

Autor del Trabajo: Ricardo Manuel Parreira da Silva

Título: Modelo Dinámico Orientado a Objetos de una Máquina de
Absorción de LiBr-H₂O

Director: Manuel Berenguel Soria

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

MÁSTER EN INFORMÁTICA INDUSTRIAL

MODELO DINÁMICO ORIENTADO A OBJETOS DE
UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE LiBr-H₂O

Curso 2010/2011

Alumno/a:

Ricardo Manuel Parreira da Silva

Director/es:

Dr. Manuel Berenguel Soria



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Lenguajes y Computación



TRABAJO FIN DE MÁSTER
MÁSTER EN INFORMÁTICA INDUSTRIAL
POSGRADO EN INFORMÁTICA

MODELO DINÁMICO ORIENTADO A OBJETOS DE
UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE LiBr-H₂O

Ricardo Manuel Parreira da Silva

Dirigida por: Manuel Berenguel Soria

TRABAJO FIN DE MÁSTER
MÁSTER EN INFORMÁTICA INDUSTRIAL
POSGRADO EN INFORMÁTICA



MODELO DINÁMICO ORIENTADO A OBJETOS DE
UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE LiBr-H₂O

Por

Ricardo Manuel Parreira da Silva

Para la obtención del

Título del Máster en Informática Industrial Posgrado en Informática

Director

Autor

Prof. Dr. Manuel Berenguel Soria

Ricardo Manuel Parreira da Silva

Modelo Dinámico Orientado a Objetos de una Máquina de Absorción de LiBr-H₂O

R. Silva, M. Berenguel and M. Pérez

Abstract: Absorption machines are becoming an increasingly important alternative to the conventional vapor-compression chillers, due to the possibility of being powered with heat from renewable energy sources, such as solar energy, biomass or others. Most of the current approaches to model LiBr absorption machines are made on stationary conditions, with less attention being paid to the dynamic phenomena inherent to the use of renewable energy sources. A dynamic hybrid thermodynamic model of a LiBr Absorption Machine is developed in this work using Modelica language, pursuing an object-oriented physical modeling philosophy. State-of-the-art equations of state (EOS) are used to ensure accuracy for long term performance, while retaining computational efficiency. Comparison with data from a 1kW absorption machine shows a good agreement. A COP of 0.74 and a cooling capacity of 1kW were obtained in nominal conditions. Simulations were conducted to assess the influence on performance of external temperatures, mass flow rates and internal heat losses. Illustrative responses to dynamic input variables are also presented.

Keywords: LiBr Absorption Machine, Modeling, Dynamic, Object Oriented, Energy

Resumen: Las máquinas de absorción se están convirtiendo en una alternativa cada vez más importante a las máquinas tradicionales de compresión de vapor, debido a la posibilidad de ser alimentadas con calor producido con energías renovables, tales como la energía solar, biomasa u otros. La mayoría de las aproximaciones al modelado de máquinas de absorción de LiBr han sido en condiciones estacionarias, sin prestar la suficiente atención a los fenómenos dinámicos inherentes al uso de fuentes de energía renovables. En este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico híbrido dinámico de una máquina de absorción de LiBr usando el lenguaje Modelica, con una filosofía de modelado físico orientado a objetos. Se usan ecuaciones de estado recientes para garantizar la precisión en simulaciones a largo plazo, mientras se mantiene la eficiencia computacional. La comparación con datos de una máquina de 1kW presenta buenos resultados. Un COP de 0.74 y una capacidad de 1kW son obtenidos en condiciones nominales. Se han realizado simulaciones para obtener la influencia en el rendimiento de las temperaturas externas, caudales externos y cambios de calor internos. También se presentan respuestas del sistema a variables de entrada dinámicas.

Palabras Clave: Máquina de Absorción, Modelado, Dinámico, Orientado a Objetos, Energía

I. INTRODUCCIÓN

a. Encuadramiento

Las primeras máquinas de absorción de bromuro de litio fueron introducidas en los Estados Unidos en 1945. La propiedad que las hace interesantes en comparación con las máquinas tradicionales de compresión de vapor es el hecho de poder ser alimentadas por calor en lugar de electricidad y este calor puede ser proporcionado por fuentes baratas tales como la energía solar, co-generación o el exceso de calor en la industria, cuando esté disponible [1]. Cuando son alimentadas con energía solar tienen la ventaja adicional de ahorrar emisiones de carbono y energía primaria, y de que las necesidades de frío están en fase con la fuente de energía, minimizando la necesidad de almacenamiento térmico. Las máquinas de absorción más usuales están basadas en los pares refrigerante-absorbente LiBr-H₂O and H₂O-NH₃. Las máquinas de LiBr-H₂O tienen la ventaja de no usar fluidos tóxicos, pero están limitadas en la temperatura mínima que pueden alcanzar, porque a la presión atmosférica el agua congela a 0 grados. Las máquinas de H₂O-NH₃ pueden obtener temperaturas más bajas pero tienen la desventaja de que el NH₃ es tóxico [2]. A nivel del ciclo las máquinas disponibles en el mercado pueden ser de simple o doble efecto. Las máquinas de simple efecto tienen un COP más bajo pero tienen la ventaja de poder trabajar con fuentes de calor a baja temperatura mientras que las de doble efecto tienen un COP más alto pero necesitan un aporte de calor a una temperatura más alta.

