

# GENERACIÓN HÍBRIDA DE FRÍO PARA SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN

Luis F. Acedo, Fco. José Jáimez, Manuel G. Satué, Manuel G. Ortega, Francisco R. Rubio  
(lacedo, fjaimenz, mgarrido16, mortega, rubio)@us.es

## Resumen

*El artículo presenta el modelado de un sistema de refrigeración que combina una planta solar de absorción y un sistema de producción de frío basado en enfriadoras refrigeradas por aire. Se pretende satisfacer la demanda de frío de una instalación haciendo que ambas plantas trabajen en paralelo, priorizando el abastecimiento de energía frigorífica por parte de la planta solar. El modelado de cada uno de los componentes se han implementado en Simulink, para poder obtener la simulación de la planta. El sistema de refrigeración propuesto presenta lazos de control para mantener las variables de salida en las referencias de caudales y temperaturas deseadas. Finalmente, se han presentado resultados de simulación que muestran el comportamiento de la planta completa.*

**Palabras clave:** Energía renovable, sistemas de refrigeración, máquina de absorción, máquina enfriadora.

## 1 INTRODUCCIÓN

La demanda energética está aumentando considerablemente en los últimos años. Se espera que su valor se incremente junto con las emisiones de  $CO_2$  en un 60% para 2030, con respecto a los datos proporcionados a principios de siglo [3]. Esto supone en la actualidad un mayor impulso hacia el uso de las energías renovables y las tecnologías de mayor eficiencia energética [4]. En este marco, las tecnologías solares representan una solución potencial.

El uso de energía solar para refrigeración presenta la gran ventaja de que la mayor demanda de frío se produce cuando la irradiación solar es mayor. Los dos componentes principales de una planta solar de refrigeración son los colectores solares y la máquina de absorción, por lo que la eficiencia del sistema depende del acoplamiento entre los dos equipos [2]. La aplicación de este tipo de instalaciones cubre sólo una parte de la demanda frigorífica, lo que permite la irradiación en cada

momento. Por tanto, se hace necesario la presencia de máquinas enfriadoras convencionales para satisfacer el resto de la demanda.

Las enfriadoras son grandes máquinas que producen agua fría con el objetivo de refrigerar el interior de los edificios. La eficiencia de las enfriadoras se expresa generalmente con el coeficiente de rendimiento (coefficient of performance, COP) o el ratio de eficiencia energética (energy efficiency ratio, EER) [1]. Es habitual la combinación de varias máquinas enfriadoras trabajando en paralelo, según lo requiera la demanda frigorífica.

Este artículo tiene como objetivo estudiar la respuesta al combinar dos sistemas de producción de frío para satisfacer la demanda energética de una instalación, uno de ellos referente a una planta solar de absorción, y el otro, a un sistema de producción de frío mediante máquinas enfriadoras. Los modelos se implementan en el entorno de simulación Simulink de MATLAB, y consideran un campo de captadores solares, un acumulador, una máquina de absorción y una torre de refrigeración para la planta solar de absorción, y una máquina enfriadora junto con un bypass entre la entrada y la salida de la corriente de agua que enfría la máquina, para el sistema de producción de frío basado en máquinas enfriadoras. Además de, una carga térmica que simula la demanda de una instalación. La función principal de la planta solar es reducir al máximo el coste eléctrico del funcionamiento de las máquinas enfriadoras, siempre y cuando lo permitan las condiciones ambientales.

La organización del resto del artículo es la siguiente: la sección 2 presenta una descripción detallada del sistema, en la sección 3 se muestra el modelado de cada uno de los componentes de las plantas de producción de frío; posteriormente, en la sección 4 se hace referencia al control, en la sección 5 se presentan algunos resultados de simulación, así como, los costes de operación del sistema, y finalmente, posibles trabajos futuros y las principales conclusiones en la sección 6 y 7, respectivamente.

## 2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema se encuentra formado por dos plantas de producción de frío que suministran en paralelo potencia frigorífica a una instalación (véase la Figura 1). Los sistemas de producción de frío consisten en una planta solar de absorción, basada en la planta de refrigeración solar de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla (véase la Figura 2), y un sistema de refrigeración basado en máquinas enfriadoras.

