

RANGO DE OPERACIÓN EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Fernando Morilla

Departamento de Informática y Automática, ETSI Informática, UNED, (fmorilla@dia.uned.es).

Francisco Vázquez, David Rodríguez, Juan Garrido, Sergio Fragoso

Departamento de Informática y Análisis Numérico, Universidad de Córdoba, (fvazquez@uco.es).

Resumen

El uso eficiente de los sistemas de refrigeración es posible, como en cualquier proceso complejo, si se tiene un buen conocimiento del proceso y de su rango de operación. En este trabajo se emplea una estrategia de control descentralizada con el objetivo de explorar el rango de operación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Estos primeros resultados, obtenidos en simulación, se contrastarán experimentalmente y servirán para definir estrategias de control multivariable que permitan operar más eficientemente los sistemas de refrigeración. La metodología y modelos empleados en este trabajo permiten cambiar fácilmente el refrigerante, las características de los componentes principales, y la estrategia básica de control. Por lo que también serán de gran utilidad para afrontar análisis más exhaustivos de este tipo de sistemas.

Palabras Clave: Refrigeración por compresión de vapor, Ciclo de refrigeración, Modelado, Control descentralizado.

1 INTRODUCCIÓN

La refrigeración se suele asociar a la conservación de alimentos y al acondicionamiento de aire de los edificios. Sin embargo, las técnicas de refrigeración intervienen en muchos otros procesos suponen un alto porcentaje del consumo energético [1]. De ahí el gran interés de los grupos de investigación más importantes en esta área en mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental de los sistemas actuales de refrigeración [2], [3].

En el proyecto de investigación OCROSIRE (Optimización y Control Robusto Multivariable de Sistemas de Refrigeración, DPI2012-37580-C02-01 y 02, en el que colaboran investigadores de la UNED, de la Universidad de Córdoba y de la Universidad de Sevilla) se están explorando varias opciones para conseguir un uso eficiente del sistema de

refrigeración. Todas estas opciones pasan por tener en cuenta las restricciones termodinámicas impuestas por el refrigerante, las restricciones físicas impuestas por los componentes del sistema y los objetivos de control. En definitiva por tener un buen conocimiento del proceso, de la interacción entre sus componentes y por imponer objetivos de control que sean alcanzables.

En este trabajo, realizado íntegramente en simulación, se emplea una estrategia de control descentralizada con el objetivo de explorar el rango de operación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la sección 2 se describe el proceso de refrigeración y sus variables características. En la sección 3 se presenta un modelo de primeros principios, desarrollado con la librería Thermolib [4], que se acompaña de una breve descripción de sus principales componentes. En la sección 4 se justifica la estrategia de control y la monitorización utilizada, y se presentan los resultados de las experiencias realizadas. Finalmente, en la sección 6 se resumen las conclusiones y las líneas de continuación de este trabajo.

2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El sistema de compresión de vapor, véase la Figura 1, es el método más utilizado para la generación de frío, ya sea para aplicaciones en refrigeración doméstica, comercial, industrial o climatización [5]. Mediante la recirculación forzada de un refrigerante a través de un circuito cerrado en el que intervienen al menos cuatro componentes (un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador) es posible extraer un flujo de calor de un foco frío (que estará a una temperatura T_L) y entregarlo a un foco caliente (que estará a una temperatura T_H mucho mayor que T_L).

En el sistema de refrigeración por compresión de vapor están involucrados cuatro procesos, uno por cada componente: el proceso 1-2 de compresión, el proceso 2-3 de condensación, el proceso 3-4 de expansión y el proceso 4-1 de evaporación. En la

Figura 2 se muestra el diagrama Ph (diagrama de Mollier) de un ciclo de refrigeración utilizando el refrigerante R404a. En este diagrama están marcados los cuatro puntos principales del ciclo, los mismos que se han marcado en la Figura 1, y tres puntos informativos. Los puntos 1 y 2 están en la zona de vapor del refrigerante, el punto 3 está en la zona de líquido y el punto 4 está en la zona de cambio de estado, con cierto título (fracción de vapor). Los puntos 1s y 2s están situados en la curva de vapor saturado, y el punto 3s está situado en la curva de líquido saturado. El hecho de que el punto 1 esté a la derecha del punto 1s informa que existe sobrecalentamiento a la salida del evaporador, y el hecho de que el punto 3 esté a la izquierda del punto 3s informa que existe subenfriamiento a la salida del condensador.