La mayoría de las estrategias de modelado de máquinas de absorción están basadas en lenguajes imperativos como EES o ABSIM [13], lo que causa que la reutilización de código e integración sea difícil. En este trabajo se utiliza una filosofía de modelado físico orientado a objetos, basado en el lenguaje acausal de alto nivel Modelica.

b. Principios de funcionamiento

Las máquinas de absorción se componen de un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor y otros

componentes secundarios. En el generador, el agua caliente del circuito externo añade energía térmica y evapora parte del agua presente en la solución, generando una solución fuerte. El vapor de refrigerante generado va a parar un condensador donde es condensado por el líquido del circuito de refrigeración. El agua líquida es entonces expandida por una válvula donde su temperatura y presión bajan. A continuación, el agua líquida va a parar al evaporador donde cambia de fase generando un efecto refrigerante. La solución concentrada de LiBr-H₂O que fue generada en el generador pasa por un intercambiador de calor y va para un absorbedor. En el absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por la solución concentrada. La solución diluida que se genera es entonces bombeada hacia el generador por una bomba.

c. Cristalización

En una máquina de absorción, la solución de LiBr puede cristalizar cuando su concentración es demasiado alta o la temperatura es demasiado baja [3]. Las causas más frecuentes de cristalización son [4]:

- Fuga de aire [4]: Estas es la causa más frecuente de cristalización [3]. Cuando el aire entra en el sistema, la temperatura de evaporación aumenta, subiendo la temperatura de salida del agua refrigerada. El control interno del sistema intenta compensarlo subiendo el aporte de calor al generador, lo que puede aumentar la concentración de solución al nivel de cristalización.
- Entrada de calor al generador demasiado alta [5]: Si la temperatura de entrada es demasiado alta, la concentración de la solución puede subir hasta niveles donde cristalice.
- Temperatura del agua de refrigeración muy baja [4],[3]: Si la temperatura del agua de las torres es demasiado baja y la máquina trabaja a alta capacidad, la solución diluida en el intercambiador puede bajar a temperaturas suficientemente bajas para reducir la temperatura de la solución concentrada hasta el punto de cristalización.
- Corte de Energía [3],[4]: Si la alimentación eléctrica es interrumpida, el sistema para de operar. La temperatura de la solución concentrada en el intercambiador de calor empieza a bajar y puede llegar al punto de cristalización. La cristalización puede ocurrir con mayor facilidad cuando la máquina es parada mientras estaba a máxima potencia.

II. MODELO TERMODINÁMICO

a. Introducción

El modelado de máquinas de absorción es una tarea compleja y desafiante debido al hecho de que tiene muchos componentes internos y externos interconectados donde se da una transmisión de calor tridimensional. La mayoría de las aproximaciones de modelado han sido tradicionalmente hechas en régimen estacionario, pero, la aproximación dinámica está ganando interés recientemente, ya que puede aportar información adicional de utilidad para objetivos de control y optimización [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13]. Las mayores contribuciones del modelo desarrollado es que usa una aproximación orientada a objetos y está basado en el principio de conservación de masa y entalpía para los componentes principales, y relaciones constitutivas para el intercambiador de calor, la bomba y las válvulas de expansión. Además, factores dinámicos son tenidos en consideración tales como la inclusión de dinámicas internas y externas y el retardo de transporte que ocurre en las tuberías internas y externas. Un diagrama con la estructura general y las variables usadas se presenta en la figura 1.

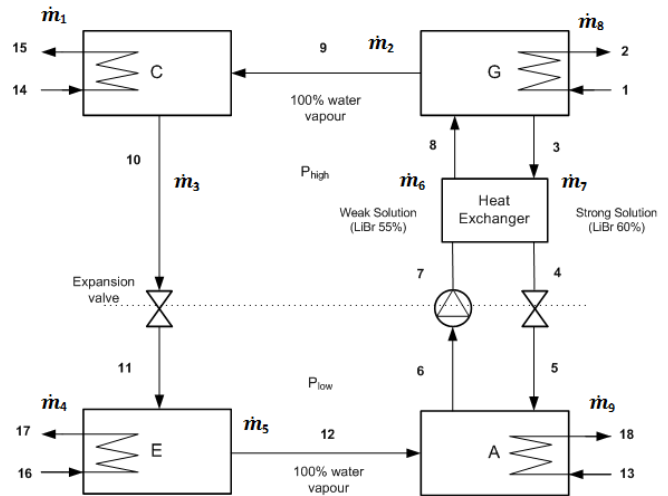


Fig. 1 Diagrama de la máquina de absorción

Ecuaciones de estado recientes [14] son usadas para calcular las propiedades termodinámicas en cada instante, alcanzando una buena precisión a la vez que mantiene una buena eficiencia computacional.

Se han hecho algunas consideraciones iniciales para simplificar el modelo: (1) no se consideran las variaciones de energía potencial ni cinética (2) variación de presión dentro de los componentes tampoco es considerada, (3) el fluido es saturado en los puntos 3,6 y 10, (4) el vapor es saturado en el

punto 12, (5) se considera *well-stirred reactor* en todos los componentes, (6) la transmisión de calor al ambiente no es considerada, (7) el flujo de masa es unidimensional, (8) la bomba es isentrópica, (9) el flujo de masa de la bomba es constante, (10) la válvula es isentálpica, (11) los coeficientes de transmisión de calor son variables en los intercambiadores de calor, (12) el intercambiador de calor presenta una eficiencia constante, (13) la presión en el generador es igual a la del condensador, (14) la presión en el evaporador es igual a la del absorbedor

b. Modelo del condensador

En el condensador el vapor de refrigerante es condensado hasta su estado líquido por el agua de refrigeración de la torre en los tubos del intercambiador externo. El modelo propuesto incluye las dinámicas externa e interna a través del uso de dos ecuaciones diferenciales acopladas, una para el condensador y otra para el intercambiador. Sólo la fase líquida es tomada en cuenta debido al hecho de tener la mayor influencia en la capacidad. En la ecuación de la conservación de la energía dos términos surgen. El primero está relacionado con la variación de energía interna debido a la variación de temperatura del fluido, el segundo está relacionado con las variaciones de energía interna debido a las variaciones de masa de fluido.

