalada. Este catálogo se puede consultar en el Anexo 1.

GAMA ARES A - Calderas de biomasa de agua caliente				
CÓDIGO	PRODUCTO	POTENCIA ÚTIL (kW)	RENDIMIENTO (%)	VOLUMEN TOLVA INCORPORADA (L)
1D3100607	ARES A 60	60	88,5	480
1D3100807	ARES A 80	80	88,6	480
1D3101007	ARES A 100	100	90,0	480
1D3101307	ARES A 130	130	90,1	560
1D3101807	ARES A 180	180	90,1	560
1D3102307	ARES A 230	230	90,1	560
1D3103007	ARES A 300	300	90,2	560
1D3104007	ARES A 400	400	> 89	560
1D3105007	ARES A 500	500	> 89	560
1D3106507	ARES A 650	650	> 97,4	560
1D3108007	ARES A 800	800	> 97,4	560
1D3109507	ARES A 950	950	> 97,4	560
1D3113007	ARES A 1300	1300	> 96,8	1.400
1D3116507	ARES A 1650	1650	> 96,8	1.400
1D3120007	ARES A 2000	2000	> 96,8	1.400
1D3127007	ARES A 2700	2700	> 89	2.650
1D3134007	ARES A 3400	3400	> 89	2.650
1D3141007	ARES A 4100	4100	> 89	2.650

Ilustración 20 distintas opciones para la caldera de biomasa

Aumentando la potencia total de los intercambiadores y de la caldera de biomasa se obtienen valores de caudal evaporado próximos al objetivo previsto inicialmente por la instalación.

6.6 Estimación del consumo de la caldera

En este apartado se calculará el coste económico que conlleva la instalación, sólo se tendrán en cuenta para esta estimación económica, la energía calorífica consumida por la caldera de biomasa y la energía eléctrica consumida por las dos bombas de agua que se incluyen en el sistema. En este apartado se analizarán los datos para los puntos de funcionamiento analizados en los apartados 6.2 y 6.3.

Por lo tanto, no se tendrán en cuenta ni costes de mantenimiento ni consumos eléctricos de los distintos aparatos de medida y control que monitorean el sistema, ya que la producción de energía térmica es el principal coste energético de esta instalación.

Energía térmica

Se conoce la energía calorífica requerida (W_{ter}) por el sistema para cada instante, puesto que es una salida del componente type 6 en TRNSYS.

La caldera es de biomasa y se encuentra alimentada con cáscara de almendra, que el mercado tiene un precio medio de 0,06 €/kg y tiene un poder calorífico inferior (PCI) de 3940 kcal/kg, utilizando la ecuación (6-9) trabajaremos con el PCI en kwh/kg.

$$PCI_{cáscara} = 3940 \left(\frac{kcal}{kg} \right) = \frac{3940 \left(\frac{kcal}{kg} \right) \cdot 4,18 \left(\frac{kJ}{kcal} \right)}{3600 \left(\frac{kJ}{kWh} \right)} = 4,574 \left(\frac{kwh}{kg} \right) \quad (6-9)$$

$$W_{ter} = \dot{m} \cdot PCI \quad (6-10)$$

Modelado y análisis mediante TRNSYS de un sistema de eliminación de salmuera mediante la evaporación con torre de refrigeración.

Sabiendo que la energía calorífica requerida para evaporar 1kg de salmuera y el PCI de la cáscara de almendra se puede calcular la cantidad de cáscara requerida en cada instante.

El coste en € debido de la producción de energía calorífica aportada por la caldera de biomasa promediado mensualmente será el siguiente para los 6 puntos de funcionamiento analizados distintos al punto nominal.

Este coste se ha calculado teniendo en cuenta únicamente el precio del combustible utilizado, (cáscara de almendra). Por lo que no se tiene en cuenta la energía consumida por el ventilador de la torre y por

Tabla 39 coste económico por m³ de salmuera evaporada

Mes	70 m ³ /hr	56 m ³ /hr	50 m ³ /hr	45 m ³ /hr	40 m ³ /hr	35 m ³ /hr	30 m ³ /hr
	€/kg						
Enero	0,0127	0,0127	0,0128	0,0129	0,0129	0,0130	0,0130
Febrero	0,0124	0,0125	0,0126	0,0126	0,0127	0,0127	0,0128
Marzo	0,0120	0,0121	0,0122	0,0122	0,0123	0,0123	0,0124
Abril	0,0113	0,0114	0,0115	0,0116	0,0116	0,0117	0,0118
Mayo	0,0104	0,0105	0,0106	0,0107	0,0107	0,0108	0,0109
Junio	0,0099	0,0101	0,0101	0,0102	0,0103	0,0103	0,0104
Julio	0,0092	0,0094	0,0094	0,0095	0,0096	0,0097	0,0098
Agosto	0,0092	0,0094	0,0094	0,0095	0,0096	0,0096	0,0097
Septiembre	0,0099	0,0100	0,0101	0,0101	0,0102	0,0103	0,0104
Octubre	0,0105	0,0106	0,0106	0,0107	0,0108	0,0108	0,0109
Noviembre	0,0116	0,0117	0,0118	0,0118	0,0119	0,0120	0,0120
Diciembre	0,0124	0,0125	0,0126	0,0126	0,0127	0,0127	0,0128
Media Anual	0,0110	0,0111	0,0111	0,0112	0,0113	0,0113	0,0114

Con la Tabla 39 se puede estimar en función del mes del año en el que se encuentre funcionando la instalación con las limitaciones de potencia comentadas y estudiadas anteriormente. Por lo que este coste refleja el actual coste de la instalación.