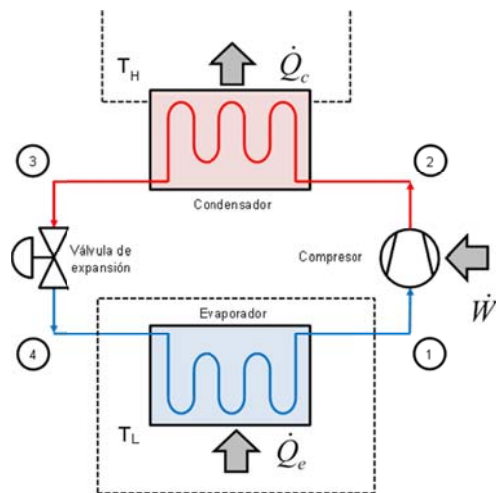


Figura 1: Componentes habituales en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

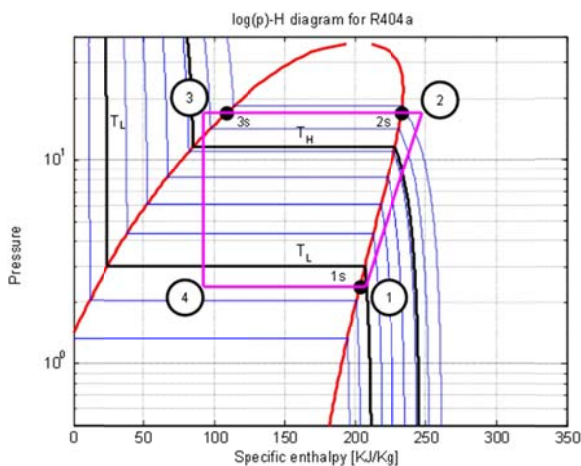


Figura 2: Diagrama Ph de un ciclo de refrigeración utilizando el refrigerante R404a.

2.1 CARACTERÍSTICAS DEL CICLO

Cada punto del ciclo de refrigeración está perfectamente identificado en el diagrama Ph por sus 5 coordenadas termodinámicas:

- h Entalpía específica (J/kg)
- P Presión (Pa) 1 bar = 100 000 Pa
- T Temperatura (K o °C)
- s Entropía específica (J/kg K)
- x Fracción de vapor

En el diagrama Ph también se han incluido varias curvas isotermas, etiquetando y resaltando las correspondientes a las temperaturas del foco frío T_L y del foco caliente T_H para enfatizar que las presiones en los puntos 1 y 2 deben ser tales que haya saltos térmicos en el evaporador y en el condensador. Los saltos térmicos en estos dos elementos son totalmente necesarios para que se produzcan las respectivas transferencias de calor, y el sistema de refrigeración cumple su función.

Pero como en los siete puntos representados en la Figura 2 están implícitas ciertas condiciones (compresión isoentrópica, expansión isoentálpica, evaporación y condensación isobáricas), no es necesario informar sobre las 35 variables del ciclo (5 coordenadas por cada punto), éste queda perfectamente definido por las siguientes 20 variables: $h_1, P_1, s_1, T_1, h_2, P_2, T_2, h_{2s}, s_{2s}, T_{2s}, h_{3s}, s_{3s}, s_3, T_3, h_4, s_4, x_4, h_{1s}, s_{1s}, T_{1s}$.