$$\frac{dM_c}{dt} + M_c \frac{du_c}{dt} = \dot{m}_2 h_9 - \dot{m}_3 h_{10} - Q_c \quad (1)$$

$$\frac{dM_c}{dt} = \dot{m}_2 - \dot{m}_3 \quad (2)$$

$$M_c C_p \frac{dT_{15}}{dt} = \dot{m}_1 C_p (T_{15} - T_{14}) + Q_c \quad (3)$$

c. Modelo del evaporador

En el evaporador parte del agua se convierte directamente en vapor (flash), otra parte se evapora en los tubos y el resto (una pequeña parte) se derrama. La conservación de energía y de la masa son aplicadas a la fase líquida dando lugar a las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dM_e}{dt} + M_e \frac{du_e}{dt} = \dot{m}_3 h_{11} - \dot{m}_5 h_{12} + Q_e \quad (4)$$

$$\frac{dM_e}{dt} = \dot{m}_3 - \dot{m}_5 \quad (5)$$

$$M_{pe} C_p \frac{dT_{17}}{dt} = \dot{m}_4 C_p (T_{16} - T_{17}) - Q_e \quad (6)$$

d. Modelo del generador

En el generador, una solución fuerte es generada evaporando parte del agua que contiene. La conservación de la masa y energía para sistemas abiertos es aplicada, tanto para la acumulación de solución interna como para el agua presente en los intercambiadores externos. Sólo las fases líquidas son tenidas en cuenta en los balances porque tienen la capacidad más significativa. Para el LiBr y el H₂O se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dM_g}{dt} u_g + M_g \frac{du_g}{dt} = \dot{m}_6 h_8 - \dot{m}_2 h_9 - \dot{m}_7 h_3 + Q_g \quad (7)$$

$$\frac{dM_{LiBr}}{dt} = \dot{m}_6 X_2 - \dot{m}_7 X_1 \quad (8)$$

$$\frac{dM_{H_2O}}{dt} = \dot{m}_6 (1 - X_2) - \dot{m}_7 (1 - X_1) - \dot{m}_2 \quad (9)$$

$$M_g = M_{H_2O} + M_{LiBr} \quad (10)$$

$$X_1 = \frac{M_{LiBr}}{M_{LiBr} + M_{H_2O}} \quad (11)$$

$$M_{pg} C_p \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_8 C_p (T_1 - T_2) - Q_g \quad (12)$$

Donde X_1 representa la fracción másica de LiBr presente en la solución fuerte del generador.

e. Modelo del absorbedor

En el absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por la solución fuerte proveniente del generador. La conservación de energía y de la masa son aplicadas al LiBr y el agua, resultando en las ecuaciones presentadas abajo,

$$\frac{dM_a}{dt} u_a + M_a \frac{du_a}{dt} = \dot{m}_7 h_5 - \dot{m}_5 h_{12} - \dot{m}_6 h_6 - Q_a \quad (13)$$

$$\frac{dM_{LiBr}}{dt} = \dot{m}_7 X_1 - \dot{m}_6 X_2 \quad (14)$$

$$\frac{dM_{H_2O}}{dt} = \dot{m}_7(1 - X_1) - \dot{m}_6(1 - X_2) - \dot{m}_5 \quad (15)$$

$$M_a = M_{H_2O} + M_{LiBr} \quad (16)$$

$$X_2 = \frac{M_{LiBr}}{M_{LiBr} + M_{H_2O}} \quad (17)$$

$$M_{pa} C_p \frac{dT_{18}}{dt} = \dot{m}_9 C_p (T_{18} - T_{13}) - Q_a \quad (18)$$

Donde X_2 representa la fracción másica de LiBr presente en la solución débil del absorbedor.

f. Intercambiadores de Calor

Para el cálculo de la transferencia de calor entre los componentes y los intercambiadores de calor, el *log mean temperature difference* (LMTD) fue usado, proporcionando las siguientes ecuaciones:

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (19)$$

$$Q = UA \Delta T_L \quad (20)$$

El coeficiente de transmisión global es considerado variable en todos los intercambiadores, dado por,

$$U = \frac{1}{\frac{d_0}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_0}{d_i} F_i + \frac{d_0}{2k} \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right) + F_o + \frac{1}{h_o}} \quad (21)$$

El coeficiente de transmisión interna h_i y la conductividad de los tubos k son considerados constantes, mientras que el coeficiente de convección es dado por la correlación de Pethukov [15],

$$Nu_D = \frac{f/8Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (22)$$

g. Bomba

La bomba es modelada utilizando la ecuación de Bernoulli

resultando en:

$$p_A - p_G - H\rho g = f \frac{L\dot{m}^2}{2\rho d^5 \left(\frac{\pi}{4}\right)^2} - \frac{P_e \eta \rho}{\dot{m}} \quad (23)$$

h. Válvulas

Las válvulas son modeladas con las siguientes ecuaciones

$$Q_{max} = E_s \sqrt{\Delta p} \quad (24)$$

$$Q = Q_{max} \gamma \quad (25)$$

i. Ecuaciones de Estado

Para definir las propiedades del agua pura se usó el standard internacional IAPWS97. Esto permite un alto grado de precisión sin sacrificar la eficiencia computacional. Para la solución de LiBr-H₂O un conjunto de ecuaciones de estados desarrolladas por [14] fueran implementadas. Para la presión de saturación tenemos:

$$p(T, x) = p_\sigma(\theta) \quad (26)$$

Donde $p_\sigma(\theta)$ representa la presión de saturación del agua pura a una temperatura equivalente θ , y x es la fracción molar.

$$x = \frac{n_{LiBr}}{n_{LiBr} + n_{H_2O}} \quad (27)$$

Para la temperatura equivalente, entalpia, calor específico a presión constante y densidad, las ecuaciones siguientes han sido aplicadas [14],

$$\theta = T - \sum_{i=1}^8 a_i x_i^{m_i} (0.4 - x)^{n_i} \left(\frac{T}{T_c}\right)^{t_i} \quad (28)$$

$$h(T, x) = (1 - x)h'(T) + h_c \sum_{i=1}^{30} a_i x_i^{m_i} (0.4 - x)^{n_i} \left(\frac{T}{T_o}\right)^{t_i} \quad (29)$$

$$C_p(T, x) = (1 - x)C_p'(T) + C_{p,t} \sum_{i=1}^8 a_i x_i^{m_i} (0.4 - x)^{n_i} \left(\frac{T_c}{T - T_o}\right)^{t_i} \quad (30)$$

$$\rho(T, x) = (1 - x)\rho'(T) + \rho_c \sum_{i=1}^2 a_i x_i^{m_i} \left(\frac{T}{T_c}\right) \quad (31)$$