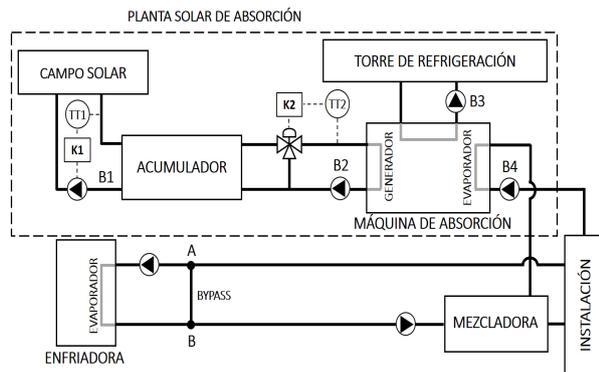


Figura 1: Diagrama de la planta.

La planta solar de absorción se compone principalmente de los siguientes equipos: colectores solares, depósito acumulador y máquina de absorción. El sistema de captación solar está formado por 20 campos de captadores conectados en paralelo. Cada campo está compuesto por 18 captadores, con una superficie de 2.13 m<sup>2</sup>/captador, dispuestos en tres baterías de 6 colectores cada una. Por lo que, se cuenta con una superficie total aproximada de 767 m<sup>2</sup> de campo solar. El agua calentada por el sistema de captación pasa al acumulador, el cual está dispuesto para que, en caso de un nivel de irradiancia menor del habitual, y de corta duración (por ejemplo, el paso de una nube), almacene suficiente energía que permita un suministro de potencia frigorífica adecuado. La máquina de absorción tiene una potencia nominal de enfriamiento de 176 kW. El COP en condiciones nominales es de 0.7. Funciona con un aporte de caudal de agua caliente a una temperatura entre 75 y 95°C, siendo la temperatura ideal 88°C, y produce un caudal de agua fría entre 7 y 12°C.

El sistema de producción de frío mediante máquinas enfriadoras está compuesto por una sola máquina de agua refrigerada por aire correspondiente al modelo RTAA 125 del fabricante TRANE (véase la Figura 3). Este modelo presenta una potencia nominal de 365.6 kW de enfriamiento a plena carga. El controlador de estas máquinas permite mantener la temperatura de

salida del agua enfriada entre 5 y 9°C.

La instalación impone la demanda frigorífica a satisfacer por ambas plantas de producción de frío. La carga de la instalación es variable en función del nivel de ocupación o la temperatura del exterior, entre otros.

Finalmente, los caudales de salida de cada planta de producción de frío se unen en una mezcladora previa a la instalación (véase la Figura 1). La planta solar de absorción proporcionará siempre el máximo caudal posible, ya que se prioriza el aprovechamiento de energía renovable. Cuando no se satisfaga la demanda impuesta por la instalación, la máquina enfriadora aporta el caudal restante necesario.



Figura 2: Instalación de climatización solar.



Figura 3: Máquina enfriadora TRANE de la serie RTAA.

## 3 MODELADO

### 3.1 Planta solar de absorción

El simulador de la planta solar de absorción se compone de los siguientes equipos, los cuales se modelan por separado: colectores solares, depósito acumulador y máquina de absorción.

También se modelan los actuadores que permiten controlar la planta.

### 3.1.1 Colectores solares

Aplicando un balance de potencia al colector se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$AC_T \frac{dT_s}{dt} = F'(AI_G - AU_L(T_s - T_{amb})) - \dot{m}C_p(T_s - T_e) \quad (1)$$

Donde  $T_s$  y  $T_e$  son las temperaturas de salida y entrada del fluido al captador, respectivamente.

El resto de términos de la ecuación son:

- $A$ , área de la superficie de captación del colector [ $m^2$ ],
- $C_T$ , capacidad térmica por unidad de área del colector [ $J/m^2K$ ],
- $F'$ , factor de eficiencia del panel,
- $I_G$ , irradiancia global en el plano del captador [ $W/m^2$ ],
- $U_L$ , coeficiente global de pérdidas al ambiente [ $W/m^2K$ ],
- $T_{amb}$ , temperatura ambiente [K],
- $\dot{m}$ , caudal másico [kg/s],
- $C_p$ , calor específico del fluido [J/kgK].