Sin embargo, los intercambios energéticos que se producen en el sistema de refrigeración no están cuantificados en el diagrama Ph de la Figura 2, pues dichos intercambios dependen del caudal \dot{m} (en kg/s) al que esté recirculando el refrigerante. Se habla de la potencia frigorífica (en kW) producida por el sistema de refrigeración como el flujo de calor transferido en el evaporador $\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4)$ y se habla de la potencia mecánica invertida en el proceso de compresión $\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$. De ahí que en términos energéticos se defina el coeficiente de comportamiento del ciclo de refrigeración (COP , the coefficient of performance) como el cociente entre la potencia frigorífica y la potencia de compresión.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Luego el COP es una característica del ciclo de refrigeración que esté en esos momentos reproduciendo el sistema de refrigeración. Su valor depende exclusivamente de tres de sus entalpías, las correspondientes a los puntos 1, 2 y 4. Será siempre superior a la unidad, pero inferior al que tendría un

ciclo de Carnot (compuesto por dos procesos isotérmicos y dos procesos isoentrópicos) trabajando a las temperaturas de saturación de vapor correspondientes a las presiones de los puntos 1 y 2, que viene dado por la expresión:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{1s}(s_{1s} - s_{3s})}{(T_{2s} - T_{1s})(s_{1s} - s_{3s})} = \frac{T_{1s}}{T_{2s} - T_{1s}} \quad (2)$$

El COP_{Carnot} , también utilizado en CoolPack [6], puede servir como una referencia, concretamente como un límite superior inalcanzable, para cualquier ciclo de refrigeración que intente operar con unas presiones en evaporación y en condensación conocidas. Se puede entonces hablar del rendimiento del ciclo de refrigeración respecto al de Carnot, cuyo valor será siempre inferior a la unidad, utilizando la siguiente expresión:

$$\eta_{Carnot} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} = \frac{T_{2s} - T_{1s}}{T_{1s}} \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

3 MODELO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

La bibliografía sobre el modelado de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor es muy amplia [5], [7], [8], [9]. En este trabajo se presenta un modelo de primeros principios desarrollado con la librería Thermolib, que contiene un conjunto de bloques y funciones que permiten el diseño y desarrollo de sistemas termodinámicos en el entorno Matlab/Simulink. Como se puede ver en la Figura 3, el modelo intenta reproducir un sistema básico de compresión de vapor al que se le ha añadido una carga frigorífica.

El uso de la librería Thermolib permite que el modelo puede trabajar con distintos tipos de gas refrigerante, en este caso se ha elegido el R134a y se ha utilizado un modelo de fases del mismo basado en las ecuaciones de Peng Robinson (comportamiento como gas real). En los próximos párrafos se comentan brevemente algunas características de los principales componentes.

Para describir el comportamiento de la válvula de expansión, véase Figura 4, se ha utilizado un modelo denominado “activo”, en el que se determina el flujo másico que debe circular por la misma para que se alcance una presión de salida (*plow*) impuesta por otro de los elementos del sistema (el compresor). Este flujo dependerá de las características físicas de la válvula y de la posición que reciba en ese momento. A la posición de la válvula se le ha añadido una dinámica de primer orden para facilitar la simulación y para poder imponer condiciones iniciales. El resto de elementos son bloques de

cálculo auxiliares involucrados en la monitorización de variables.

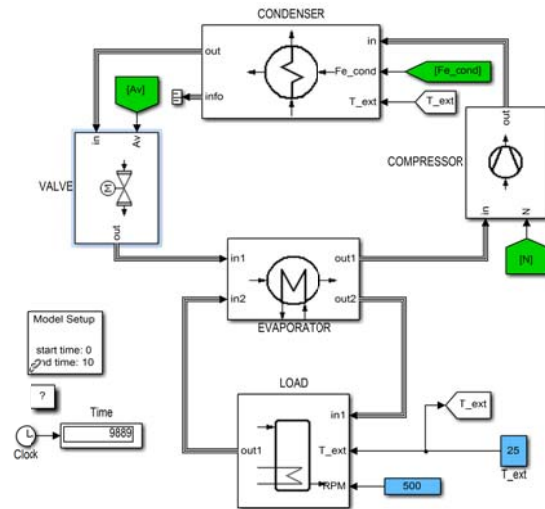


Figura 3: Esquema general del modelo.