Donde el significado de los coeficientes es descrito en [14].

j. Retardo de transporte

El retardo de transporte debido a las tuberías (internas y externas) es modelado con un retardo variable dado por la siguiente ecuación,

$$\Delta t = \frac{L}{v} \quad (32)$$

Donde v representa la velocidad y L la longitud de la tubería.

k. Transferencias de calor internas

Las transferencias de calor internas son contabilizadas a través de la inclusión de un término adicional en las ecuaciones de balance de energía. Por ejemplo para el generador resulta en:

$$\frac{dM_g}{dt} u_g + M_g \frac{du_g}{dt} = \dot{m}_6 h_8 - \dot{m}_2 h_9 - \dot{m}_7 h_3 + Q_g + Q_{gc} + Q_{ga} + Q_{ge} \quad (33)$$

Los últimos términos en el lado derecho de la ecuación representan el intercambio de calor entre el generador y el condensador, entre el generador y el absorbedor y entre el generador y el evaporador respectivamente. Para los otros componentes el procedimiento aplicado ha sido análogo.

l. Rendimiento Energético

El *coefficient of performance* (COP) es definido como,

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + Q_{el}} \approx \frac{Q_e}{Q_g} \quad (34)$$

La potencia eléctrica que alimenta la bomba Q_{el} es muy pequeña y no se ha tenido en consideración. La capacidad de

refrigeración es dada por:

$$CAP = \dot{m}_4 (T_{17} - T_{16}) \quad (35)$$

III. CÓDIGO

Actualmente el modelado de máquinas de absorción se realiza en uno de los siguientes softwares: *Absorption Simulation* (ABSIM) o en el *Equation Engineering Solver* [13]. Ambos presentan buenos resultados de simulación, pero les faltan algunas características importantes. Otras aproximaciones han sido hechas en otros lenguajes. Bittanti et al. [10] desarrolló un modelo dinámico en Simulink usando C S-Functions. Kohlembach et al. [7] desarrollaron un modelo dinámico en MATLAB para máquinas de absorción de simple efecto modelando capacidad interna y externa. Somers et al. [13] usó el software comercial ASPEN Plus para modelar una máquina de absorción de LiBr-H₂O. Estas aproximaciones tienen la desventaja de no estar orientadas a objetos, lo que causa que la integración con modelos mayores sea complicada. En este trabajo el modelo es implementado en el lenguaje acasual de alto nivel Modelica con una filosofía de modelado físico orientado a objetos. En la figura 2 se puede observar una imagen de la máquina de absorción con los componentes principales desarrollados:

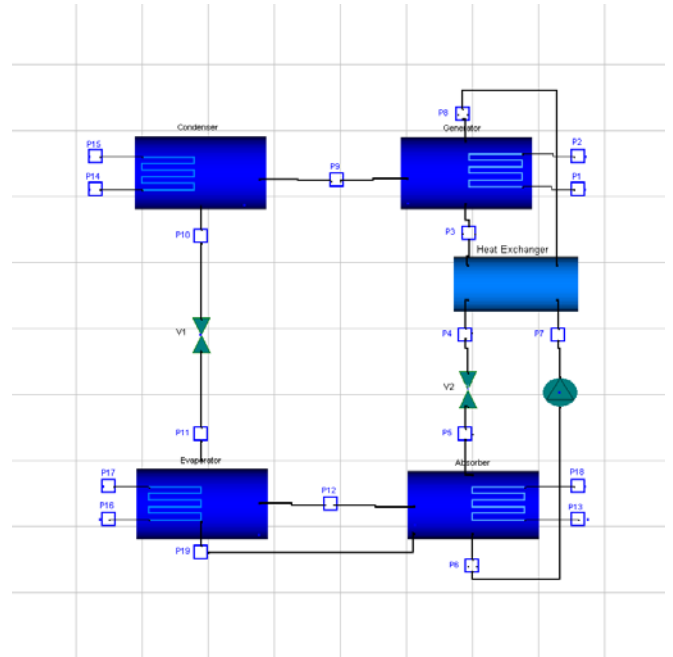


Fig. 2 Modelo de la máquina de absorción en Modelica

Para la integración del sistema de ecuaciones resultante (DAE) fue usado el *solver* DASSL [16], que permite la integración de sistemas híbridos de ecuaciones.

IV. VALIDACIÓN

Para validar el modelo, una comparación de todas las temperaturas, caudales internos y transferencias de calor ha sido realizada entre los resultados obtenidos en Modelica y los resultados obtenidos por Florides et al. [3] bajo las mismas condiciones, en estado estacionario y en el punto nominal de trabajo. Los datos de caracterización del modelo son obtenidos directamente de [3], y los valores de las áreas son derivados de las potencias y de los LMTD's presentes en [3]. Los resultados son mostrados en la tabla 1, y presentan una buena concordancia con un error relativo pequeño.