### 3.1.2 Acumulador

El tanque acumulador se modela como un depósito de almacenamiento estratificado. De esta forma, el agua de salida del depósito hacia el campo de colectores presenta una temperatura menor respecto a la que se conseguiría con un modelo no estratificado, consiguiendo así un mayor rendimiento.

Este modelo divide el tanque en  $N$  segmentos y plantea un balance de energía para cada nodo, construyéndose un sistema de  $N$  ecuaciones diferenciales. Se considera la hipótesis de que los flujos de fluido que circulan hacia arriba y hacia abajo, antes de entrar en cada nodo, están completamente mezclados. El número de nodos se ha establecido en  $N=24$ .

Se pueden distinguir seis tipos de nodos, como se observa en la Figura 4: nodo de salida del lado de la carga (tipo 1), nodo interno (tipo 2 y 4), nodo de entrada del lado de la fuente de calor (tipo 3), nodo de salida del lado de la fuente de calor (tipo 5) y nodo de entrada del lado de la carga (tipo 6).

Cada tipo de nodo presenta una ecuación diferente, la cual es resultante de particularizar el balance de energía de la ecuación 2, realizado a partir de las entradas y salidas de energía a un nodo genérico del acumulador (véase la Figura 5). En este balance se tienen en cuenta las pérdidas de calor al ambiente, la conducción de calor entre nodos adyacentes y las entradas y salidas de caudales.

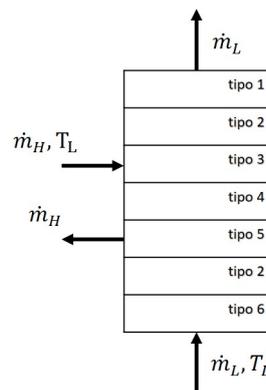


Figura 4: Modelo multinodo del acumulador.

$$M_i C_p \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_L C_p (T_i - T_{i+1}) + \dot{m}_H C_p (T_i - T_{i-1}) - \dot{m}_H C_p T_H + \dot{m}_H C_p T_{i,out} - \dot{m}_L C_p T_L + \dot{m}_L C_p T_{i,out} + \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) + \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) - U A_{s,i} (T_i - T_{amb}) \quad (2)$$

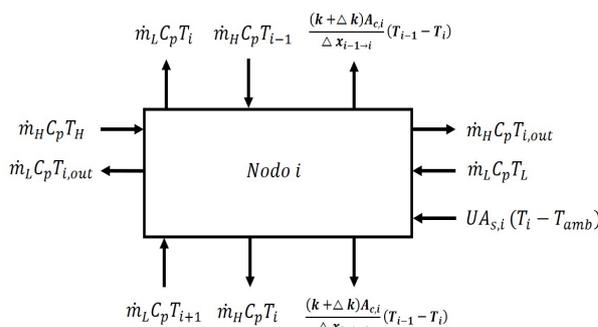


Figura 5: Entradas y salidas del acumulador.

Los términos de la ecuación son:

- $M_i$ , masa del nodo  $i$  [kg],
- $C_p$ , calor específico del fluido [J/kgK],
- $U$ , coeficiente global de pérdidas al ambiente por unidad de área [ $W/m^2K$ ],
- $k$ , conductividad del fluido [ $W/mK$ ],
- $\Delta x$ , distancia entre las líneas medias de dos nodos consecutivos [m],
- $A_{s,i}$ , área de la pared del nodo  $i$  [ $m^2$ ],

- $A_{c,i}$ , área de la sección del tanque [m<sup>2</sup>],
- $\dot{m}_H$ , caudal másico de la fuente de calor [kg/s],
- $\dot{m}_L$ , caudal másico de la carga [kg/s],
- $T_H$ , temp. de la toma de entrada procedente de la fuente de calor [K],
- $T_L$ , temp. de la toma de entrada procedente de la carga [K].

### 3.1.3 Máquina de absorción

A nivel de modelado la máquina de absorción consiste en un generador, un evaporador y una torre de refrigeración.