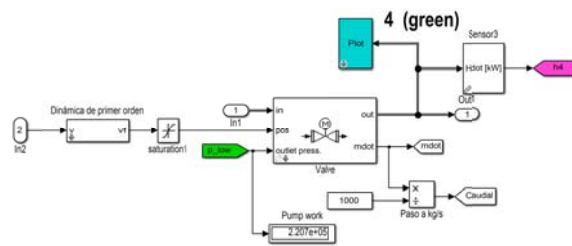


Figura 4: Modelo de la válvula de expansión.

El modelo del compresor está compuesto por dos bloques de Thermolib: un depósito en serie con un compresor ideal, véase Figura 5. El depósito, que es adiabático (no tiene intercambio de calor con el entorno), se ha utilizado para describir el volumen de refrigerante incluido en el compresor y sus conducciones. El compresor ideal utilizado es de tipo “activo”, aumenta la presión de un fluido entrante a una presión especificada (*phigh*), concretamente a la impuesta por otro de los elementos del sistema (el condensador). El flujo másico que circulará por el compresor dependerá de sus características físicas y de la velocidad que reciba en ese momento. De forma similar a la válvula, el modelo del compresor incorpora una dinámica de primer orden para la velocidad del compresor y elementos auxiliares de cálculo. En la Figura 5 se pueden observar todos los involucrados en la monitorización de variables energéticas.

El modelo del condensador, véase la Figura 6, está compuesto por varios bloques: el condensador propiamente dicho, un depósito y las entradas del secundario del condensador. El condensador

utilizado es un intercambiador de calor entre dos fluidos basado en el método NTU (number of transfer unit) con intercambio cruzado. El intercambio de calor dependerá de las características físicas del condensador y de las condiciones del entorno. El fluido del secundario del condensador es agua en estado líquido, al que se le puede cambiar instantáneamente el caudal y la temperatura. Y a los que de forma similar a la posición de válvula, se les han incorporado sendas dinámicas de primer orden.

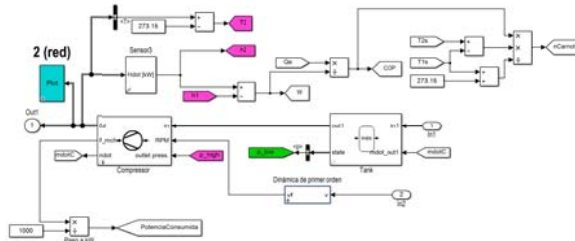


Figura 5: Modelo del compresor.

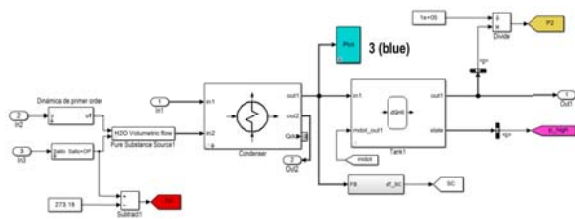


Figura 6: Modelo del condensador.

En el modelo del evaporador se emplea un intercambiador de calor similar al utilizado en el condensador, pero la dirección de los flujos es en contra corriente. El intercambio de calor dependerá de las características físicas del evaporador y de las condiciones del entorno, en especial de la carga frigorífica conectada al secundario del evaporador.

La carga frigorífica se emula mediante la conexión de un depósito, y una bomba de recirculación, véase la Figura 7. El depósito actúa como recinto refrigerado por el que circula aire. En este depósito se produce cierto intercambio de calor con el exterior (pérdidas térmicas), pero el mayor intercambio del fluido se producirá en el evaporador. La bomba de recirculación se ha modelado mediante un bloque compresor de tipo activo, de forma que el propio bloque determina el flujo másico, como función de su velocidad y de las presiones de trabajo. De forma similar a la válvula, se ha incluido una dinámica de primer orden para la velocidad de la bomba.

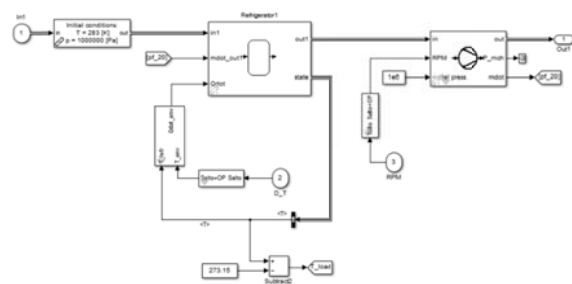


Figura 7: Modelo de la carga frigorífica.

