

MODELADO SIMPLIFICADO Y ORIENTADO AL CONTROL DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Guillermo Bejarano, Manuel G. Ortega, Francisco R. Rubio
 Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Sevilla
 {gbejarano, mortega, rubio}@us.es

Fernando Morilla
 Departamento de Informática y Automática, UNED
 fmorilla@dia.uned.es

Resumen

En este trabajo se estudia el modelado dinámico de sistemas de refrigeración por compresión de vapor, desde un punto de vista simplificado y orientado al control. En primer lugar se desarrollan submodelos matemáticos para cada uno de los componentes del sistema: intercambiadores de calor (evaporador y condensador), compresor de velocidad variable y válvula de expansión electrónica. Interconectando dichos modelos de forma adecuada se realizan simulaciones sobre la evolución dinámica de las principales variables del ciclo completo ante cambios en las variables manipulables: la velocidad de giro del compresor y la apertura de la válvula de expansión. El objetivo principal es el desarrollo de modelos básicos útiles para el desarrollo de estrategias de control.

Palabras Clave: Sistemas de refrigeración, Ciclo de compresión de vapor, Modelado, Simulación.

1 INTRODUCCIÓN

El sistema de compresión de vapor, véase la Figura 1, es el método más utilizado a nivel mundial para la generación de frío, ya sea para aplicaciones en refrigeración doméstica, comercial, industrial o climatización [9]. La refrigeración supone un alto porcentaje del consumo energético y su impacto económico y medioambiental está bien caracterizado. Por ejemplo, los supermercados constituyen uno de los mayores consumidores del sector energético. Un supermercado típico consume entre 2 y 3 millones de kWh anualmente [1], y en torno al 50% de esta energía se consume en los procesos de refrigeración. En el caso de edificios de oficinas se ha estimado que el consumo debido al uso de sistemas de acondicionamiento de aire o HVAC (del inglés *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*) está en torno al 20-40% del consumo de energía total en países desarrollados [8].

Debido a la creciente necesidad de un consumo más racional de la energía, el interés en mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental de los sistemas actuales de refrigeración se ha visto incrementado en los últimos años. Estas mejoras pasan por las siguientes acciones, entre otras:

- Rediseño de los intercambiadores de calor (evaporador y condensador), buscando un aumento sustancial en su rendimiento.
- Incorporación de elementos electrónicos y sistemas de control para poder operar con presiones flotantes en la condensación y en la evaporación.
- Detección automática de anomalías y degradaciones.
- Búsqueda del máximo coeficiente de comportamiento (*COP*) mediante la adaptación del sistema a las condiciones de trabajo.
- Uso de refrigerantes seguros para el medio ambiente e inocuos para la capa de ozono.

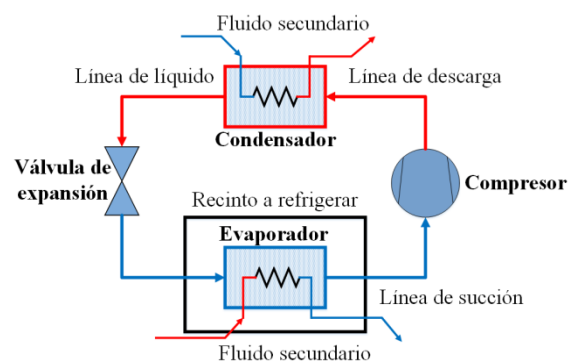


Figura 1: Esquema simple del sistema de compresión de vapor de una etapa

Los sistemas de refrigeración son sistemas multivariables no lineales con un alto grado de acoplamiento [12]. Desde el punto de vista de control, las principales variables manipuladas son la velocidad de giro del compresor, que proporciona el

Tabla 1: Nomenclatura.