#### Modelo del generador

Aplicando un balance de potencia al generador se obtiene la siguiente ecuación:

$$C_{gen} \frac{dT_{owh}}{dt} = \rho q_{wh} C_p (T_{iwh} - T_{owh}) - \dot{Q}_{env} \quad (3)$$

Donde  $T_{iwh}$  y  $T_{owh}$  son las temperaturas de entrada y salida del agua en el generador, respectivamente, y  $\dot{Q}_{env}$  es la potencia cedida al ambiente por el generador. Este término se modela de la siguiente manera (ver ecuación 4). Siendo  $T_{mwh}$  la temperatura media del agua en el generador.

$$\dot{Q}_{env} = (T_{mwh} - T_{env}) U A_{gen} \quad (4)$$

El resto de términos se explican a continuación:

- $C_{gen}$ , capacidad térmica del generador [J/K],
- $C_p$ , calor específico del agua a presión constante [J/kgK],
- $\rho$ , densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>],
- $q_{wh}$ , caudal volumétrico de agua que atraviesa el generador [kg/s],
- $T_{env}$ , temperatura ambiente [K],
- $U A_{gen}$ , coeficiente global de pérdidas al ambiente del generador [W/K],

#### Modelo del evaporador

Aplicando un balance de potencia en el evaporador se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$C_{ev} \frac{dT_{owc}}{dt} = \rho q_{wc} C_p (T_{iwc} - T_{owc}) - \dot{Q}_{env} - \dot{Q}_{ev} \quad (5)$$

Donde  $T_{owc}$  es la temperatura del agua de climatización a la salida del evaporador,  $T_{iwc}$  es la temperatura del agua de climatización a la entrada del evaporador,  $C_{ev}$  es la capacidad térmica del evaporador,  $\dot{Q}_{env}$  son las pérdidas al ambiente y  $\dot{Q}_{ev}$  es la potencia frigorífica de la máquina de absorción.

El término de pérdidas se modela de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{env} = k_{ev} (\rho q_{wc} C_p (T_{mwc} - T_{env})) \quad (6)$$

Donde  $k_{ev}$  es el coeficiente de pérdidas y  $T_{mwc}$  es la temperatura media en el evaporador.

#### Modelo de la torre de refrigeración

Aplicando un balance de potencia al sistema de refrigeración se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$C_{ref} \frac{dT_{owr}}{dt} = \rho q_w C_p (T_{iwr} - T_{owr}) - \dot{Q}_{env} + \dot{Q}_{ref} \quad (7)$$

Donde  $T_{owr}$  y  $T_{iwr}$  son las temperaturas del agua de refrigeración a la salida y a la entrada del sistema de refrigeración, respectivamente,  $C_{ref}$  es la capacidad térmica del sistema de refrigeración,  $\dot{Q}_{ref}$  es la potencia térmica cedida al sistema de refrigeración y  $\dot{Q}_{env}$  son las pérdidas al ambiente.

El término de potencia cedida es:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{ev} \quad (8)$$

El término de pérdidas al ambiente se modela como:

$$\dot{Q}_{env} = k_{ref} (\rho q_w C_p (T_{mwr} - T_{env})) \quad (9)$$

Siendo  $T_{mwr}$  la temperatura media del agua en el sistema de refrigeración.

### 3.2 Sistema de refrigeración basado en enfriadoras

El modelado del sistema de refrigeración basado en máquinas enfriadoras se compone de los siguientes equipos: máquinas enfriadoras y bypass.

#### 3.2.1 Máquina enfriadora

El modelo de las máquinas se basa en los datos de funcionamiento proporcionados por el fabricante: la potencia térmica de enfriamiento y el COP para varias combinaciones de la temperatura del agua a la salida del evaporador y la temperatura del aire a la entrada del condensador para cada modelo de la máquina (tanto a plena carga como a cargas parciales).

El valor del COP se interpola a partir de los datos del fabricante (véase Figura 6), en relación con la temperatura del agua a la salida del evaporador, la temperatura del aire a la entrada del condensador y el ratio de carga de la máquina.

La potencia eléctrica consumida se calcula a partir de la potencia térmica de enfriamiento y el valor obtenido del COP.