4 CONTROL Y MONITORIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El modelo descrito en la sección anterior permite abordar el control del sistema de refrigeración como un proceso multivariable con cuatro variables manipuladas: la posición de la válvula de expansión (A_v), la velocidad en el compresor (N), el caudal de agua en el secundario del condensador (Fe_{cond}) y la velocidad de la bomba de recirculación (V_{bomba}). Esta situación es bastante habitual, pues las variables A_v y N están presentes en cualquier sistema real de refrigeración por compresión de vapor, y porque la mayoría de los sistemas incorporan algún tipo de control de la evaporación y de la condensación. Esto se realiza ya sea mediante algún ventilador, si la evaporación y la condensación son por aire como en la planta experimental descrita en la tesis de N. Jain [3], o mediante otros actuadores como en este modelo y en la planta experimental descrita en [10].

Lo que no siempre es posible en las plantas reales, y sí lo va a permitir este modelo, es tener acceso a todas las variables del proceso (físicas, termodinámicas y energéticas). Por tanto, habrá posibilidad de probar todo tipo de estrategias de control y de monitorizarlas para evaluar sus eficiencias en distintas condiciones de operación. La Figura 8 muestra una de las ventanas de monitorización que se han incorporado al modelo. Incluye información instantánea de las principales variables del proceso agrupadas en varias categorías: variables energéticas, saltos térmicos, sobrecalentamiento y subenfriamiento, temperaturas de contorno del ciclo de refrigeración, temperaturas y presiones del ciclo. Uno de los puntos fuertes del modelo es que muestra, en tiempo de ejecución, una visión instantánea del ciclo de refrigeración en el diagrama Ph y de cómo están situados, respecto a las curvas de vapor saturado y de líquido saturado del refrigerante, los cuatro puntos importantes del ciclo, como se muestra en la Figura 9.

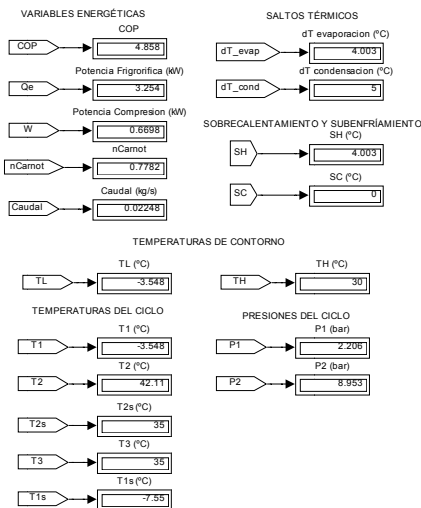


Figura 8: Monitorización de variables del proceso.

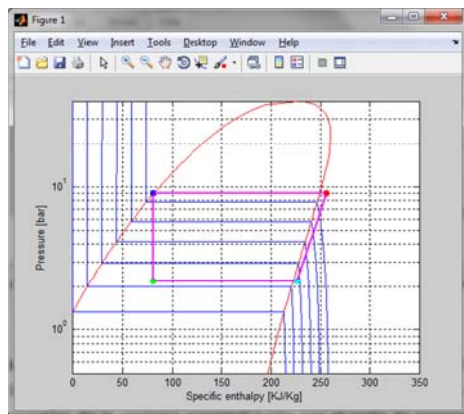


Figura 9: Monitorización del ciclo de refrigeración en el diagrama p-h.

4.1 ESTRATEGIA DE CONTROL DESCENTRALIZADO

En esta sección se muestra, a modo de ejemplo, una estrategia de control descentralizado con tres lazos de control. Con ella no se pretende operar eficientemente el sistema de refrigeración, pues para ello haría falta incorporar un algoritmo de optimización en el nivel inmediatamente superior de la jerarquía de control [11], sino que se pretende facilitar la exploración y el análisis de los distintos puntos de operación. En esta estrategia la velocidad de la bomba de recirculación no forma parte de ninguno de los lazos de control sino que se deja junto con la temperatura exterior (T_{ext}) como perturbación no medible en el proceso.