Table 1. Comparación de resultados entre Modelica y Florides

Variables	Florides	Modelica	Error Absoluto	Error Relativo
T ₁	92	92	0	0.000
T ₂	88	87.99	0.01	0.000
T ₃	75	73.5	1.5	0.02
T ₄	51.5	50.7	0.8	0.016
T ₅	44.5	44.3	0.2	0.004
T ₆	34.9	34.4	0.5	0.014
T ₇	34.9	34.4	0.5	0.014
T ₈	55	54.2	0.8	0.015
T ₉	70	735	-3.5	0.05
T ₁₀	31.5	30.7	0.8	0.025
T ₁₁	6	5.6	0.4	0.067
T ₁₂	6	5.6	0.4	0.067
T ₁₃	30	30	0	0.000
T ₁₄	27	27	0	0.000
T ₁₅	28.5	28.52	-0.02	0.001
T ₁₆	13	13	0	0.000
T ₁₇	11	10.99	0.01	0.001
T ₁₈	31	30.99	0.01	0.000
\dot{m}_1	0.1707	0.1707	0	0.000
\dot{m}_2	0.000431	0.00043138	2E-8	0.000
\dot{m}_3	0.000431	0.00043138	-3.8E-7	0.001
\dot{m}_4	0.1196	0.1196	0	0.000
\dot{m}_5	0.000421	0.00042122	-2.2E-7	0.001
\dot{m}_6	0.00517	0.00517121	-1.2E-6	0.000
\dot{m}_7	0.00474	0.00474738	-7.4E-6	0.002
\dot{m}_8	0.08074	0.08074	0	0.0
\dot{m}_9	0.306	0.306	0	0.000
X ₁	0.6	0.596	0.004	0.007
X ₂	0.55	0.547	0.003	0.005
Q _g	1350	1350.8	-0.8	0.001
Q _e	1000	1001.6	-1.6	0.002
Q _c	1070	1081.5	-11.5	0.011
Q _a	1280	1273.1	6.9	0.005
COP	0.74	0.7415	-0.0015	0.002

V. RESULTADOS

Diversos estudios paramétricos fueron realizados para evaluar la influencia de diversas variables en las condiciones externas y internas y el rendimiento general. Para obtener un estado de equilibrio las válvulas V1 y V2 fueran ajustadas hasta que las variaciones de masas internas fueran cero, para evitar estados transitorios debido a la acumulación de masa.

a. Influencias de la temperatura de entrada en el generador

Se puede observar en la figura 3 que al aumentar la temperatura de entrada exterior el generador se aumenta la capacidad de refrigeración.

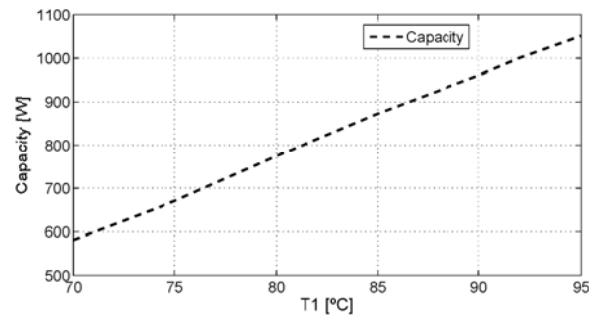


Fig. 3 Capacidad de refrigeración vs T₁

Esto se debe al hecho de que cuanto más calor se introduzca, más agua se evapora de la solución generando una solución más concentrada como se puede ver en la fig.4

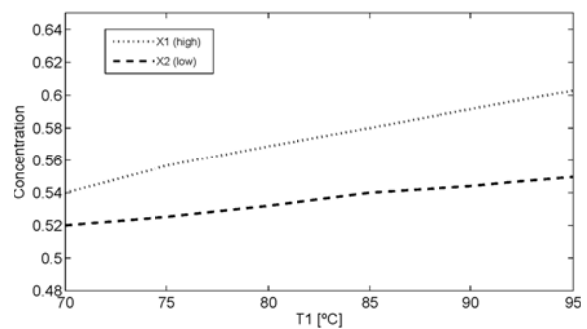


Fig. 4 Concentración vs T₁

Este aumento de concentración aumenta la tasa de flujo de refrigerante como se puede observar en la figura 8 aumentando así el efecto refrigerante.

Este aumento de capacidad está limitado porque por encima de una dada concentración ocurre la cristalización. Al aumentar la concentración de la solución el diferencial de

presión interno aumenta debido a que el vacío producido por la solución también aumenta. Este efecto puede ser observado en la figura 5.

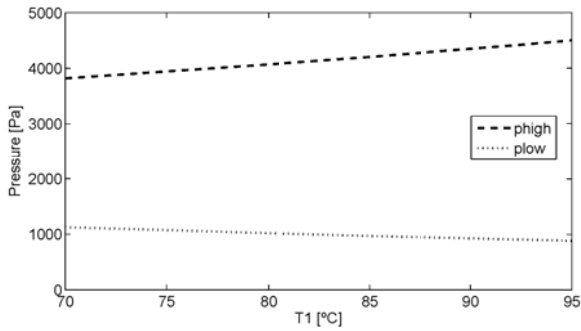


Fig. 5 Presión interna vs T_1

El coeficiente de rendimiento (COP) se mantiene aproximadamente constante con la temperatura como se puede ver en la figura 6.

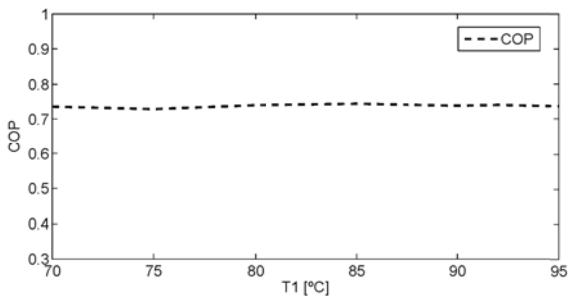


Fig. 6 Coefficient of Performance (COP) vs T_1

Los flujos de transferencia de calor del condensador, evaporador y absorbedor también aumentan proporcionalmente a la capacidad como se puede ver en la figura 7.

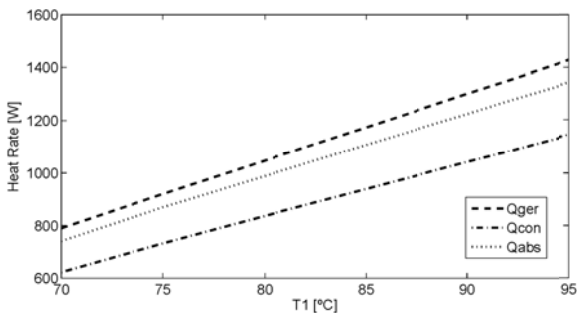


Fig. 7 Flujos de transferencia de calor vs T_1

La transferencia de masa interna también aumenta con T_1 (ver figura 8). Esto se debe al hecho de que más refrigerante es evaporado en el generador lo que aumenta los flujos de transmisión internos.