| Nomenclatura | |
|--------------|---|
| Símbolos | |
| A | Área transversal de paso del refrigerante en el intercambiador (m^2) |
| A_{ef} | Área efectiva de paso del refrigerante por la válvula de expansión (m^2) |
| A_{nom} | Área nominal de paso de la válvula de expansión (m^2) |
| A_{trnsf} | Área de transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario (m^2) |
| A_v | Apertura de la válvula (%) |
| a | Parámetro del compresor (W) |
| b | Parámetro del compresor (adimensional) |
| COP | Coefficiente de comportamiento (adimensional) |
| c_{eev} | Coefficiente de apertura de la válvula de expansión (adimensional) |
| c_p | Calor específico a presión constante (J/kg K) |
| c_v | Calor específico a volumen constante (J/kg K) |
| c | Parámetro del compresor (adimensional) |
| d | Parámetro de la válvula de expansión (1/K) |
| e | Parámetro de la válvula de expansión (adimensional) |
| $G(s)$ | Función de transferencia |
| h | Entalpía específica (J/kg) |
| K | Ganancia de la función de transferencia |
| L | Longitud del intercambiador (m) |
| \dot{m} | Caudal másico (kg/s) |
| N | Velocidad de giro del compresor (rpm) |
| P | Presión (Pa) |
| \dot{Q} | Potencia calorífica intercambiada (W) |
| S_t | Parámetro del compresor (m^3) |
| s | Entropía específica (J/kg K), variable de Laplace |
| T | Temperatura (K) |
| TSC | Grado de subenfriamiento (K) |
| TSH | Grado de sobrecalentamiento (K) |
| t | Tiempo (s) |
| UA_{comp} | Coefficiente global de pérdidas de calor del compresor (W/K) |
| u | Vector de entradas manipulables |
| v | Volumen específico (m^3/kg) |
| \dot{W} | Potencia eléctrica demandada (W) |
| w | Vector de perturbaciones al ciclo |
| x | Vector de variables de estado del ciclo |
| x | Fración de la longitud total del intercambiador (adimensional) |
| x_δ | Variable auxiliar para zonas monofásicas (adimensional) |
| y | Vector de salidas del ciclo |
| α | Coefficiente de transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario ($W/m^2 K$) |
| γ | Fración de vacío (adimensional) |
| ρ | Densidad (kg/m^3) |
| τ | Constante de tiempo de la función de transferencia (s) |
| Subíndices | |
| c | condensador |
| $comp$ | compresor |
| e | evaporador |
| in | entrada |
| is | isentrópico |
| out | salida |
| $refr$ | refrigerante |
| s | vapor saturado |
| sc | zona de subenfriamiento |
| sec | fluido secundario |
| sh | zona de sobrecalentamiento |
| $surr$ | entorno |
| w | líquido saturado |
| ws | zona bifásica |

salto de presión entre la salida del evaporador y la entrada del condensador, y la apertura de la válvula de expansión, que permite regular el caudal de refrigerante que circula por el sistema (véase la Figura 1). Con estas variables se pretenden regular, en primer lugar, la capacidad de carga del sistema para responder a la demanda frigorífica y, en segundo lugar, se pretende asegurar un funcionamiento eficiente de la instalación manteniendo para ello un COP máximo. Existen otras entradas al sistema, en forma de perturbaciones, que pueden afectar al funcionamiento del sistema (temperatura exterior, temperatura de los fluidos secundarios en el evaporador y el condensador, etc.).

La bibliografía sobre el modelado de sistemas de refrigeración por compresión de vapor es muy amplia [11]. Se pueden encontrar en la literatura desde modelos muy complejos y detallados, a modelos

simplificados orientados al diseño de estrategias de control multivariable. En concreto, los elementos más importantes de cara al modelado dinámico son los intercambiadores de calor, ya que la dinámica del compresor y la válvula de expansión suele ser al menos un orden de magnitud más rápida, de forma que por simplicidad estos elementos acostumbran a modelarse de forma cuasi-estática.

Un modelo detallado de un intercambiador de calor se basa en las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía del refrigerante, el fluido secundario y el material que los separa. Esto conduce a una solución numérica de un conjunto de ecuaciones diferenciales discretizadas según el método de diferencias finitas [5]. Este modelo proporciona información muy detallada sobre el sistema, siendo útil para probar el desempeño de diferentes leyes de control, pero debido a su

complejidad no lo es para el diseño de nuevas estrategias de control.

Un modelo más simple puede obtenerse utilizando el llamado *moving boundary model* para el flujo de refrigerante en el intercambiador y asumiendo que las variaciones espaciales en la presión son despreciables. Este modelo es muy general, puede adaptarse a la mayoría de tipos de intercambiadores y describe la dinámica del sistema de forma adecuada [3], [4], [7], [9].

En el presente estudio se simplifica aún más el *moving boundary model*, obteniéndose un modelo no lineal más simple que describe la constante de tiempo dominante y el comportamiento no lineal entre la entrada y la salida.

