

Modelado y control de la potencia frigorífica de una máquina de absorción

Acedo, Luis F.^a, Satué, Manuel G.^{a,*}, Rubio, Francisco R.^a, Ortega, Manuel G.^a

^aDepartamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Sevilla, Camino de los Descubrimientos, 41092, Sevilla, España.

To cite this article: Acedo, Luis F., Satué, Manuel G., Rubio, F.R., Ortega, M.G.. 2023. Modelling and cooling power control of an absorption machine. XLIV Jornadas de Automática, 283-288.
<https://doi.org/10.17979/spudc.9788497498609.283>

Resumen

El artículo presenta el modelado y control de la potencia frigorífica de una máquina de absorción solar, la cual se supone que está abastecida con un reservorio de energía térmica, utilizada para sistemas de climatización. Se pretende satisfacer la demanda de frío de una instalación. El modelado de cada uno de los componentes ha sido implementado en Simulink, con el objetivo de obtener la simulación completa de la planta. En el simulador, el sistema de refrigeración propuesto presenta lazos de control para mantener las variables de salida de los caudales y temperaturas en referencias establecidas. Finalmente, se presentan los resultados de la simulación que muestran el comportamiento de la planta y que avalan el buen funcionamiento del sistema de control.

Palabras clave: Aplicaciones de control de procesos, Modelado y simulación de sistemas de potencia, Diseño de sistemas de control.

Modelling and cooling power control of an absorption machine

Abstract

The article presents the modeling and control of the cooling capacity of a absorption machine feeded by a energy reservoir, used for air conditioning systems. It is intended to satisfy the cooling demand of an installation. The modeling of each of the components has been implemented in Simulink, in order to obtain the complete simulation of the plant. In the simulator, the proposed refrigeration system presents control loops to maintain the output variables of the flow rates and temperatures in established references. Finally, the results of the simulation are presented, which show the behavior of the plant and support the good performance of the control system.

Keywords: Process control applications, Modeling and simulation of power systems, Control system design.

1. Introducción

El consumo eléctrico debido a la demanda de refrigeración se ha incrementado en los últimos años, y continuará creciendo en países con economía emergente. Este incremento de demanda energética tendrá un importante impacto en el efecto invernadero y en el calentamiento global (Satué et al., 2022). La lucha contra el cambio climático actualmente implica un importante empuje al uso de energías renovables y tecnologías con mayor eficiencia energética. En este contexto, las tecnologías solares representan una solución potencial.

La energía solar puede aprovecharse como energía térmica mediante colectores solares, y puede utilizarse para diversos

finos como el suministro de agua caliente y también para refrigeración. Un colector solar absorbe la radiación para calentar posteriormente un fluido. La radiación solar se utiliza para calentar una superficie plana oscura conocida como lámina o placa absorbente que convierte la energía de la radiación solar en energía térmica. Este calor se transfiere al fluido que circula por los tubos (Dobriyal et al., 2020).

Los sistemas de absorción solar se consideran uno de los métodos más aplicables de aprovechamiento de la energía solar para refrigeración, especialmente en regiones con gran cantidad de radiación solar (Noforesti et al., 2021). El sistema de absorción solar basado en el sistema de bromuro de litio (BrLi – H₂O) es una de las plantas de refrigeración solar más

*Autor para correspondencia: mgarrido16@us.es
Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

utilizadas.

El uso de la energía solar para la refrigeración tiene la gran ventaja de que la mayor demanda de frío se produce cuando la irradiación solar es mayor. Los dos componentes principales de una instalación de frío solar son los captadores solares y la máquina de absorción, por lo que la eficiencia del sistema depende del acoplamiento entre ambos componentes (Bermejo et al., 2010). La aplicación de este tipo de instalaciones cubre sólo una parte de la demanda de refrigeración, lo que permite las condiciones meteorológicas en cada momento. Por ello, son necesarios sistemas eficientes de almacenamiento de energía y/o máquinas frigoríficas convencionales para satisfacer el resto de la demanda.

