

# Modelado y simulación de un evaporador de tubos sumergidos

Alberto de la Calle

CIEMAT - Plataforma Solar de Almería - Ctra. de Senés km. 4,5 Tabernas (04200) Almería,  
alberto.calle@psa.es

Lidia Roca, Javier Bonilla, Luis Yebra

CIEMAT - Plataforma Solar de Almería - Ctra. de Senés km. 4,5 Tabernas (04200) Almería,  
{lidia.roca, javier.bonilla, luis.yebra}@psa.es

## Resumen

*En este artículo se desarrolla matemáticamente el modelo de un evaporador de tubos sumergidos y posteriormente se simula haciendo uso del lenguaje Modelica y el integrador numérico DASSL. El modelo es capaz de trabajar a presión variable donde la entalpía de evaporación también varía superando los problemas de chattering que se dan en simulación. Este modelo incluye además el escape del vapor mediante un orificio al exterior.*

**Palabras clave:** Modelado, Simulación, Evaporador, Modelica, Chattering, Bomba de calor



Figura 1: Bomba de calor de doble efecto en el sistema AQUASOL

## 1. Introducción

La variabilidad de la radiación solar es uno de los mayores inconvenientes que hay a la hora de trabajar con instalaciones solares. Reducir la dependencia que tienen estas de su principal fuente de energía mediante el uso de fuentes de energía auxiliares ha sido uno de los campos de investigación más estudiados por los investigadores para hacer posible la viabilidad de estas instalaciones.

En la planta experimental de desalación solar AQUASOL [8] [2], instalada en la Plataforma Solar de Almería, se optó como sistema auxiliar una bomba de calor alimentada con una caldera de gas que proporciona vapor saturado a 180 °C. La bomba de calor se encuentra integrada con el proceso de desalación ya que aprovecha el vapor saturado generado en el último efecto de la planta desaladora multi-efecto (MED).

La bomba de calor (figura 1) es una bomba de absorción de doble efecto [3] que emplea como solución absorbente bromuro de litio y como líquido refrigerante agua. La bomba consta de cinco contenedores: un absorbedor, un evaporador, dos generadores y un condensador. Las conexiones entre ellos pueden verse en la figura 2.

El objetivo de la bomba de calor es aumentar la entalpía que circula por el interior del haz tubular del absorbedor y el condensador con el fin de alimentar la MED a una temperatura nominal de

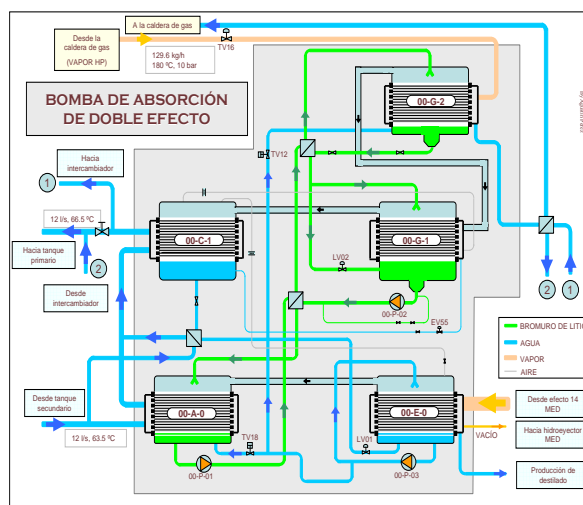


Figura 2: Esquema interior de la bomba de calor del sistema AQUASOL

66.5 °C. Para ello, el absorbedor contiene una solución de bromuro de litio en gran concentración que al absorber el vapor procedente del evaporador libera energía térmica que pasa al fluido que se quiere calentar. Esta solución ya diluida se bombea a los generadores donde por medio de energía térmica procedente de la caldera de gas se desorbe separando el vapor absorbido, que pasa al condensador donde al condensar transfiere energía que sirve para aumentar un poco más la entalpía del agua que se calentó en el absorbedor. La solución concen-

trada se bombea hasta el absorbedor cerrando el ciclo y el agua condensada en el condensador cae hasta el evaporador donde por medio de un intercambiador de calor será evaporada de nuevo y llevada hasta el absorbedor. Por el intercambiador de calor del evaporador circula vapor proveniente de la última celda de la desaladora MED que al condensarse libera la energía necesaria para que el agua dentro de del evaporador evapore. En este artículo se presenta un modelo para el evaporador de esta bomba.