El resto del artículo se organiza de la siguiente manera: en el Apartado 2 se desarrollan los submodelos de los elementos del ciclo y se describe su interconexión y el algoritmo de resolución del ciclo completo. En el Apartado 3 se presentan las simulaciones realizadas sobre la evolución dinámica de las principales variables del ciclo ante cambios en las variables manipulables y se identifican funciones de transferencia de primer orden para las variables más importantes de cara al control. Finalmente en el Apartado 4 se resumen las conclusiones obtenidas y se expresan los trabajos futuros a realizar.

2 MODELADO DINÁMICO DEL SISTEMA

El modelado se basa en el desarrollo de submodelos para cada uno de los componentes del ciclo, los cuales pueden ser dinámicos (flujo de refrigerante a lo largo de los intercambiadores de calor) o estáticos (compresor, válvula de expansión y fluidos secundarios en evaporador y condensador). En la Tabla 1 se detalla la nomenclatura utilizada.

2.1 MODELO DEL COMPRESOR

El modelado estático del compresor se basa en el procedimiento descrito en [13], [14]. El modelo recibe como entradas las presiones P_c y P_e y la entalpía específica de succión $h_{out,e}$, y proporciona como salidas el caudal de refrigerante succionado desde el evaporador y descargado al condensador, la entalpía específica de descarga y la potencia consumida por el compresor:

$$\dot{m}_{in,c} = \left(S_t - cS_t \left(\left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{c_{v,s,e}}{c_{p,s,e}}} - 1 \right) \right) \frac{N}{v_{out,e}} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{comp} = a + b \dot{m}_{in,c} (h_{in,c,is} - h_{out,e}) \quad (2)$$

$$T_{in,c,is} = T_c + \frac{h_{in,c,is} - h_{s,c}}{c_{p,s,c}} \quad (3)$$

$$h_{in,c} = h_{out,e} + \frac{\dot{W}_{comp} - UA_{comp}(T_{in,c,is} - T_{surr})}{\dot{m}_{in,c}} \quad (4)$$

donde $h_{in,c,is} = h(P_c, s_{out,e})$ y $s_{out,e} = s(P_e, h_{out,e})$ son funciones termodinámicas para la evaluación de propiedades del refrigerante. Los parámetros a , b , c , S_t y UA_{comp} son característicos del compresor y, o bien se consultan en catálogos, o bien se ajustan en un procedimiento de identificación.

2.2 MODELO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

De la misma forma, el modelado estático de la válvula de expansión se basa en el procedimiento descrito en [13], [14]. El modelo recibe como entradas las presiones P_c y P_e y la entalpía específica a la entrada de la válvula $h_{out,c}$, y proporciona como salida el caudal de refrigerante expandido:

$$\dot{m}_{in,e} = c_{eev} A_{ef} \sqrt{2\rho_{out,c}(P_c - P_e)} \quad (5)$$

$$\rho_{out,c} = \rho(P_c, h_{out,c}) \quad (6)$$

$$A_{ef} = \frac{A_v}{100} A_{nom} \quad (7)$$

$$c_{eev} = d(T_c - T_{out,c})^e \quad (8)$$

Se asume que la expansión es isentálpica ($h_{in,e} = h_{out,c}$). Los parámetros d y e de la ecuación de cálculo de c_{eev} son característicos de la válvula y, o bien se consultan en catálogos, o bien se ajustan en un procedimiento de identificación.

2.3 MODELO DEL EVAPORADOR

El modelado se basa en el procedimiento descrito en [10], en el cual se consideran las siguientes suposiciones y aproximaciones:

- El flujo de refrigerante puede considerarse unidimensional.
- Las variaciones espaciales de la presión en el intercambiador son despreciables.
- La conducción térmica axial es despreciable.
- El área de paso del refrigerante es constante.
- El coeficiente de transferencia de calor entre el fluido secundario y la pared del intercambiador es mucho menor que el existente entre la pared y el refrigerante en forma de vapor sobrecalentado.

- La energía necesaria para sobrecalentar el refrigerante es despreciable en comparación con la necesaria para evaporarlo.
- La capacidad térmica de la pared del intercambiador entre el fluido secundario y el refrigerante se considera despreciable.