En los tres lazos de control se han empleado controladores PI; el primero para controlar la temperatura en el recinto de refrigeración (T_{Load}) manipulando la velocidad (N) del compresor, el segundo para controlar el salto térmico en el condensador (dT_{cond}) manipulando el caudal de

agua a la entrada del condensador (Fe_{cond}) y el tercero para controlar el sobrecalentamiento (SH) a la entrada del compresor manipulando la posición (Av) de la válvula de expansión. Este tipo de estrategia es bastante habitual en la bibliografía, se basa en hacer que el sistema de refrigeración trabaje con condensación flotante.

La Figura 10 muestra una vista general del sistema de refrigeración cuando el modelo ya ha alcanzado el punto de operación inicial, a partir del cual se realizarán las experiencias de control. En dicha vista se pueden observar las tres referencias (REF_{TLoad} , $REF_{dT_{cond}}$, REF_{SH}) de los controladores, con sus respectivos valores $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, los que definen el punto de operación inicial y que son modificables a lo largo de la simulación. Este punto de operación viene caracterizado por el conjunto de valores recogidos en la Tabla 1. Muchos de estos valores están disponibles en la ventana principal, junto con el instante de la simulación, y otros en la ventana de monitorización de la Figura 8.

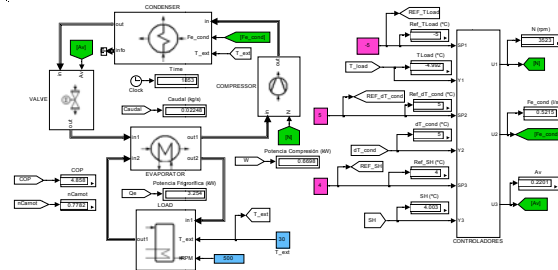


Figura 10: Ventana principal con el proceso y el sistema de control.

Tabla 1: Valores que caracterizan el punto de operación inicial.

T_{Load}	$-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	N	3523 rpm
T_L	$-3.55\text{ }^{\circ}\text{C}$	Fe_{cond}	0.5217 l/s
T_H	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$	Av	0.2201
dT_{evap}	$4\text{ }^{\circ}\text{C}$	COP	4.858
dT_{cond}	$5\text{ }^{\circ}\text{C}$	Q_e	3.254 kW
SH	$4\text{ }^{\circ}\text{C}$	W	0.67 kW
SC	$0\text{ }^{\circ}\text{C}$	n_{Carnot}	0.7782
P_1	2.206 bar	$Caudal$	0.0225 kg/s
P_2	8.953 bar	V_{bomba}	500 rpm
		T_{ext}	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$

4.2 EXPERIENCIAS DE CONTROL

En esta sección se resumen varias experiencias de control como resultado de modificar una a una las tres referencias de los lazos de control y las dos perturbaciones. Con estas experiencias se ha podido comprobar que el modelo de sistema de refrigeración diseñado permite operar en un amplio rango de potencia frigorífica, de presiones y de temperaturas.

Por ejemplo, provocando únicamente cambios en la referencia para T_{Load} , se ha podido comprobar que el conseguir una temperatura concreta en la cámara frigorífica es un objetivo alcanzable, siempre que ésta esté por encima de $-6.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ pues en torno a esta temperatura se alcanza la saturación de velocidad máxima en el compresor, que coincide aproximadamente con una limitación de potencia frigorífica de 4 kW .

Con cambios en la referencia SH , se ha podido comprobar que el intentar trabajar con T_{Load} constante es equivalente a proporcionar una potencia frigorífica fija, en concreto la misma que en el punto de operación inicial. Y que este objetivo es alcanzable con sobrecalentamientos en el rango de 1 a $8\text{ }^{\circ}\text{C}$. No tiene sentido probar con valores más grandes de SH , pues el sistema operaría con menos eficiencia.