Tabla 1: Lista de variables.

Nombre	Descripción
$A$	Área
$C_d$	Coefficiente de descarga
$g$	Aceleración gravitatoria
$H$	Coef. de transferencia de calor
$h$	Entalpía
$m$	Masa
$p$	Presión
$Q$	Calor
$T$	Temperatura
$U$	Energía interna
$V$	Volumen
$v$	Velocidad
$z$	Altura
$\rho$	Densidad

Tabla 2: Lista de subíndices.

Nombre	Descripción
$a$	Aire
$conv$	Convección
$ext$	Externo
$g$	Gas
$in$	Entrante
$l$	Líquido
$lg$	Líquido-gas
$o$	Orificio
$out$	Saliente
$sat$	Saturación
$v$	Vapor

## 2. El modelo de evaporador

El evaporador modelado puede verse esquemáticamente en la figura 3. Consiste en un tanque de agua con un intercambiador de calor en forma de serpentín. Una de las suposiciones que se hace, es que el serpentín está sumergido en todo momento y en ningún caso el nivel de agua dejará los tubos al descubierto. Por el serpentín, circula un fluido a una temperatura constante y superior a la temperatura de ebullición del agua. El tanque tiene un orificio de escape en su parte superior por el cual

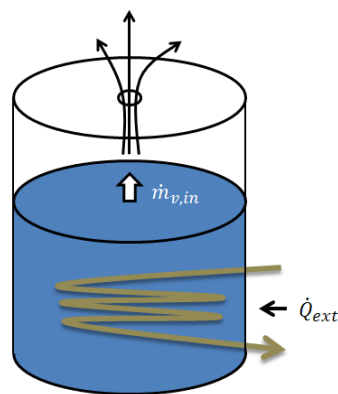


Figura 3: Esquema del evaporador

sale el vapor de agua y el aire acumulado. Otra de las suposiciones, es que a pesar de que el aire está en contacto directo con el agua éste será aire seco ya que el bromuro de litio del absorbedor, al que está conectado el evaporador, capta todo el agua del ambiente dejando éste seco. Cuando el agua se empieza a evaporar se aplicará la hipótesis de mezcla perfecta en la mezcla de aire y vapor.

El objetivo del modelo, es que pueda simular tanto el arranque, donde el agua está en fase líquida, como la evaporación donde además la presión podrá modificar la entalpía de evaporación. Para hacer posible esto, se ha considerado necesario dividir el evaporador en dos volúmenes, donde se calcularan por separado las propiedades termodinámicas, uno para el estado líquido y otro para el estado gaseoso. Ambas fases están ligadas mediante flujos de masa y de calor.

En una primera aproximación, en el arranque del evaporador, se considera el volumen de la fase líquida como un volumen que no tendrá entradas de flujo másico y que tendrá una sola salida que será la del flujo de vapor de agua generada. Este volumen intercambiará calor con el volumen del estado gaseoso y con el serpentín. Para simplificar el modelo, se ha despreciado el intercambio de calor a través de las paredes del recipiente al encontrarse este metido en un recipiente al vacío para minimizar pérdidas térmicas.

Dadas estas aproximaciones en el volumen de la fase líquida su balance energético será:

$$\begin{aligned}
 U_l &= m_l h_l - pV_l \\
 \dot{U}_l &= \dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{conv} - \dot{m}_{l,out} h_{v,sat} - p\dot{V}_l
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

donde se consideran los flujos térmicos, el balance másico y el trabajo de expansión. Como se mencionó previamente, en esta primera aproximación en el evaporador no se han considerado los flujos másicos de entrada por lo que el balance másico del volumen de estado líquido será puramente de-

creciente debido al vapor generado:

$$\dot{m}_l = -\dot{m}_{l,out} = -\dot{m}_{v,in} \quad (2)$$

Este flujo de evaporación se calcula en función del calor aplicado al volumen y del calor latente del agua:

$$\dot{m}_{l,out} = \frac{\dot{Q}}{(h_{v,sat} - h_{l,sat})} \quad (3)$$

Como puede observarse en (1), se consideran las propiedades termodinámicas iguales en todo el volumen. La entalpía de salida del vapor generado será la entalpía correspondiente a la entalpía de evaporación en la curva de saturación y por lo tanto dependerá de la presión.