Tabla 40 Coste energético de las soluciones estudiadas

Mes	TIT 60	TW200
	€/kg	€/kg
Enero	0,01323	0,01293
Febrero	0,01302	0,01281
Marzo	0,01264	0,01257
Abril	0,01207	0,01223
Mayo	0,01121	0,01170
Junio	0,01065	0,01128

Julio	0,00998	0,01084
Agosto	0,00993	0,01078
Septiembre	0,01054	0,01115
Octubre	0,01114	0,01159
Noviembre	0,01226	0,01232
Diciembre	0,01302	0,01282
Media Anual	0,01164	0,01192

Con los cambios incorporados en la simulación de la instalación en los puntos 6.4 y 6.5 en lo referente a el coste energético derivado de evaporar 1 kg de salmuera, el coste se mantiene constante respecto a las simulaciones anteriores. El cambio de la caldera y del intercambiador aumentan la capacidad de evaporación de la instalación, aumentando por tanto también el coste energético, manteniéndose constante el coste de evaporación de 1 kg de salmuera.

El aumento de potencia en la caldera y en el intercambiador conlleva un aumento del caudal de salmuera evaporado por la instalación, sin conllevar esto un ahorro en el coste energético.

7 Conclusiones

En este proyecto se ha realizado un modelo capaz de predecir el funcionamiento de la instalación de eliminación de salmuera mediante enfriamiento evaporativo situado en la finca experimental Tomás Ferro de la universidad politécnica de Cartagena.

En una fase previa se ha realizado un estudio bibliográfico acerca de los distintos métodos que existen para desalar el agua, haciendo especial énfasis en el método por enfriamiento evaporativo mediante torre de refrigeración. Al tratarse de un método de desalación experimental no se ha encontrado un gran número de artículos que ofrezcan resultados .

Por una parte, se han obtenido puntos de funcionamiento de la torre de refrigeración siguiendo el modelo teórico y las consideraciones propuestas por Bluhm y Whiller [7], y se ha validado el modelo utilizado mediante la simulación de la torre de refrigeración en el programa TRNSYS con los puntos obtenidos por el modelo teórico propuesto.

Se ha realizado un estudio paramétrico sobre la torre de refrigeración con objeto de estudiar la influencia sobre su comportamiento de ciertos factores como la humedad del aire, el caudal de funcionamiento o la temperatura del caudal de agua inyectado en la torre.

Asimismo, se ha validado el modelo implantado en TRNSYS para los intercambiadores de calor utilizando los puntos aportados por el fabricante.

Por otra parte, se ha modelado en TRNSYS la instalación completa, con todos los componentes incluidos en la instalación real. Se ha realizado la simulación para un año completo y se ha analizado el funcionamiento de la instalación en función de parámetros críticos. Se han estudiado las limitaciones de la instalación y se ha calculado el coste energético derivado de su funcionamiento.

Al no disponer de puntos de funcionamiento reales de la instalación no se ha podido validar el modelo implantado en TRNSYS con el comportamiento real de la instalación completa.

Finalmente se han analizado los problemas de funcionamiento y las limitaciones que se producían en la instalación debido a las potencias de determinados componentes y se han aportado medias correctivas para solventarlos

En definitiva, en este trabajo se ha obtenido un modelo en TRNSYS capaz de predecir el funcionamiento de la instalación de evaporación de salmuera instalada en la finca Tomás Ferro. Se han aportado soluciones a los problemas y a las limitaciones encontradas y se ha calculado el coste energético y económico derivado de su funcionamiento.

8 Bibliografía

- [1] «<https://es.pureaqua.com/tratamiento-de-agua-subternea-salobre-por-osmosis-inversa/>,» [En línea].
- [2] D. Hilel, Salinity management for sustainable irrigation integrating science, environment and economics, Washington D.C: The international Bank for reconstruction and development, 2000.
- [3] S. K. E. D. Vassilis Belessiotis, Thermal Solar Desalination Methods and Systems, ELSEVIER, 2016.
- [4] American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning, «ASHRAE Equipment Guide,» Atlanta, 1993.
- [5] ASHRAE, «Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications,» vol. 2015 ASHRAE HANDBOOK, 2015.
- [6] Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar social, «https://www.mscbs.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4_leg.pdf,» [En línea].
- [7] S. y. A. WHILLER, «The design of spray chambers for bulk cooling of air in mines,» 1978.
- [8] L. Thermal Energy System Specialists, Volume 4 Mathematical Reference, Madison U.S.A: TRNSYS, 2009.
- [9] U. o. W.-M. Solar Energy Laboratory, «TRNSYS 17 a transient system simulation program Volume 4 Mathematical Reference,» Madison, U.S.A, 2009.
- [10] W. a. S. T. Simpson, «Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers,» 1946.
- [11] Abrams, D.W., and Shedd, A.C., «Effect of Seasonal Changes in Use Patterns and,» ASHRAE, 1996.
- [12] S. e. a. Klein, «TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program,» Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, U.S.A, 2009.
- [13] A. J. Pérez, Las instalaciones de biomasa en los edificios municipales: claves para su correcto funcionamiento y ejecución, Granada, 2015.
- [14] J. Braun, «Methodologies for Design and Control of Chilled Water Systems,» University of Wisconsin, Madison, 1998.
- [15] S. A. Fisenko S.P. Petruichik A.I., «Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, nº 45, pp. 4683-4694, 2000.

- [16] H. Moran M.J. & Shapiro, Fundamentos de Termodinámica Técnica, Reverte S.A, 2004.
- [17] AENOR, Ensayos de recepción de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico fabricadas en serie., UNE-EN13741: AENOR, 2004.
- [18] AENOR, Intercambiadores de calor, método de medición y evaluación de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas., UNE-EN-14705: AENOR, 2006.
- [19] (IDAE), Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, Biomasa:Industria, Madrid, 2008.