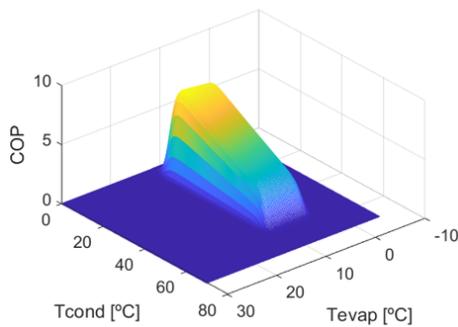


Figura 6: Datos proporcionados por el fabricante.

### 3.2.2 Bypass

Según lo requiera el sistema para cumplir con el balance de conservación de masa, se permite una conexión, en ambas direcciones, entre la corriente de agua enfriada proveniente de las enfriadoras y la corriente de agua caliente procedente de la instalación.

El modelo del bypass establece un balance de masa y energía en los puntos A y B (véase la Figura 1) según la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a + \dot{m}_b + \dot{m}_c &= 0 \\ \phi_a + \phi_b + \phi_c &= 0 \end{aligned} \tag{10}$$

Siendo a, b y c las corrientes de entrada y salida.

### 3.3 Instalación

El modelado de la instalación se realiza mediante un modelo tipo *caja negra*. A la instalación llega un caudal de carga, resultante de la mezcla de las corrientes de agua fría proveniente de la planta solar de absorción y del sistema de refrigeración basado en máquinas enfriadoras. Actuando la instalación como un intercambiador de calor con el entorno, dicho caudal de carga que presenta una temperatura mayor que a la entrada, es devuelto a las plantas descritas con anterioridad.

## 4 CONTROL DE LA PLANTA

Para la gestión del sistema se controlan los diferentes actuadores con la ayuda de los elementos de medida de los que se dispone, con el objetivo de obtener unos caudales que permitan satisfacer la carga.

En las plantas solares la irradiancia es una perturbación que actúa sobre el proceso, concretamente, sobre el campo solar. Para mitigar el efecto de dicha perturbación sobre la planta se diseña un controlador.

El sistema de control del campo de colectores mantiene la temperatura de salida,  $T_1$  (véase la Figura 1), cercana a una temperatura de referencia. La irradiancia no es una variable manipulable, por lo que, sólo se puede llegar a dicha temperatura de referencia variando el caudal de agua que circula por el campo solar.

Otra variable a controlar es la apertura de la válvula situada en la corriente de agua en la entrada al generador de la máquina de absorción. En la sección 2, se citó que dicha temperatura ( $T_2$ ) debe ser  $88^\circ\text{C}$ , por lo que, la apertura de la válvula se regula para que se mantenga esa temperatura, ya sea permitiendo la entrada de agua a menor temperatura proveniente de la salida del mismo generador, o la entrada de caudal a mayor temperatura que procede del acumulador (véase la Figura 1).

## 5 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Se presentan algunos resultados de la simulación para mostrar el comportamiento del sistema descrito. Posteriormente, se llevará a cabo un estudio económico.

La simulación considera 24 horas, con un perfil de carga variable. En la Figura 7 se muestra la carga frigorífica demandada por la instalación, además de la carga proporcionada por la máquina de absorción y la máquina enfriadora. Se puede observar como, la suma de las cargas que proporcionan ambas plantas de producción de frío es capaz de satisfacer la demanda frigorífica. Además, se muestra como la planta solar de absorción limita su tiempo de funcionamiento entre las 10h y las 17h, ya que se corresponde con el rango horario de mayor irradiancia (véase la Figura 8). Los instantes de tiempo en los que se produce una caída en el nivel de irradiancia (12.3 y 13.2h, aproximadamente) corresponden a perturbaciones provocadas por el paso de una nube.

En la Figura 9 se muestran los perfiles de temperatura del sistema. Se observa que las temperaturas del agua de salida de ambas máquinas cumplen con los límites establecidos, caudal de agua fría entre  $7$  y  $12^\circ\text{C}$  para la máquina de absorción y un caudal entre  $5$  y  $9^\circ\text{C}$  para la enfriadora.