El flujo de calor por convección entre los dos volúmenes se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{conv} = A_{lg} H_{lg} (T_l - T_g) \quad (4)$$

donde  $A_{lg}$  se considerará como el área de la sección horizontal del tanque y  $H_{lg}$  un coeficiente de transferencia de calor, que para simplificar su expresión se considera constante.

En el volumen de gas, el balance energético es:

$$U_g = m_a h_a + m_v h_v - p \dot{V}_g \quad (5)$$

$$\dot{U}_g = \dot{Q}_{conv} + \dot{m}_{a,in} h_{a,in} - \dot{m}_{a,out} h_{a,out} + \dot{m}_{v,in} h_{v,in} - \dot{m}_{v,out} h_{v,out} - p \dot{V}_g \quad (6)$$

donde al igual que en (1) estamos considerando los flujos térmicos, los balances másicos y el trabajo de expansión.

Ahora, el balance másico se hace para las dos especies, aire y vapor, por lo que tendremos 2 expresiones:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a,in} - \dot{m}_{a,out} \quad (7)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,out} \quad (8)$$

donde se están teniendo en cuenta los flujos másicos de aire de entrada y salida a través del orificio que se producen al compensar presiones, y el de generación del vapor (entrada) y su posterior salida por el orificio. El flujo de condensación del vapor de agua sobre las paredes del contenedor se ha despreciado.

En el volumen del estado gas, las entalpías de los flujos de salida serán las entalpías correspondientes a cada especie del volumen en ese instante.

Dado que el tanque del evaporador tiene un volumen fijo, se impone como restricción al modelo que la suma de ambos volúmenes sea dicho volumen según la expresión (9).

$$V = V_l + V_g \quad (9)$$

Se aplica la ley de los gases ideales como ecuación de estado, ya que se adapta muy bien en nuestro caso al estar en un régimen de presiones de trabajo bajas, siendo la presión de operación del evaporador entorno a los 30 mbar.

Para modelar el escape de la mezcla de aire y vapor de agua del evaporador se emplea el principio de Bernoulli, que se cumple para tuberías cortas y fluidos compresibles que se muevan a bajas velocidades. Según Bernoulli, la energía del fluido se conserva a lo largo de una línea de corriente:

$$p + \rho g z + \left( \frac{\rho v^2}{2} \right) = cte \quad (10)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $g$  la gravedad,  $z$  la altura sobre el punto de referencia y  $v$  la velocidad del fluido. Como la densidad depende de la especie se calcula una densidad media y posteriormente cuando se obtiene el caudal total se separa entre especies dependiendo de la abundancia de estas en el volumen.

En nuestro caso, la velocidad del fluido puede calcularse mediante la siguiente expresión, donde se ha despreciado el término de energía potencial al estar el orificio en la parte superior del tanque.

$$v = [2(p - p_{ext}) \rho^{-1}]^{1/2} \quad (11)$$

Por tanto, el caudal total de salida será:

$$\dot{m}_{g,out} = C_d A_o v \rho \quad (12)$$

donde  $C_d$ , que es el coeficiente de descarga, da una idea de la relación que hay entre el flujo real y el teórico. Éste, depende de la geometría del contorno y de la carga [5]. En una primera aproximación se ha empleado un valor constante de 0.81.

### 3. Simulación

#### 3.1. Modelica, un lenguaje de modelado acausal y orientado a objetos

El modelo ha sido implementado en el lenguaje de modelado Modelica [6]. Éste, es un lenguaje que permite una formulación acausal de los problemas, y por tanto, el paso de la formulación física dada en la sección 2 a una formulación que pueda ser interpretada por Modelica, es directo, lo que ahorra el tedioso trabajo de establecer una causalidad explícita a todas las ecuaciones del modelo. Modelica también es un lenguaje orientado a objetos que permite la encapsulación de parte del código mediante módulos, alcanzando cierto grado de abstracción al poder tratar los módulos de forma independiente siendo la ventaja más significativa

de esto el hecho de poder reutilizar gran parte del código.

Las librerías `Modelica.Media` y `Modelica.Fluid`, que están integradas en la `Modelica Standard Library` y mantenidas por la `Modelica Association` [7], son dos librerías muy útiles a la hora de modelar la dinámica de fluidos y su termodinámica, tanto para fluidos incompresibles como compresibles.