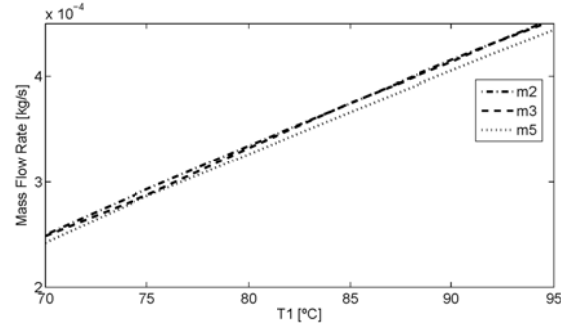


Fig. 8 Flujos máxicos vs T_1

b. *Influencias de la temperatura de entrada al evaporador*

La influencia la temperatura del evaporado se puede ver en la figura 9 donde se verifica que la capacidad aumenta con T_{16} .

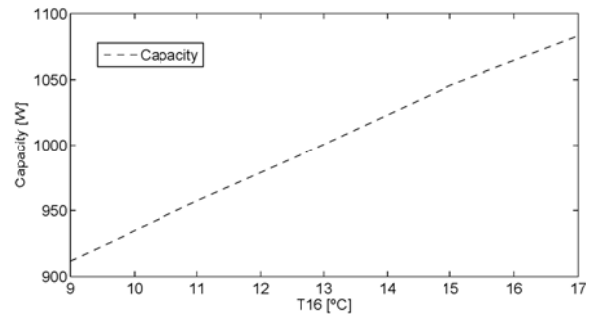


Fig. 9 Capacidad de refrigeración vs T_{16}

La concentración de solución decrece con T_{16} como se puede observar en la figura 10.

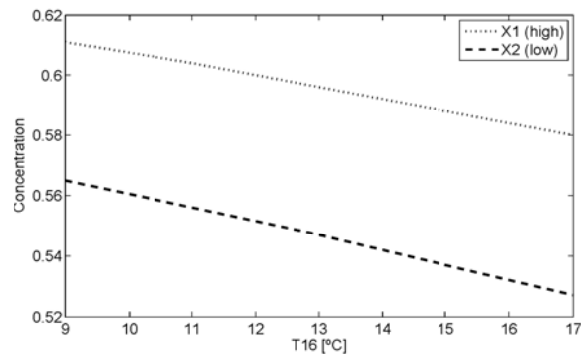


Fig. 10 Concentración vs T_{16}

El COP se mantiene aproximadamente constante, como se puede observar en la figura 11.

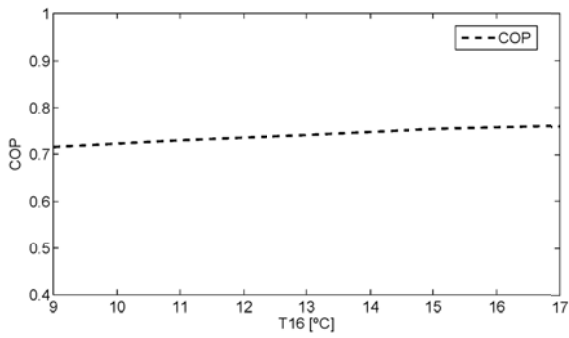


Fig. 11 COP vs T_{16}

Las presiones internas (p_{low} y p_{high}) también aumentan con T_{16} como se puede observar en la figura 12.

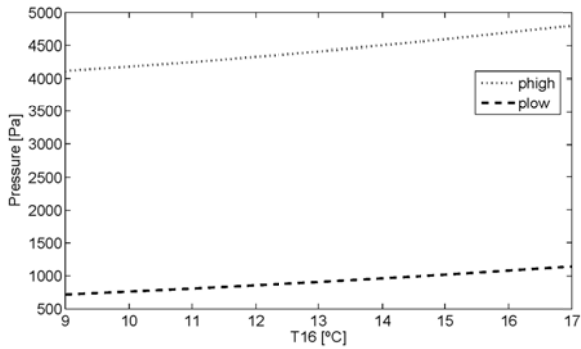


Fig. 12 Presiones internas vs T_{16}

c. *Influencias del caudal de entrada en el generador*

El efecto del caudal de entrada del generador en la capacidad puede ser observado en la figura 13.

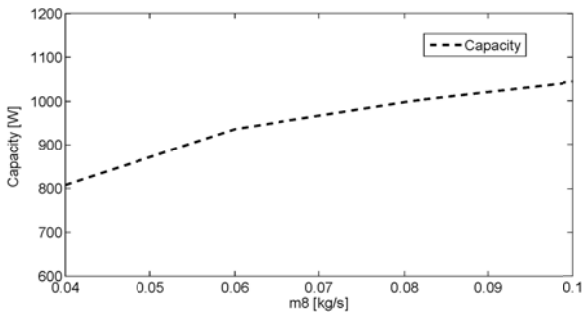


Fig. 13 Capacity vs m_8

Al aumentar el flujo de masa aumenta la transferencia de calor al generador. Esto genera más solución fuerte y refrigerante lo que aumenta la capacidad de refrigeración.

En la figura 14 se puede ver la influencia en la concentración de la solución.