Finalmente, los caudales aportados por cada uno de los sistemas de refrigeración se recogen en la Figura 10.

Para estimar los costes de operación del sistema, y justificar así el diseño de las plantas funcionando en paralelo, se ha utilizado la Tarifa eléctrica

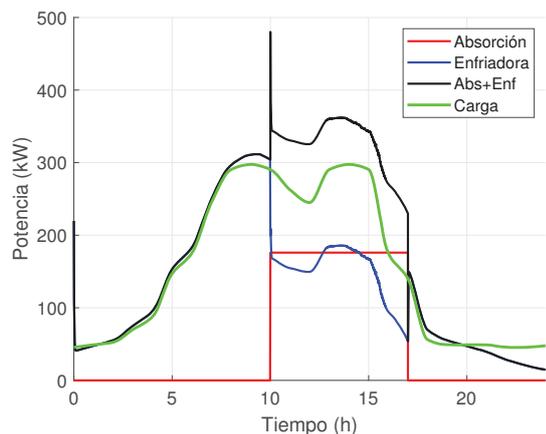


Figura 7: Potencias del sistema.

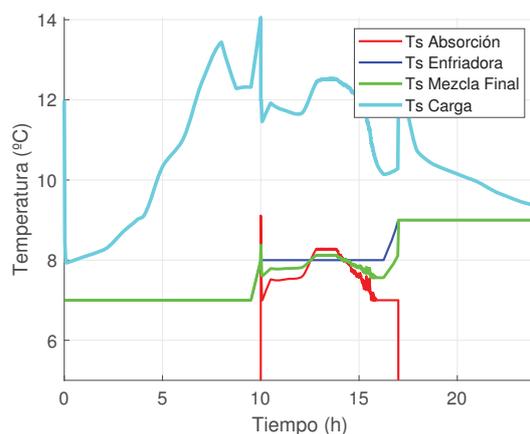


Figura 9: Perfil de temperaturas.

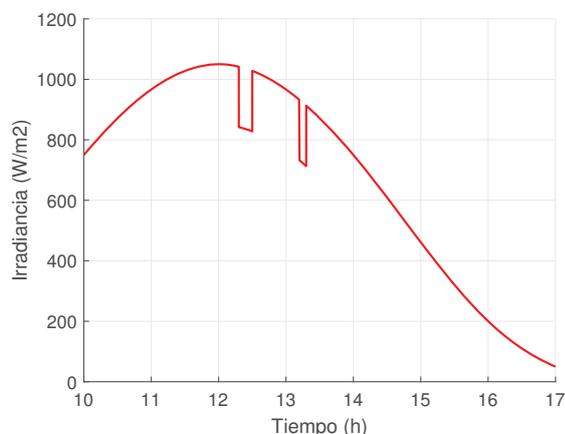


Figura 8: Perfil de irradiancia.

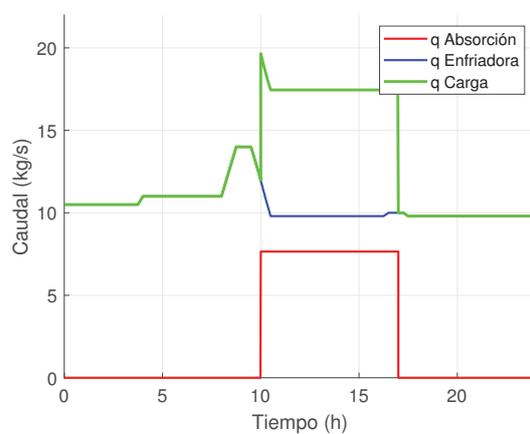


Figura 10: Perfil de caudales.

3.0TD, cuyo precio varía en función de 4 temporadas y 6 periodos horarios (como se muestra en la Tabla 1), siendo el periodo P1 el más caro y el periodo P6 el más barato. Se ha elegido un día laborable del mes de julio, que corresponde a la temporada alta.

Tabla 1: Tarifa eléctrica 3.0TD.