La librería `Modelica.Media` proporciona todas las propiedades termodinámicas de los distintos medios. En nuestro caso, ha servido para obtener las propiedades termodinámicas del agua según el estándar `IAPWS-IF97` [4]. Como para el aire no hay ninguna clase que se adapte a las necesidades del problema, esta librería ha servido como base para crear una nueva y así poder usarla en el rango de temperaturas de trabajo.

La librería `Modelica.Fluid` es una librería muy útil para resolver problemas de dinámica de fluidos, que dispone de una completa colección de clases de los elementos más frecuentes para este tipo de problemas, pero que no dispone de ninguna clase base para resolver nuestro problema en concreto. Por eso se ha tenido que desarrollar una clase nueva con sus clases base la cual es totalmente compatibles con `Modelica.Fluid` y así poder, en un futuro, utilizarla para modelar la bomba de calor.

### 3.2. El proceso de evaporación

El punto más conflictivo del problema del evaporador es el paso de la fase de calentamiento del volumen de agua líquida a la fase de evaporación, y a mantenerlo en fase de evaporación si el calor suministrado es suficiente. A presión constante es un problema sencillo de resolver, dada una masa de agua, se calienta hasta que su entalpía llegue a la entalpía de evaporación y a partir de entonces el flujo másico será el flujo de calor externo dividido por el calor latente (3). A presión variable la entalpía de evaporación varía y por lo tanto hay que desplazar el límite de la entalpía del agua.

Aunque `Modelica` permite hacer uso de esta formulación, el modelo cae en `chattering` debido a que al evaporar se aumenta la presión y al aumentar la presión aumenta la entalpía de evaporación. Ya que se aplica todo el calor externo a la evaporación, la entalpía del agua se mantiene constante pasando de la curva de saturación a la región de agua líquida. Pero, como se sigue aplicando calor, el agua se calienta volviendo a entrar en la curva de evaporación, repitiéndose de nuevo el proceso.

Una de las soluciones más habituales para resolver problemas de `chattering` es mediante el uso de ciclos de histéresis en las condiciones del límite. Es-

ta solución funciona parcialmente para resolver el problema permitiendo simular en plazos de tiempo razonables, pero el `chattering` sigue existiendo, con periodos de tiempo más grandes que dependen de la anchura de la histéresis.

El problema es que no todo el calor externo se emplea para evaporar, una parte de éste se emplea en poner al sistema en la curva de saturación. El cálculo de este calor es muy complicado pero es conocido que la principal fuente de consumo de calor viene de elevar la entalpía del agua a la nueva entalpía de evaporación. No se sabe a priori cual será la nueva entalpía de evaporación, así que se hace una estimación usando la variación que se produjo en el anterior paso de integración, su derivada. Entonces la ecuación (3) podría sustituirse por:

$$\dot{m}_{l,out} = \frac{\dot{Q}_{ext} - m_l \dot{h}_{l,sat}}{(h_{v,sat} - h_{l,sat})} \quad (13)$$

Con la solución propuesta se puede ver que no se modifica el total de agua evaporada, a excepción de la pequeña acumulación de errores de integración que se estaba cometiendo con el `chattering`, pero la curva del flujo de evaporación es continua, siendo el modelo más acorde con la realidad. Esto se puede ver en la figura 4 donde se ve la gran cantidad de discontinuidades que hay con la solución del ciclo de histéresis y la curva continua que hay con la solución propuesta.

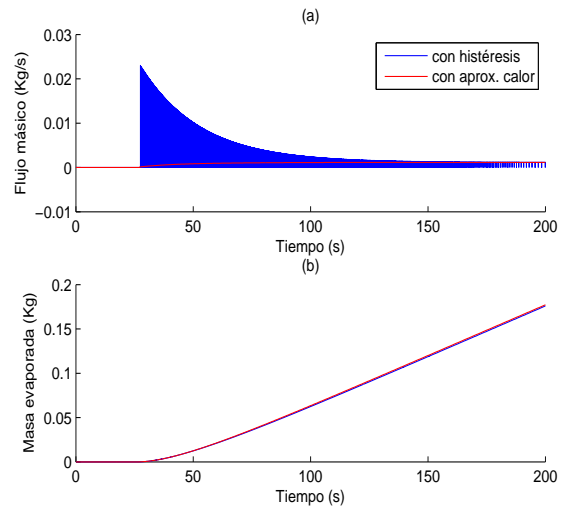


Figura 4: Comparación entre la evaporación con el ciclo de histéresis y con la aproximación al calor sobrante. (a) Flujos másicos (b) Total masa evaporada