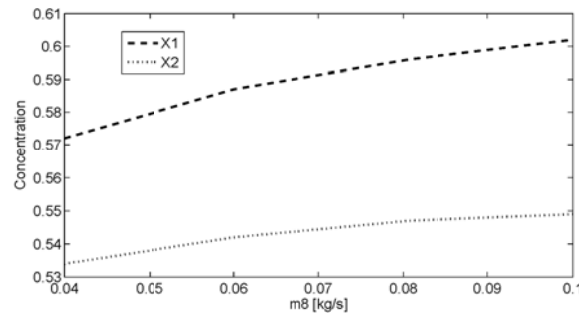


Fig. 14 Concentración vs m_8

El aumento de caudal aumenta el flujo de calor generando así una solución más concentrada.

d. *Transferencias de calor internas*

Se realizaron también simulaciones de transferencia de calor interna entre los distintos componentes, para evaluar su influencia en el rendimiento global. Se puede ver en la figura 15 que al aumentar el porcentaje de flujo de calor entre componentes la capacidad se reduce.

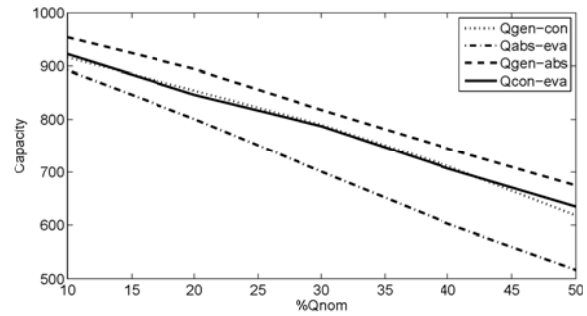


Fig. 15 Capacidad vs $\%Q_{nom}$

La influencia en el COP es parecida a la influencia de la capacidad, donde la transferencia entre el absorbedor y el evaporador tiene la mayor influencia (ver figura 16)

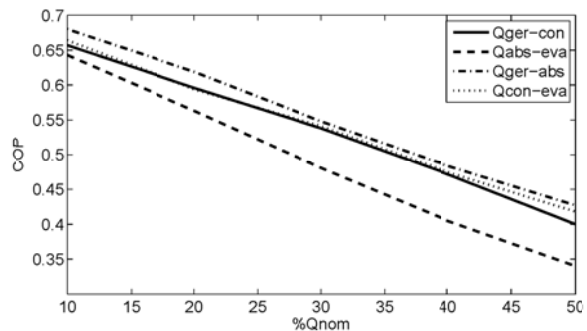


Fig. 16 COP vs $\%Q_{nom}$

e. *Simulaciones Dinámicas*

Como se ha comentado en la introducción, uno de los aportes principales de este modelo es que permite simular dinámicamente el rendimiento del sistema. Algunos resultados ilustrativos son mostrados en las siguientes gráficas donde el eje x está en segundos. La figura 17 representa la evolución dinámica de la capacidad cuando es aplicada una secuencia de pulsos en la temperatura externa del generador T_1 .

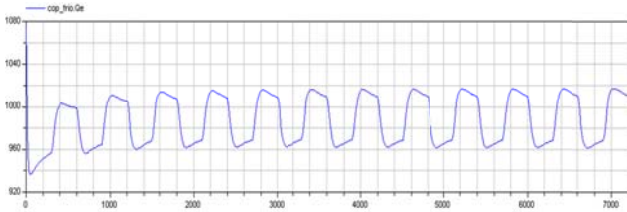


Fig. 17 Capacidad vs tiempo (s)

La señal de entrada (T_1) es presentada en la siguiente figura.

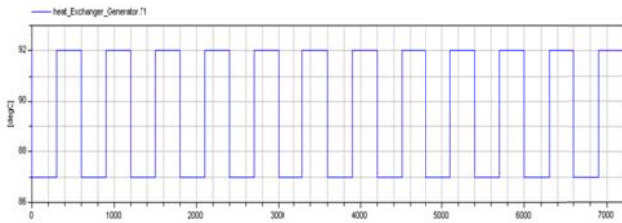


Fig. 18 T_1 vs tiempo(s)

El efecto en la temperatura de salida del evaporador T_{17} es presentado en la siguiente figura.

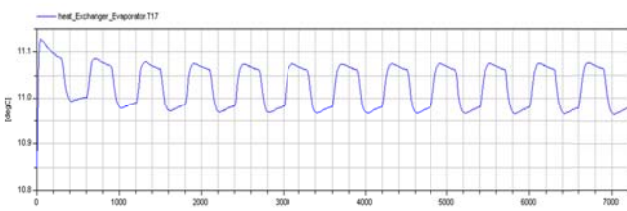


Fig. 19 T_{17} vs tiempo (s)

Estas figuras indican la importancia de controlar la temperatura de entrada del generador ya que es la principal variable utilizada para modular la capacidad de la máquina. También fueron efectuadas simulaciones para analizar la respuesta del sistema a un escalón en la válvula V_1 .

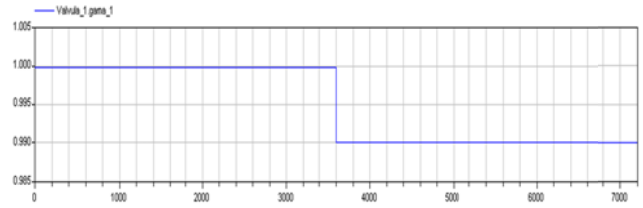


Fig. 20 Apertura de la válvula vs tiempo (s)

En la figura 20 se observa que al cerrar la válvula la presión de saturación decrece (figure 21) originando una disminución en la temperatura T_{12} .

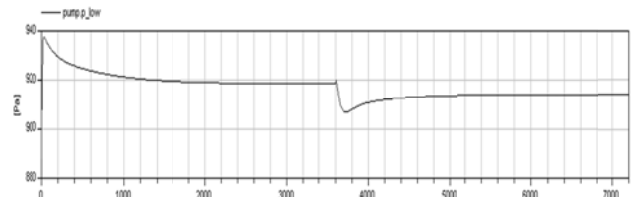


Fig. 21 P_{low} vs tiempo (s)

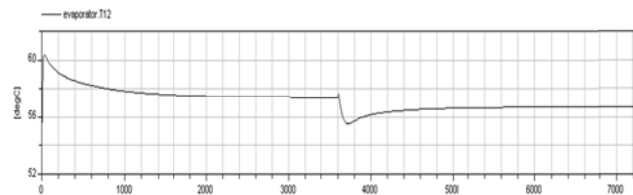


Fig. 21 T_{12} vs tiempo (s)

Más simulaciones han sido efectuadas, incluyendo todas las variables del sistema, presentando estas las tendencias esperadas.