Existen trabajos en la literatura relacionados con el modelado, la simulación y el control de plantas solares de absorción. Muchos de ellos centran sus objetivos en mejorar el funcionamiento y el rendimiento del campo solar que, junto con la máquina de absorción, conforman los componentes principales de una instalación de frío. En (Camacho et al., 2019) se propone un controlador predictivo de modelo no lineal para regular la temperatura de salida del campo solar. (Pataro et al., 2022) proponen un control predictivo no lineal híbrido para una instalación solar térmica con el objetivo de mejorar el rendimiento de operación de la planta. (Ortiz et al., 2022) definen un controlador de rango dividido capaz de manipular tanto el flujo como el desenfoque de un colector solar Fresnel para suministrar agua al Generador de Alta Temperatura (HTG) de la máquina de absorción a la temperatura adecuada. (Álvarez et al., 2014) presentan un algoritmo de control híbrido para conseguir una temperatura deseada de entrada en la máquina de absorción. Y en (Withephanich et al., 2014), el problema de control mantiene la temperatura de salida del agua del campo solar en un punto de ajuste específico mediante cambios en el caudal de la bomba que regula la entrada de agua en el campo solar. En cambio, otros trabajos como en (Rathod et al., 2019), y también en (Camacho et al., 2019), diseñan un algoritmo de control para gestionar de manera óptima la configuración de la planta.

El artículo se centra en el modelado y control de una máquina de absorción para satisfacer la demanda frigorífica de una instalación consumidora de agua fría para climatización. El modelo de la planta basada en una máquina de absorción incluye un reservorio de energía, una máquina de absorción y una torre de refrigeración, una carga térmica que simula la demanda energética de una instalación, y los correspondientes circuitos que permiten recircular caudales. Como principal aportación, en este artículo se presenta una nueva estructura de control jerárquica para satisfacer la demanda de potencia frigorífica de la instalación, controlando simultáneamente la temperatura del agua de abastecimiento de la misma. Consecuentemente, el caudal de agua fría de abastecimiento se controla indirectamente a través del control de las dos variables anteriormente citadas.

El resto del artículo se organiza del siguiente modo: la Sección 2 presenta una descripción del sistema, mientras que en la Sección 3 se presenta el modelado del mismo. En la Sección 4 se describe la estructura de control jerárquica propuesta en este trabajo, mientras que, en la Sección 5 se presentan los resultados de la simulación. Finalmente, en la Sección 6 se exponen las principales conclusiones del artículo.

2. Descripción del sistema

El sistema objeto del presente trabajo está basado en la planta de refrigeración solar localizada en la azotea del edificio de laboratorios de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla (véase la Figura 1).



Figura 1: Planta de climatización solar localizada en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla.

Los equipos principales que componen la planta solar de absorción son: un conjunto de colectores solares, un depósito acumulador y una máquina de absorción.

El sistema de captación solar tiene una superficie total de 153.36 m² y se divide en cuatro campos de colectores conectados en paralelo entre sí.

El agua calentada por el sistema de captación pasa por el acumulador (reservorio de energía en este trabajo), el cual es capaz de almacenar suficiente energía para permitir un suministro de potencia frigorífica adecuado. La máquina de absorción marca Yazaki modelo WFC10 tiene una potencia nominal de enfriamiento de 35 kW. Funciona con un aporte de caudal de agua caliente al generador de 2.38 l/s a una temperatura entre 75 y 95°C, y produce un caudal de agua fría de 1.67 l/s entre 7 y 12°C. Dispone de una sola etapa, utiliza agua como refrigerante y una solución de bromuro de litio y agua (BrLi – H₂O) como absorbente. Su *coeficiente de rendimiento* o COP, es decir, el cociente entre la potencias térmicas absorbidas en el evaporador y el generador es de 0.7 en condiciones nominales.

La instalación impone la demanda de potencia frigorífica que debe satisfacer la planta de refrigeración. La carga de la instalación es variable en función del nivel de ocupación y de la temperatura exterior, entre otros factores.