## 4. Resultados

Se ha simulado la evaporación en unas condiciones parecidas a las que se dan en la bomba de calor. Aunque, no se dispone de todos los parámetros de diseño de la bomba, sí que se saben los órdenes de magnitud de éstos, lo cual sirve para hacerse una idea de cómo debe comportarse la planta. En el futuro, cuando se tengan modelos de todos los contenedores de la bomba de calor, el modelo será calibrado usando para ello las medidas de los distintos sensores.

Se ha estimado que el tanque tiene un volumen total de unos  $0.1 \text{ m}^3$  e inicialmente está lleno a la mitad con agua a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . La presión del conjunto evaporador - absorbedor (presión exterior) será de  $0.05 \text{ bar}$  y la temperatura del fluido que circula por el serpentín será constante de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  cuya constante de conducción será  $8 \cdot 10^3 \text{ W/K}$ . El orificio de escape del tanque será de  $10^{-3} \text{ m}^2$  de área.

Con estos parámetros ha realizado una simulación a lo largo de 200 segundos permitiendo llegar al estacionario a todas las variables del modelo. El comportamiento del modelo es tal y como se estimó. En la figura 5 vemos que la entalpía de evaporación varía según varía la presión en el evaporador. También se observa que al evaporar la entalpía del agua líquida alcanza pero no rebasa la curva de saturación. La presión en el evaporador aumenta rápidamente cuando se empieza a evaporar el agua y luego se estabiliza al alcanzar un equilibrio con la que se escapa al exterior a través del orificio.

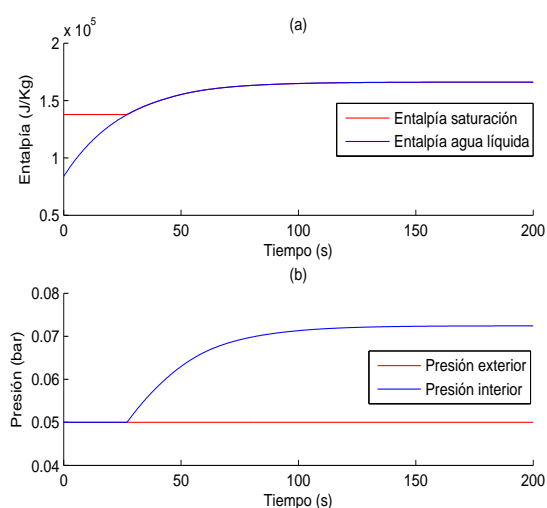


Figura 5: (a) Entalpía de evaporación y entalpía del agua en el evaporador (b) Presión en el evaporador y presión en el exterior

El flujo de calor disminuye según disminuye la diferencia de temperaturas entre el cuerpo caliente ( $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ) y el cuerpo frío (agua líquida). La figura 6 muestra este hecho. En la gráfica donde se muestran las temperaturas se observa que la temperatura del agua líquida es superior a la del gas hasta que empieza la evaporación. Esto se debe a que el serpentín está sumergido en el líquido, que se calienta y cede por convección calor al gas. Cuando se llega a la evaporación, la principal fuente de transmisión de calor entre el líquido y el gas se debe al intercambio de materia por lo que ambas temperaturas se igualan rápidamente.

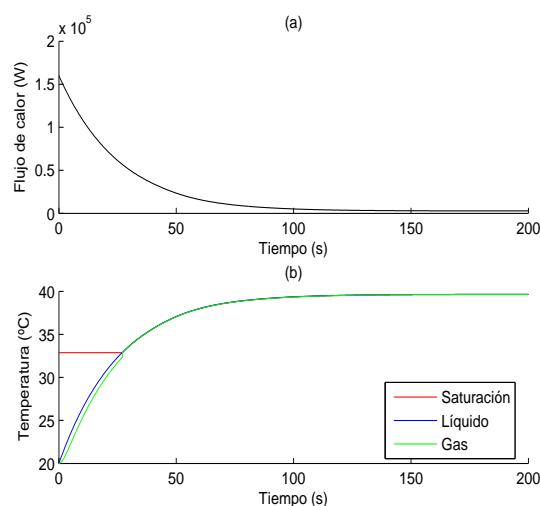


Figura 6: (a) Flujo de calor externo (b) Las distintas temperaturas dentro del evaporador