Aplicando el llamado *moving boundary model* [3] y realizando el balance de masa y energía en la zona bifásica según se indica en [10], se obtienen las ecuaciones diferenciales (9) y (10):

$$\rho_{w,e}(1-\gamma_e)(h_{s,e}-h_{w,e})A_eL_e\frac{dx_e}{dt} = (h_{s,e}-h_{in,e})\dot{m}_{in,e} - \alpha_{ws,e}A_{trnsf,e}x_e(T_{in,sec,e}-T_e) \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho_{s,e}}{\partial P_e}\gamma_e A_e L_e x_e \frac{dP_e}{dt} = \dot{m}_{in,e} - \dot{m}_{out,e} \quad (10)$$

Para la obtención de (9) y (10) se asume asimismo que γ_e es constante e independiente de x_e , que la fase líquida es incompresible ($\frac{\partial \rho_{w,e}}{\partial P_e} \approx 0$) y que las variaciones de $h_{w,e}$ y $h_{s,e}$ respecto a las variaciones de presión son despreciables.

Las ecuaciones (9) y (10) conforman un modelo dinámico no lineal con dos variables de estado: x_e y P_e . Las variables de entrada son los caudales de refrigerante a la entrada $\dot{m}_{in,e}$ y a la salida $\dot{m}_{out,e}$, y la entalpía específica a la entrada $h_{in,e}$.

Como variables de salida se definen el grado de sobrecalentamiento del vapor TSH , la potencia frigorífica intercambiada \dot{Q}_e y la temperatura de salida del fluido secundario $T_{out,sec,e}$:

$$TSH = (T_{in,sec,e} - T_e) \left(1 - e^{-\frac{1-x_e}{x_{\delta,sh,e}}} \right) \quad (11)$$

$$x_{\delta,sh,e} = \frac{c_{p,s,e}\dot{m}_{in,e}}{\alpha_{sh,e}A_{trnsf,e}} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_e = 0.5(\dot{m}_{in,e} + \dot{m}_{out,e})(h_{out,e} - h_{in,e}) \quad (13)$$

$$T_{out,sec,e} = T_{in,sec,e} - \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_{sec,e}c_{p,sec,e}} \quad (14)$$

donde $h_{out,e} = h(P_e, T_{out,e})$ y $T_{out,e} = T_e + TSH$. La ecuación (11) se obtiene siempre que las condiciones del fluido secundario sean tales que $\dot{m}_{sec,e}c_{p,sec,e} \gg \dot{m}_{in,e}c_{p,s,e}$.

Este modelo asume que existe una zona bifásica y una zona de sobrecalentamiento en el evaporador. En regímenes transitorios de parada y arranque del sistema el evaporador puede constar solo de la zona

bifásica [6]. El modelo simplificado desarrollado no contempla esta situación transitoria.

2.4 MODELO DEL CONDENSADOR

El modelado se basa igualmente en el procedimiento descrito en [10], aunque adaptado para el condensador, en el que en régimen nominal existen tres zonas: de sobrecalentamiento, bifásica y de subenfriamiento. Las suposiciones y aproximaciones realizadas son similares a las tenidas en cuenta en el caso del evaporador.

Aplicando de nuevo el llamado *moving boundary model* [3] y realizando el balance de masa y energía en la zona bifásica según se indica en [10], se obtienen las ecuaciones diferenciales (15) y (16):

$$\rho_{s,c}(1-\gamma_c)(h_{s,c}-h_{w,c})A_cL_c\frac{dx_c}{dt} = (h_{s,c}-h_{w,c})\dot{m}_{in,c} - \alpha_{ws,c}A_{trnsf,c}x_c(T_c - T_{in,sec,c}) \quad (15)$$

$$\frac{\partial \rho_{s,c}}{\partial P_c}\gamma_c A_c L_c x_c \frac{dP_c}{dt} = \dot{m}_{in,c} - \dot{m}_{out,c} \quad (16)$$

Las ecuaciones (15) y (16) conforman un modelo dinámico no lineal con dos variables de estado: x_c y P_c . Las variables de entrada son los caudales de refrigerante a la entrada $\dot{m}_{in,c}$ y a la salida $\dot{m}_{out,c}$, y la entalpía específica a la entrada $h_{in,c}$. En este caso, además de la fracción del condensador en zona bifásica x_c , es necesario definir la fracción que está en zona sobrecalentada $x_{sh,c}$:

$$x_{sh,c} = x_{\delta,sh,c} \ln \left(\frac{T_{in,c} - T_{in,sec,c}}{T_c - T_{in,sec,c}} \right) \quad (17)$$

donde:

$$x_{\delta,sh,c} = \frac{c_{p,s,c}\dot{m}_{in,c}}{\alpha_{sh,c}A_{trnsf,c}} \quad (18)$$