3. Modelo del sistema

El sistema a considerar en este artículo está formado por una máquina de absorción, la cual abastece de agua fría para climatización a una instalación a través de un circuito de tuberías con posibilidad de recirculación a través de una válvula de tres vías. Por otra parte, la máquina de absorción se abastece de un reservorio de energía (el cual podría ser cargado mediante de un campo solar), también a través de un sistema de tuberías con posibilidad de recirculación mediante otra válvula de tres vías. En la Figura 2 se muestra el diagrama de proceso del sistema

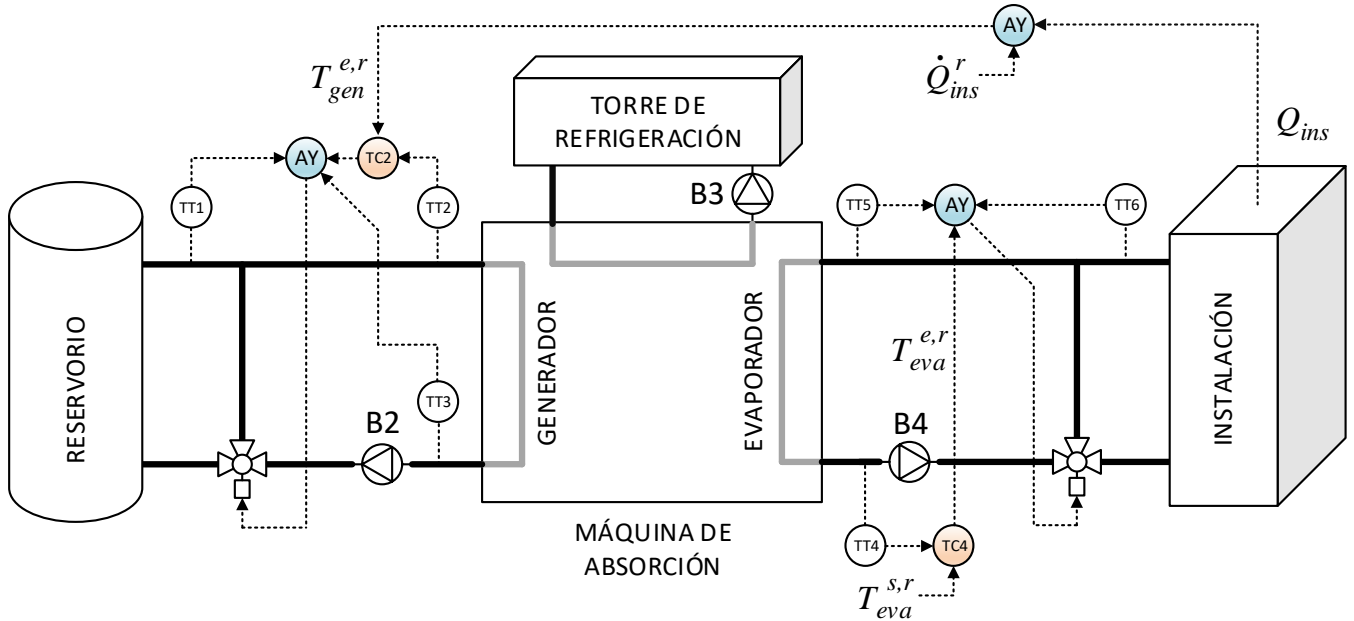


Figura 2: Diagrama de proceso del sistema con la máquina de absorción solar.

considerado. Respecto a la notación empleada en los siguientes apartados, los superíndices e, s y r asociados a variables denotan *entrada, salida y referencia*, respectivamente.

3.1. Máquina de absorción

Desde un punto de vista de descripción externa, la máquina de absorción se compone de tres circuitos por donde se realizan intercambios de calor: un generador, un evaporador y un circuito de enfriamiento. Por el generador se introduce agua caliente (entre 75 °C y 95 °C) con un caudal determinado. Este agua suele venir de un reservorio de energía, habitualmente alimentado con energía solar. El circuito del evaporador tiene como finalidad enfriar el agua proveniente de una instalación, abasteciendo así de agua fría (a unos 8 °C) al sistema de climatización de la instalación. Finalmente, el circuito de enfriamiento es alimentado por una torre de refrigeración, que se supone capaz de proporcionar agua fría (en torno a unos 29.5 °C) para refrigerar la máquina.