Periodos	€/kWh	Horas del día
P1	0,043742	9-14, 18-22
P2	0,033811	8-9, 14-18, 22-0
P3	0,018351	-
P4	0,010559	-
P5	0,003653	-
P6	0,0024	0-8

Los resultados obtenidos se recogen en la Tabla 2, donde se presenta un estudio de costes del consumo de la máquina enfriadora funcionando en solitario y su comparación con los costes del sistema de refrigeración combinado. El coste de operación de la planta de absorción es debido al con-

sumo de las bombas B1, B2, B3 y B4 (véase la Figura 1), que tienen una potencia estimada de 4 kW cada una. Como se puede observar la combinación de las plantas conlleva un ahorro del 11% frente al suministro total proporcionado sólo con la máquina enfriadora.

Tabla 2: Costes de operación.

Instalación	kWh totales	€/día
Enfriadora	925.15	28.48
Enfr. + Absorción	844.08	25.30

## 6 CONCLUSIÓN

En este artículo se ha presentado el modelado y control de un sistema de abastecimiento de energía frigorífica mediante la combinación de dos sistemas de refrigeración para satisfacer la demanda de frío de una instalación.

Se ha utilizado la herramienta Simulink de MATLAB para la simulación del sistema, para el que se

supone un control capaz de mantener las variables de salida en las referencias deseadas, de tal manera que recibe principalmente consignas de caudales y temperaturas.

Finalmente, se han presentado resultados de simulación que muestran el comportamiento completo de la planta, no sólo satisfaciendo la demanda frigorífica impuesta, sino también priorizando el funcionamiento de la planta solar frente a las máquinas enfriadoras, lo que conlleva un aprovechamiento de la energía solar y un ahorro económico calculado del 11% aproximadamente.

## 7 TRABAJOS FUTUROS

Este estudio puede servir de base para trabajos futuros cuyos posibles objetivos se enumeran a continuación:

1. Proponer un problema de optimización que reduzca el coste económico del sistema propuesto, modificando la potencia frigorífica aportada por cada planta de refrigeración minimizando los recursos energéticos de cada máquina.
2. Modificar la capacidad del acumulador de la planta solar utilizado en este estudio, para que la máquina de absorción pudiera proporcionar carga frigorífica fuera de los periodos de mayor irradiación. Lo que conllevaría un ahorro del coste total del sistema propuesto.
3. Incluir un sistema de almacenamiento de energía para la máquina enfriadora, atendiendo las distintas tarifas eléctricas a lo largo del día, y proponer un problema de optimización donde se pretenda reducir el coste económico dicha planta.

### Agradecimientos

Esta investigación ha sido financiada como Proyecto RTI2018-101897-B-100 por FEDER y US-1381503 / Ministerio de Ciencia e Innovación - Agencia Estatal de Investigación.

### English summary

## HYBRID COLD GENERATION FOR AIR CONDITIONING SYSTEMS

### Abstract

*This article presents the modeling of a refrigeration system that combines a solar absorption plant and a cold production sys-*

*tem based on air-cooled water chillers. The aim is to satisfy the cold demand of an installation in which both refrigeration plants work in parallel, prioritizing the refrigeration power provided by the absorption solar plant. The modeling of each component has been integrated into Simulink in order to be able to simulate the plant. The system is controlled as control loops to keep the output variables at the desired flow and temperature references. Finally, simulation results have been presented that show the behavior of the complete plant.*

**Keywords:** Renewable energy, cooling systems, absorption machine, chiller.

### Referencias

- [1] Acedo, Luis F., G. Satué, M., R. Arahál, M., Vivas, C., G. Ortega, M., (2021) Modelado, Control y Optimización de una Planta de producción de frío con almacenamiento de Energía. XLII Jornadas de Automática, pp 388-394
- [2] Bermejo, P., Pino, F.J., Rosa, F., (2010) Solar absorption cooling plant in Seville. Solar energy, Vol. 84, pp. 1503-1512.
- [3] Commission of the European Communities, (2006) Green Paper: A European Strategy for Sustainable, Competitive and Secure Energy, Brussels, COM (2006), vol. 105 Final.
- [4] Núñez Reyes, A., (2007) Contribuciones al Control de Plantas de Producción de Frío mediante Energía solar. Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla.



© 2022 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution CC-BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/deed.es>).