Como variables de salida se definen el grado de subenfriamiento del refrigerante TSC , la potencia calorífica intercambiada \dot{Q}_c y la temperatura de salida del fluido secundario $T_{out,sec,c}$:

$$TSC = (T_c - T_{in,sec,c}) \left(1 - e^{-\frac{1-x_c-x_{sh,c}}{x_{\delta,sc}}} \right) \quad (19)$$

$$x_{\delta,sc} = \frac{c_{p,w,c}\dot{m}_{in,c}}{\alpha_{sc,c}A_{trnsf,c}} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_c = 0.5(\dot{m}_{in,c} + \dot{m}_{out,c})(h_{in,c} - h_{out,c}) \quad (21)$$

$$T_{out,sec,c} = T_{in,sec,c} + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_{sec,c}c_{p,sec,c}} \quad (22)$$

donde $h_{out,c} = h(P_c, T_{out,c})$ y $T_{out,c} = T_c - TSC$.

El modelo del condensador asume que existen tres zonas diferenciadas: de sobrecalentamiento, bifásica y de subenfriamiento. En regímenes transitorios de parada y arranque del sistema el condensador puede pasar por hasta 4 situaciones diferentes más (solo sobrecalentamiento, sobrecalentamiento y zona bifásica, solo zona bifásica, o zona bifásica y subenfriamiento) [6]. El modelo simplificado no contempla estas estructuras transitorias.

2.5 ALGORITMO DE RESOLUCIÓN

La Figura 2 muestra la interconexión de los modelos de los elementos del ciclo de vapor, mientras que la Figura 3 muestra la distribución de entradas, salidas y perturbaciones del ciclo completo.

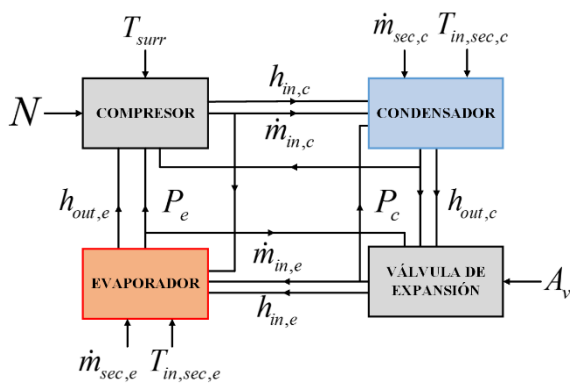


Figura 2: Relaciones de variables de entrada/salida entre componentes del sistema

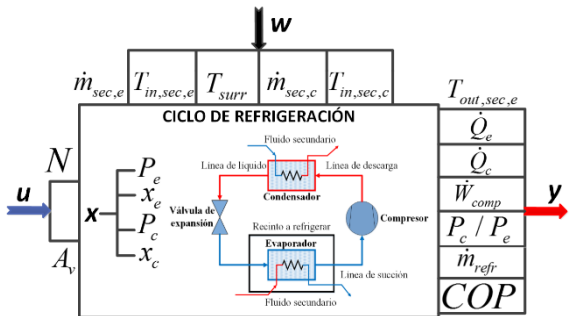


Figura 3: Distribución de variables de entrada, salida, estado y perturbaciones del sistema completo

La simulación del sistema completo se basa en la integración del conjunto de ecuaciones diferenciales formado por los modelos de cada componente. Las condiciones iniciales son las presiones de condensación y evaporación, y las fracciones del evaporador y del condensador en zona bifásica. Estas pueden estimarse mediante la resolución del sistema de ecuaciones estático que se obtiene al anular las derivadas temporales de las variables de estado.

Los coeficientes de transferencia de calor dependen del tipo de intercambiador y se estiman a partir de correlaciones empíricas. Las propiedades termodinámicas del refrigerante y de los fluidos secundarios se calculan mediante la base de datos de libre acceso denominada *CoolProp* [2].

Para la resolución numérica del sistema, en primer lugar se hallan los caudales de refrigerante a partir de las condiciones termodinámicas en el instante anterior, y en segundo lugar se integran las ecuaciones diferenciales de los intercambiadores de calor mediante un método de paso fijo.