El proporcionar una potencia frigorífica fija también es un objetivo alcanzable en distintas condiciones de condensación, caracterizadas por una referencia para el salto térmico en el condensador superior a $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esta condición se debe al máximo fluido que puede circular por el secundario del condensador. Una simple ojeada a la Figura 11 permite comprobar que el sistema opera más eficientemente (con mayor rendimiento) cuanto menor es el salto térmico en el condensador.

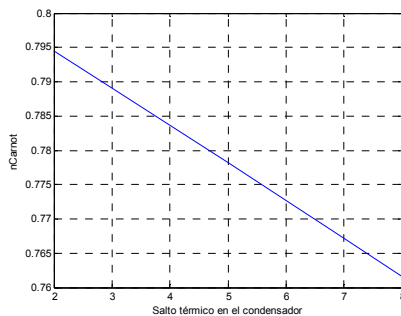


Figura 11: Rendimientos que resultan al operar el sistema de refrigeración con los mismos valores $T_{Load}=-5^{\circ}\text{C}$ y $SH=4^{\circ}\text{C}$ que el punto de operación inicial, y distintos saltos térmicos en el condensador. El rendimiento presenta una variación lineal de aproximadamente $-0.0055/^{\circ}\text{C}$.

Por otro lado, provocando únicamente cambios en la velocidad de la bomba de recirculación se ha podido comprobar que el tratar de mantener la temperatura de la cámara frigorífica también es un objetivo alcanzable en distintas condiciones de carga frigorífica. Con la particularidad de que todos los puntos de operación resultantes están caracterizados por las mismas variables termodinámicas, por tanto por la misma eficiencia energética. Como se podía esperar, es el caudal de refrigerante el que se adapta a

la nueva condición de operación. En el rango de 200 a 800 rpm en la velocidad de la bomba se observa un cambio lineal de la potencia frigorífica desde aproximadamente 2.7 a 3.8 kW .

Por último, con cambios en la temperatura exterior también se ha podido comprobar que el tratar de mantener la temperatura de la cámara frigorífica es un objetivo alcanzable en distintas condiciones de carga frigorífica. Pero a diferencia del caso anterior, ahora los puntos de operación resultantes están caracterizados por distintas variables termodinámicas, luego el sistema opera con distinta eficiencia energética. Se comprueba que el sistema opera más eficientemente (con mayor rendimiento) cuanto menor es la temperatura exterior, y que este rendimiento presenta una variación lineal de aproximadamente -0.0055 por cada grado de la temperatura exterior en el rango de 27 a $33\text{ }^{\circ}\text{C}$. La misma dependencia que se observó en la Figura 16 con el salto térmico en el condensador.

Como ejemplo de las experiencias de control, en las Figuras 12 y 13 se recogen los resultados del cambio brusco de 30 a $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la temperatura exterior para el instante $t=2500$. Se puede observar que el sistema contrarresta en aproximadamente 1000 s el efecto de la perturbación y se sitúa en un punto de operación ligeramente diferente al punto inicial de la Tabla 1. Este nuevo punto está caracterizado por un ligero incremento en la velocidad del compresor, un ligero incremento en el caudal de agua en el secundario del condensador y una menor apertura en la válvula de expansión.

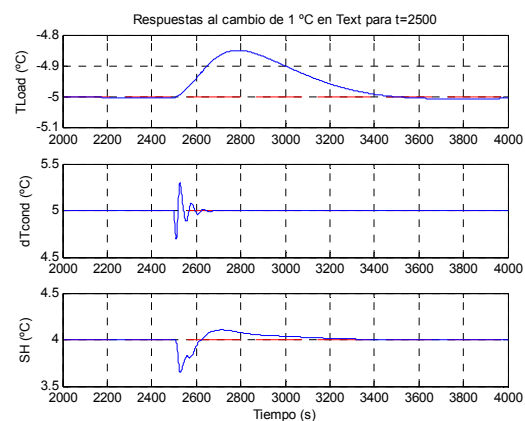


Figura 12: Respuestas del sistema de control para un cambio en la temperatura exterior. Las tres variables controladas están en trazo continuo y sus referencias en trazo discontinuo.