3.1.1. Generador

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

$$C_{gen} \frac{dT_{gen}^s}{dt} = \rho q_{gen} C_p (T_{gen}^e - T_{gen}^s) - \dot{Q}_{amb} - \dot{Q}_{gen} \quad (1)$$

donde T_{gen}^e y T_{gen}^s son las temperaturas de entrada y salida del agua en el generador, respectivamente, y \dot{Q}_{amb} es la potencia cedida al ambiente por el generador. Este término se modela según la ecuación (2) en la que T_{gen}^m es la temperatura media del agua en el generador. Las variables T_{gen}^e y T_{gen}^s se corresponden con $T2$ y $T3$ respectivamente en la Figura 2.

$$\dot{Q}_{amb} = (T_{gen}^m - T_{amb}) UA_{gen} \quad (2)$$

El resto de términos se explican a continuación:

- C_{gen} es la capacidad térmica del generador (J/K)
- C_p es el calor específico del agua a presión constante (J/kgK)
- ρ es la densidad del agua (kg/m³)
- q_{gen} es el caudal volumétrico de agua que atraviesa el generador (kg/s)
- T_{amb} es la temperatura ambiente [K]
- UA_{gen} es el coeficiente global de pérdidas al ambiente del generador (W/K)

La constante C_{gen} se ha ajustado teniendo en cuenta el tiempo de residencia del agua en este circuito a caudal nominal.

3.1.2. Evaporador

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

$$C_{eva} \frac{dT_{eva}^s}{dt} = \rho q_{eva} C_p (T_{eva}^e - T_{eva}^s) - \dot{Q}_{amb} - \dot{Q}_{eva} \quad (3)$$

donde T_{eva}^s es la temperatura del agua de climatización a la salida del evaporador, T_{eva}^e es la temperatura del agua de climatización a la entrada del evaporador, C_{eva} es la capacidad térmica del evaporador, \dot{Q}_{amb} son las pérdidas al ambiente y \dot{Q}_{eva} es la potencia frigorífica de la máquina de absorción. De nuevo, la constante C_{eva} se ha ajustado teniendo en cuenta el tiempo de residencia del agua en este circuito a caudal nominal.

El término de pérdidas se modela de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{amb} = k_{eva} [\rho q_{eva} C_p (T_{eva}^m - T_{amb})] \quad (4)$$

donde k_{eva} es el coeficiente de pérdidas y T_{eva}^m es la temperatura media en el evaporador. Las variables T_{eva}^e y T_{eva}^s se corresponden con $T5$ y $T4$ respectivamente en la Figura 2.

3.1.3. Circuito de refrigeración

Aplicando un balance de potencia a la torre de refrigeración se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$\dot{Q}_{rfg} = \rho q_{rfg} C_p (T_{rfg}^e - T_{rfg}^s) \quad (5)$$

donde T_{rfg}^e y T_{rfg}^s son las temperaturas de entrada y salida del agua de la torre de refrigeración, respectivamente. \dot{Q}_{rfg} es la potencia térmica cedida al sistema de refrigeración (ver ecuación 6).

$$\dot{Q}_{rfg} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} \quad (6)$$

3.1.4. Modelado estático

El modelo estático de la máquina de absorción permitirá modelar el balance energía entre los tres circuitos de la máquina. Se basa en los datos proporcionados por el fabricante, concretamente, la potencia térmica de enfriamiento y el COP para varias combinaciones de la temperatura del agua a la salida del evaporador, la temperatura del agua a la entrada del generador y la temperatura del agua enfriada en la torre de refrigeración.