VI. CONCLUSIONES

Un modelo termodinámico completo de una máquina de absorción de LiBr ha sido desarrollado, considerando dinámicas externas e internas. Un conjunto eficiente de ecuaciones de estado ha sido usado, tanto para el agua como para la solución, permitiendo minimizar el tiempo de cómputo de la simulación. Las transferencias de calor entre componentes también han sido abordadas demostrando que tienen una influencia importante en el rendimiento global, y sugiriendo que un buen aislamiento de los componentes es importante. El lenguaje acasual orientado a objetos utilizado demuestra que este tipo de metodología simplifica mucho el

desarrollo de modelos dinámicos. Las simulaciones efectuadas prueban que la máquina de absorción de LiBr-H₂O permite una refrigeración eficaz con un COP de 0.74 y una capacidad de 1kW. Diversas simulaciones de la influencia de las condiciones operativas externas en el desempeño global han sido realizadas. El modelo desarrollado puede ser usado para simulaciones estacionarias o dinámicas con un objetivo orientado al control o a la optimización. Como desarrollo futuro, el modelo será calibrado usando datos reales de una instalación experimental. Una máquina de LiBr-H₂O de doble efecto será desarrollada reutilizando los componentes previamente desarrollados en este trabajo

VII. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido apoyado por el Ministério Português de la Ciência – Fundação para a Ciência e Tecnologia, por el Ministerio Español de la Ciencia e Innovación y fondos EU-ERDF bajo el PSE-ARFRISOL PS-120000-2005-1 (Strategic Singular Scientific Technological Project) y DPI2010-21589-C05-04, y por la Consejería de Economía, Innovación y Ciencia de la Junta de Andalucía, proyecto de excelencia P10-RNM-5927.

REFERENCES

- [1] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering – Processes and Systems*, USA, Elsevier, 2009.
- [2] K.E.Herold, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. USA: CRC Press; 1996.
- [3] G.A.Florides, S.A. Kalogirou, S.A.Tassou, L.C. Wrobel, *Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine*, Energy conversion and Management, Vol.44, pp.2483-2508, 2003.
- [4] S.K.Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, USA, McGraw-Hill, 2001.
- [5] X.Liao, R.Radermacher, *Absorption Chiller Crystallization Control Strategies for Integrated Cooling Heating and Power Systems*, International Journal of Refrigeration.
- [6] H.Matsushima, T.Fujii, T. Komatsu, A. Nishiguchi, *Dynamic Simulation Program with Object-Oriented formulation for absorption chillers (modeling, verification, and application to triple-effect absorption chiller)*. International Journal of Refrigeration, Vol.33, pp. 259-268, 2010
- [7] P. Kohlenbach, F. Ziegler, *A dynamic Simulation Model for Transient Absorption Chiller Performance, Part I: The model*, International Journal of Refrigeration, Vol.31, pp.217-225, 2008.
- [8] C.Flebner, S.Petersen, F. Ziegler, *Simulation of an Absorption Chiller Based on a Physical Model*, in Proceedings 7th Modelica Conference. Como, Italy, 2009
- [9] D.G. Fu, G. Poncia, Z.Lu, *Implementation of an Object-Oriented Dynamic Modeling Library for Absorption Refrigeration Systems*, Applied Thermal Engineering, pp. 217-225, 2006
- [10] S. Bitanti, A.D. Marco, M.Giannatempo, V. Prandoni. *A Dynamic Model of an Absorption Chiller for Air Conditioning*, in International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ECREPQ'10), Granada, Spain. European Association for the Development of Renewable Energies, 2010.
- [11] D.Zambrano, C.Bordóns, W. Garcia-Gabin, E.Camacho, *Model Development and Validation of a Solar Cooling Plant*, International Journal of Refrigeration, Vol.31, pp.315-327, 2008.
- [12] C.S.Juan, M.R. Heras, *Comparative Study of Internal Storage and External Storage Absorption Cooling Systems*, Renewable Energy. Vol.36, pp. 1645-1651, 2011.
- [13] C.Sommers, A.Mortazavi, Y. Hwang, *Modeling Water/Lithium Bromide Absorption Chillers in Aspen Plus*, Applied Energy, 2011.
- [14] J.Pátek, J.Klomeš, *A computationally Effective Formulation of the Thermodynamic Properties of LiBr-H₂O Solutions from 273 to 500K Over Full Composition Range*. International Journal of Refrigeration , Vol.29, pp.566-578, 2006.
- [15] F.P.Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, USA, Wiley, 2002.
- [16] P. Fritzson, *Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*, USA, IEEE Press, 2004.

Las máquinas de absorción se están convirtiendo en una alternativa cada vez más importante a las máquinas tradicionales de compresión de vapor, debido a la posibilidad de ser alimentadas con calor producido con energías renovables, tales como la energía solar, biomasa u otros. La mayoría de las aproximaciones al modelado de máquinas de absorción de LiBr han sido en condiciones estacionarias, sin prestar la suficiente atención a los fenómenos dinámicos inherentes al uso de fuentes de energía renovables. En este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico híbrido dinámico de una máquina de absorción de LiBr usando el lenguaje Modelica, con una filosofía de modelado físico orientado a objetos. Se usan ecuaciones de estado recientes para garantizar la precisión en simulaciones a largo plazo, mientras se mantiene la eficiencia computacional. La comparación con datos de una máquina de 1kW presenta buenos resultados. Un COP de 0.74 y una capacidad de 1kW son obtenidos en condiciones nominales. Se han realizado simulaciones para obtener la influencia en el rendimiento de las temperaturas externas, caudales externos y cambios de calor internos. También se presentan respuestas del sistema a variables de entrada dinámicas.