En la figura 7 podemos observar la dinámica de fluidos entre el evaporador y el exterior. Al igual que se mostró en la figura 4 (a) se observa la dinámica del flujo másico de vapor producido. Al empezar a producirse vapor, el aire que está dentro es empujado al exterior aumentando la concentración de vapor en el recinto hasta casi expulsar todo el aire. Se observa también que pasado un tiempo el vapor producido y el vapor que sale del tanque llegan a igualarse dejando dentro una fracción constante. En la tercera gráfica se puede apreciar que la masa del vapor de agua no llega nunca a superar la masa máxima de vapor en saturación ya que si se superase se condensaría [1], hipótesis que como se explicó en la sección 2 no hemos considerado.

## 5. Conclusiones y futuros trabajos

En este artículo se ha desarrollado un modelo de un evaporador de tubos sumergidos. Éste, se comporta de una manera adecuada en el rango de trabajo para el que ha sido diseñado

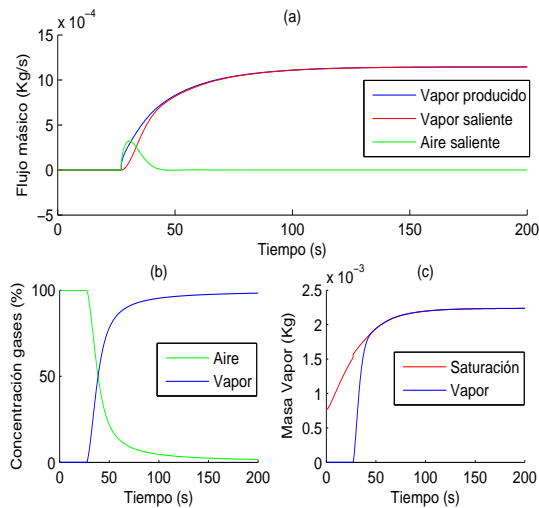


Figura 7: (a) Evolución de los flujos másicos en el evaporador (b) Concentración de las especies en el volumen de gas (c) Masa total de vapor y masa saturada en el evaporador

y con las hipótesis propuestas. En un futuro, se ampliará este rango permitiendo flujos de condensación en paredes e incluyendo entradas a los volúmenes que permitan una circulación entre distintos contenedores, tal y como ocurre entre los distintos contenedores de la bomba de calor. También servirá como base para poder diseñar el resto de contenedores por lo que será necesario desarrollar un modelo de un medio que recoja las propiedades termodinámicas del bromuro de litio. Cuando se obtenga finalmente el modelo de la bomba de calor, se calibrará con datos de experimentos reales y podrá usarse para hacer un control óptimo de ella.

## Agradecimientos

Los autores desean dar las gracias por la financiación al CIEMAT y al proyecto con referencia DPI2010-21589-C05-02 del Ministerio de Ciencia e Innovación. Este trabajo se ha realizado en colaboración entre la Plataforma Solar de Almería y el Grupo de Investigación Automática, Electrónica y Robótica de la Universidad de Almería (TEP197) en el ámbito del acuerdo específico entre el CIEMAT y UAL CIESOL.

## Referencias

- [1] J. Aguilar. *Curso de Termodinámica*. Alhambra Universidad, 1989.
- [2] D. Alarcón-Padilla, J. Blanco-Gálvez, L. García-Rodríguez, W. Gernjak, and S. Malato-Rodríguez. First experimental

results of a new hybrid solar/gas multi-effect distillation system: the aquasol project. *Desalination*, 220(1-3):619–625, 2008.

- [3] K. E. Herold. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, 2002.
- [4] IAPWS. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Technical report, The International Association for the Properties of Water and Steam, 1997.
- [5] L. López. *Manual de hidráulica*. Publicaciones Universidad de Alicante, 1997.
- [6] Modelica Association. Modelica Specification 3.1, 2009.
- [7] Modelica Association. Modelica Standard Library 3.1, 2009.
- [8] L. Roca. *Aportaciones al modelado y control de una planta de desalación con energía solar*. Editorial CIEMAT, 2010.