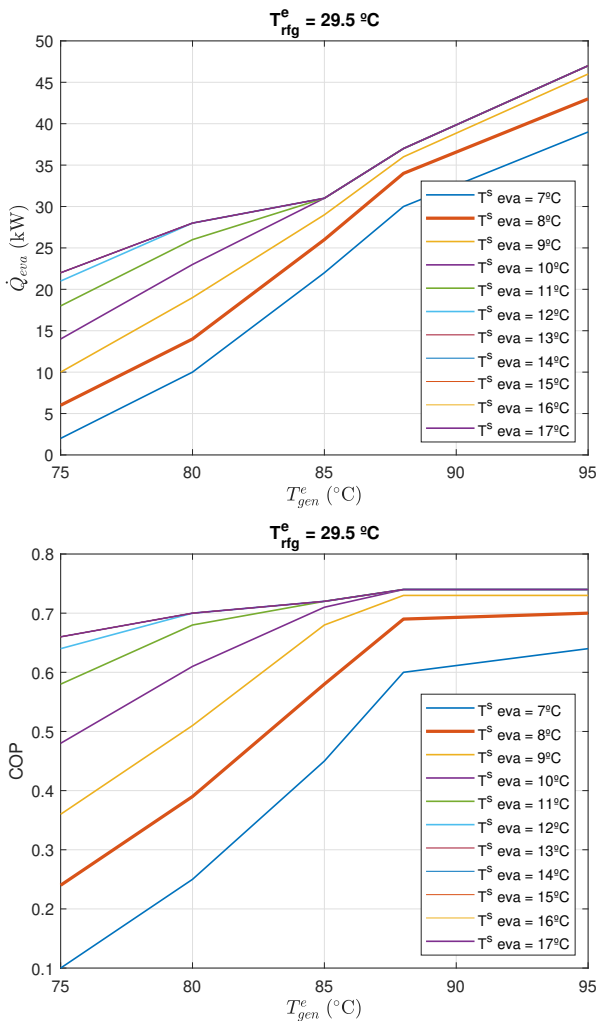


Figura 3: Curvas de funcionamiento de la máquina de absorción.

El valor del COP se interpola a partir de los datos proporcionados por el fabricante en función de la temperatura del agua

a la salida del evaporador, de la temperatura del agua a la entrada del generador y de la temperatura del agua enfriada en la torre de refrigeración.

En la Figura 3 se muestran las curvas de funcionamiento utilizadas en este trabajo, que son tablas creadas a partir de curvas del fabricante. Por simplicidad, solo se presentan los datos correspondientes a una temperatura de agua de refrigeración de 29.5 °C.

3.2. Resto del sistema

El resto del sistema (ver Figura 2) está compuesto por un reservorio de energía, una instalación que consume agua fría para climatización, una torre de refrigeración, y una serie de tuberías, válvulas y bombas que permitirán, en primera instancia, regular caudales.

Desde el punto de vista de modelado, para el reservorio se considerará que puede proporcionar agua caliente a una temperatura aproximadamente de 95 °C. De manera similar, se considerará que la torre de refrigeración es capaz de proporcionar agua en torno a 29.5 °C. Finalmente, La instalación consumidora de agua fría para climatización se modelará como un sumidero de potencia térmica, de manera que la potencia demandante se empleará para calcular la temperatura de agua a la salida de la instalación, en función del caudal de agua que circule por ella.

4. Estructura de control del sistema

El objetivo final del control es abastecer la potencia frigorífica, \dot{Q}_{ins} , demandada por una instalación consumidora de agua fría para climatización. Para ello, se considerará que la instalación demandará un cierto caudal de agua fría a una cierta temperatura (en torno a unos 8 °C). La potencia realmente consumida por la instalación podría calcularse como (véase Figura 2):

$$\dot{Q}_{ins} = \rho q_{ins} C_p (T4 - T6) \quad (7)$$

para lo cual se ha supuesto el sistema de tuberías adiabático, y por lo tanto, la temperatura de entrada a la instalación es la misma que la de salida del evaporador de la máquina de absorción.

La estructura de control propuesta se basa en un control jerárquico, tal como se puede observar en el diagrama de procesos (Figura 2).

Al más bajo nivel, la velocidad de las bombas $B2$, $B3$ y $B4$ se ajustan para garantizar caudales nominales en los circuitos de alimentación a la máquina de absorción: 2.38 l/s para el circuito del generador, 5.1 l/s para el de la torre de refrigeración, y 1.67 l/s para el del evaporador. Estos controladores no se han incluido en el diagrama de proceso.

Una vez garantizados los caudales nominales de la máquina, los siguientes controladores de más bajo nivel se encargarán de controlar las temperaturas de entrada a los circuitos del generador, $T2$, y del evaporador, $T5$, de la máquina de absorción (recuérdese que el control de la temperatura de entrada al circuito de enfriamiento lo realiza la torre de refrigeración). Este control se realizará ajustando las recirculaciones correspondientes mediante las válvulas de tres vías, basándose en un balance entálpico de la mezcla. Considerando α_{gen} y α_{eva} (valores

entre 0 y 1) el ratio de recirculación de caudales del circuito de generación y evaporador, de manera que:

$$q_{reservorio} = (1 - \alpha_{gen}) q_{gen} \quad (8)$$

$$q_{ins} = (1 - \alpha_{eva}) q_{eva} \quad (9)$$

se puede utilizar controladores con prealimentaciones de la forma:

$$\alpha_{gen} = (T2^r - T1)/(T3 - T1) \quad (10)$$

$$\alpha_{eva} = (T5^r - T6)/(T4 - T6) \quad (11)$$

El siguiente control a nivel jerárquico será garantizar que la temperatura de salida del evaporador, $T4$, tenga el valor requerido (en torno a 8°C). Este controlador, $TC4$, utilizará como señal de control la referencia de temperatura de la entrada al evaporador, $T5^r$. Para ello se ha utilizado un PI con un tiempo integral del orden de unos 10 segundos.

Finalmente, el control de más alto nivel, el de la potencia frigorífica demandada por la instalación, se lleva a cabo utilizando como señal de control la referencia de la temperatura de entrada al generador, $T2^r$. Nótese que el caudal de entrada a la instalación, q_{ins} , no se controla directamente, sino que su control se lleva a cabo de manera indirecta a través del control de la potencia. El diseño de este lazo se ha llevado a cabo con un controlador con efecto integral, el cual se alimenta con la diferencia entre la potencia demandada con la consumida. El diseño de la ganancia de este control se ha basado en las pendientes de las curvas de la gráfica de potencia de la Figura 3.

5. Resultados de simulación

Para comprobar la validez de la estrategia propuesta se han realizado una serie de simulaciones con el sistema completo. Como datos de contorno para las simulaciones, se han considerado los perfiles de temperatura ambiente y de temperatura del reservorio de energía presentados en la Figura 4.

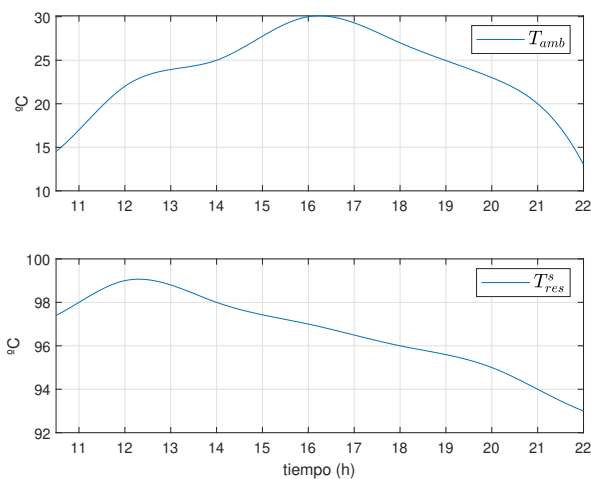


Figura 4: Perfiles de temperatura: ambiente y reservorio.

En la Figura 5 se presenta el perfil de la potencia frigorífica de referencia demandada por la instalación, junto con la consumida por la misma. Como puede observarse, ambas curvas se

asemejan lo suficiente como para validar la estrategia propuesta. En la Figura 6 se presentan las señales de control generadas por el control de potencia. En la gráfica superior se muestran tanto la temperatura de entrada al generador como su referencia (señal de control del control de potencia). En la gráfica inferior se muestra el ratio de recirculación de la válvula de tres vías del circuito que conecta el reservorio con el generador de la máquina de absorción. Como puede comprobarse, este ratio se encuentra en todo instante de tiempo entre los valores 0 y 1, por lo que la temperatura de referencia a la entrada del generador demandada es alcanzable, teniendo en cuenta el perfil de temperaturas del reservorio.

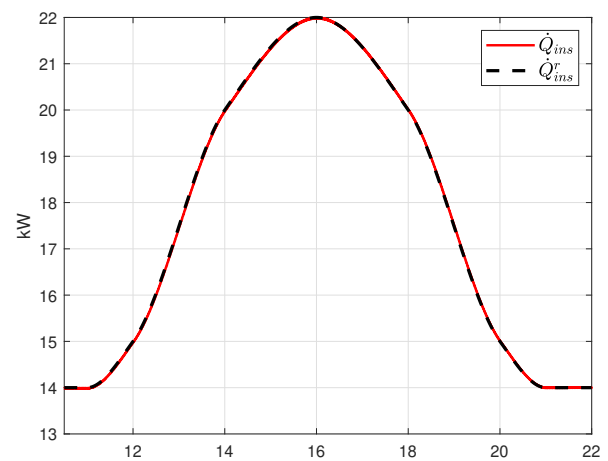


Figura 5: Potencia frigorífica demandada y consumida por la instalación.