5 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este trabajo se ha presentado un modelo de sistema de refrigeración por compresión de vapor, en

cuyo desarrollo se ha utilizado la librería Thermolib. El modelo está preparado para trabajar con distintos tipos de gas refrigerante y para que se puedan cambiar fácilmente las características físicas de los componentes básicos del proceso de refrigeración. El modelo se ha dotado con elementos auxiliares de cálculo para tener una monitorización completa del proceso y para poder incorporar fácilmente cualquier estrategia de control multivariable.

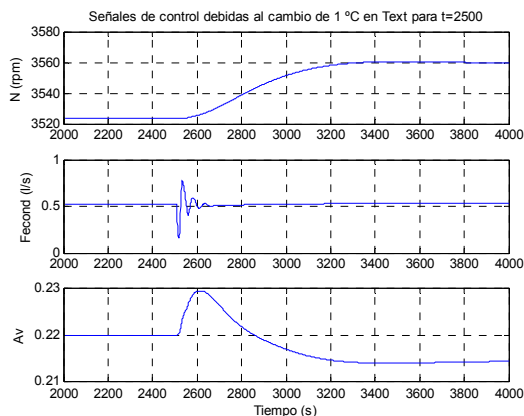


Figura 13: Evolución de las tres señales de control para un cambio en la temperatura exterior.

Empleando una estrategia simple de control descentralizado, con tres lazos de control PI, se ha podido explorar parcialmente la región de operación del sistema de refrigeración. Los resultados obtenidos permiten concluir que el modelo está preparado para operar en un amplio rango de potencia frigorífica, de presiones y de temperaturas.

El proyecto en que se enmarca este trabajo tiene previsto aprovechar este modelo para afrontar un análisis más exhaustivo de los sistemas de refrigeración. Y orientar este análisis hacia la búsqueda de estrategias de control multivariable que permitan trabajar más eficientemente. También está previsto que estos primeros resultados, obtenidos en simulación, se contrasten experimentalmente en la planta que se está diseñando para la Universidad de Córdoba y en la planta ya disponible en la Universidad de Sevilla [10].

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por Ministerio de Economía y Competitividad a través del proyecto DPI2012-37580-C02-01.

Referencias

- [1] Wark, K., Richards, D. E., (2000) "Termodinámica". Sexta edición. McGraw-Hill/ Interamericana de España.
- [2] Jensen, J. B., (2008) "Optimal operation of refrigeration cycles", Ph.D. dissertation, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- [3] Jain, N., (2013) "Thermodynamics-based optimization and control of integrated energy systems", Ph.D. dissertation, University of Illinois, Urbana-Champaign, USA.
- [4] Thermolib. "The key to thermal management in Simulink", <http://www.thermolib.de/>.
- [5] Rasmussen, B. P., (2005) "Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems", Ph.D. dissertation, University of Illinois, Urbana-Champaign, USA.
- [6] CoolPack. "Collection of simulation models for refrigeration" <http://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energytechnology/coolpack.aspx>.
- [7] Rodríguez, R. D., (2011) "Diseño de planta experimental de refrigeración por compresión de vapor", Trabajo de investigación, Universidad de Córdoba.
- [8] Bejarano, G., Ortega, M.G., Rubio, F.R., Morilla, F., (2013) Modelado simplificado orientado al control de sistemas de refrigeración. XXXIV Jornadas de Automática, 2013.
- [9] Ortega, M.G., (2014) "Modelado y control de sistemas de refrigeración por compresión de vapor". Conferencia impartida en el Programa de Doctorado en Ingeniería de Sistemas y de Control, UNED, 23 de abril de 2014. <https://canal.uned.es/mmobj/index/id/19321>.
- [10] Bejarano, G., (2015) "Trabajo fin de máster". Máster Universitario en Automática, Robótica y Telemática, Universidad de Sevilla, 2015.
- [11] Jain, N., Li, B., Keir, M., Hency, B., Alleyne, A., (2010) "Decentralized Feedback Structures of a vapor compression cycle system", *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, 18-1, 185-193.