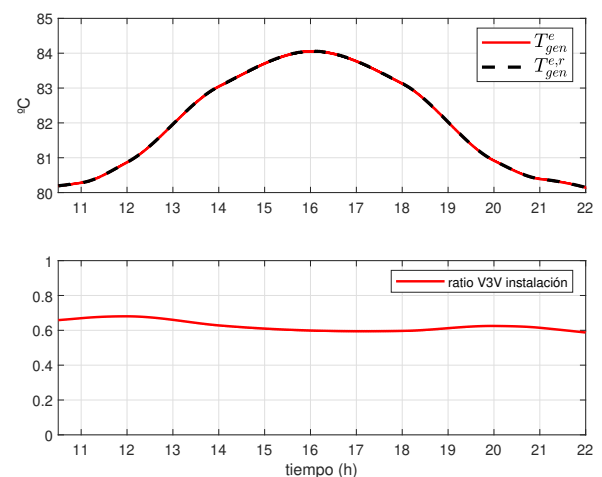


Figura 6: Control de la temperatura de entrada del generador.

En la Figura 7 se muestran las gráficas con los resultados del control de la temperatura de salida del evaporador. En la gráfica superior se muestra como la referencia de dicha temperatura se ha fijado a 8°C , y como la temperatura real sigue a dicha referencia de manera más que aceptable. En la gráfica intermedia se muestran los valores de la temperatura de entrada

al evaporador así como su referencia, que es la señal de control proporcionada por el controlador de la temperatura de salida del evaporador. Finalmente, en la gráfica inferior se muestra el ratio de recirculación de la válvula de tres vías del circuito que conecta el evaporador de la máquina de absorción con la instalación. Como puede comprobarse, de nuevo este ratio se encuentra en todo instante de tiempo entre los valores 0 y 1, por lo que la potencia demandada por la instalación puede ser abastecida por la máquina de absorción.

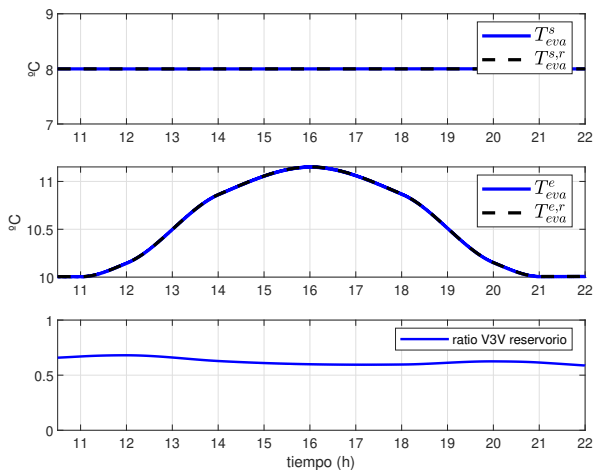


Figura 7: Control de la temperatura de salida del evaporador.

Finalmente, en la Figura 8 se muestran las siguientes potencias frigoríficas: la suministrada al generador de la máquina de absorción, la proporcionada por el evaporador de la máquina de absorción, y la consumida por la instalación. La diferencia de las dos primeras se debe al rendimiento de la máquina (COP en la Figura 3) para esas condiciones de funcionamiento. La diferencia entre la potencia generada por el evaporador y la consumida por la instalación se debe a las pérdidas térmicas consideradas en el modelado de la máquina de absorción.

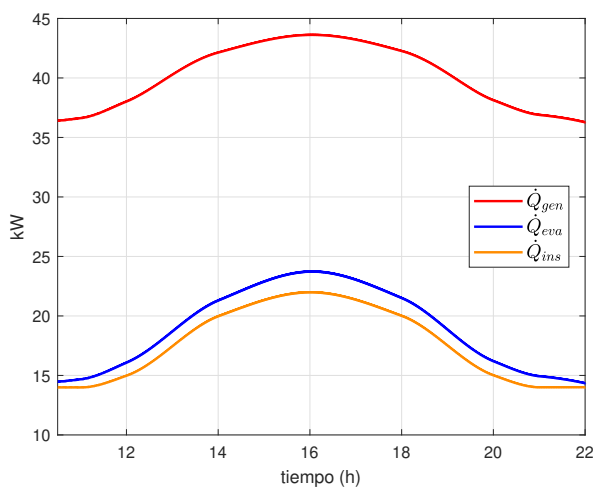


Figura 8: Potencias en el generador, evaporador e instalación.

6. Conclusiones

En este artículo se ha presentado el modelado de un sistema de abastecimiento de energía frigorífica para satisfacer la demanda de frío para climatización de una instalación. Se ha propuesto una nueva estructura de control jerárquico basada en el seguimiento de la demanda de la potencia frigorífica con la restricción de poder fijar la temperatura del agua de abastecimiento.

Se han presentado resultados de simulación que muestran el comportamiento del sistema ante un perfil de potencia variante en el tiempo demandada por la instalación, teniendo en cuenta condiciones de contorno también variantes con el tiempo. Estos resultados muestran cómo la potencia frigorífica demandada es abastecida satisfactoriamente, con una referencia de temperatura del agua de abastecimiento preestablecida.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado dentro del marco del proyecto "Control óptimo de la generación híbrida de frío solar-compresión de vapor (COGESOL)" (código US-1381503), financiado por la Junta de Andalucía a mediante *Proyectos de I+D+i FEDER Andalucía 2014-2020*.

Referencias

- Álvarez, J. D., Pasamontes, M., Guzmán, J. L., Camacho, E. F., 2014. A practical hybrid predictive control algorithm for a low-temperature thermosolar plant. *Optimal Control Applications and Methods* 37, 508–520. DOI: 10.1002/oca.2139
- Bermejo, P., Pino, F. J., Rosa, F., 2010. Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy* 84, 1503–1512. DOI: 10.1016/j.solener.2010.05.012
- Camacho, E. F., Gallego, A. J., Esgañó, J. M., Sánchez, A. J., 2019. Hybrid nonlinear MPC of a solar cooling plant. *Optimal Control of Hybrid Systems and Renewable Energies* 12 (14), 2723. DOI: 10.3390/en12142723
- Dobriyal, R., Negi, P., Sengar, N., Singh, D. B., 2020. A brief review on solar flat plate collector by incorporating the effect of nanofluid. *Materials today: Proceedings* 21, 1653–1658. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.11.294
- Noforesti, S., Ahmadzadehtalatpeh, M., Motlagh, V. G., 2021. The application of solar integrated absorption cooling system to improve the air quality and reduce the energy consumption of the air conditioning systems in buildings - a full year model simulation. *Energy and Buildings* 274, 112420. DOI: 10.1016/j.enbuild.2022.112420
- Ortiz, D. M., Sánchez, A. J., Gallego, A. J., de Andrade, G. A., Normey-Rico, J. E., Bordons, C., Camacho, E. F., 2022. Split-range control for improved operation of solar absorption cooling plants. *Renewable Energy* 192, 361–372. DOI: 10.1016/j.renene.2022.04.064
- Patato, I. M. L., Gil, J. D., Costa, V. A. D., Guzmán, J. L., Berenguel, M., 2022. A nonlinear control approach for hybrid solar thermal plants based on operational conditions. *Renewable Energy* 183, 114–129. DOI: 10.1016/j.renene.2021.10.057
- Rathod, N., Bella, A. L., Puleo, R. G. S., Rossetti, A. R., Sandroni, C., 2019. Modelling and predictive control of a solar cooling plant with flexible configuration. *Journal of Process Control* 76, 74–86. DOI: 10.1016/j.jprocont.2019.01.009
- Satué, M. G., Arahal, M. R., Acedo, L. F., Ortega, M. G., 2022. Economic versus energetic model predictive control of a cold production plant with thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering* 210, 118309. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118309
- Witthephanich, L., Esgañó, J. M., Bordons, C., 2014. Control strategies of a solar cooling plant with fresnel collector: A case of study. *Optimal Control Applications and Methods* 37, 508–520. DOI: 10.1002/oca.2139