3 SIMULACIONES

Se considera un ciclo de vapor con el refrigerante R134a, cuyos componentes tienen las características detalladas en la Tabla 2. El compresor y la válvula de expansión seleccionados son los identificados en [13], mientras que los intercambiadores seleccionados son de tipo carcasa y tubo, con el refrigerante circulando por el interior del tubo y el fluido secundario por la carcasa. El fluido secundario en el evaporador es aire seco con una temperatura de entrada de 1°C, mientras que el fluido secundario en el condensador es agua líquida a 20°C.

Tabla 2: Características de los elementos del ciclo.

| Parámetro | Valor | Unidad |
|-----------------------------|------------------------|----------------|
| Compresor | | |
| a | 24.87 | W |
| b | 1.613 | adimensional |
| c | 0.0239 | adimensional |
| S_t | $9 \cdot 10^{-6}$ | m ³ |
| UA_{comp} | 1.87 | W/K |
| Válvula de expansión | | |
| d | 0.524 | 1/K |
| e | 0.186 | adimensional |
| A_{nom} | $0.1238 \cdot 10^{-4}$ | m ² |
| Evaporador | | |
| L | 5 | m |
| γ | 0.8 | adimensional |
| A | $7.85 \cdot 10^{-3}$ | m ² |
| A_{trnsf} | 1.571 | m ² |
| Condensador | | |
| L | 5 | m |
| γ | 0.8 | adimensional |
| A | $7.85 \cdot 10^{-3}$ | m ² |
| A_{trnsf} | 1.571 | m ² |

Las variables manipulables del sistema son la velocidad de giro del compresor N y la apertura de la válvula de expansión A_v . Se presentan simulaciones con variaciones de cada una de ellas para observar la evolución dinámica de las variables de estado y de salida. Las simulaciones han sido realizadas con el software de cálculo MATLAB.

3.1 VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DEL COMPRESOR

En la Figura 4 se muestra el perfil temporal de las variables manipulables. Se mantiene constante A_v y se varía N respecto a punto de equilibrio. Las Figuras 5 y 6 muestran la evolución dinámica de las variables de estado, mientras que las Figuras 7 y 8 muestran la evolución de algunas de las variables de salida (TSH , TSC , \dot{m}_{refr} , \dot{Q}_e , \dot{Q}_c , \dot{W}_{comp} y COP). En la Figura 9 se muestran en un diagrama $p-h$ los distintos puntos de equilibrio alcanzados durante la simulación.

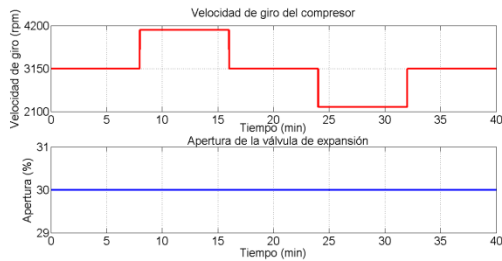


Figura 4: Perfil temporal de variables manipulables, variación de N

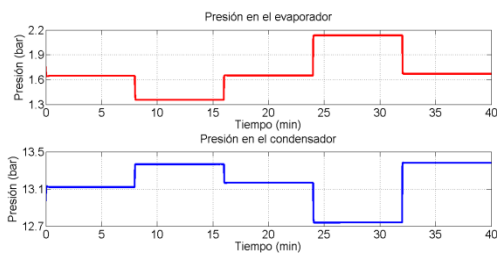


Figura 5: Evolución dinámica de P_c y P_e , variación de N

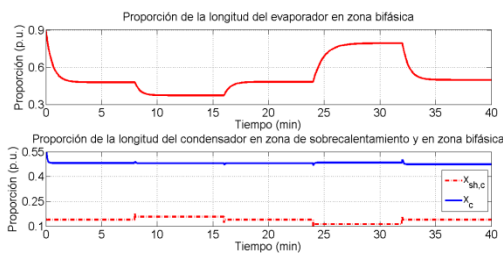


Figura 6: Evolución dinámica de x_c y x_e , variación de N

Se observa que la dinámica de P_c y P_e es mucho más rápida que la de x_e . Esto se debe a que las presiones evolucionan de forma apreciable mientras existe desequilibrio de caudales másicos de refrigerante a la entrada y a la salida de los intercambiadores. Una vez que se equilibran los caudales, la evolución se debe exclusivamente a parámetros termodinámicos, los cuales demuestran generar una dinámica más lenta en el caso del evaporador (a baja presión).

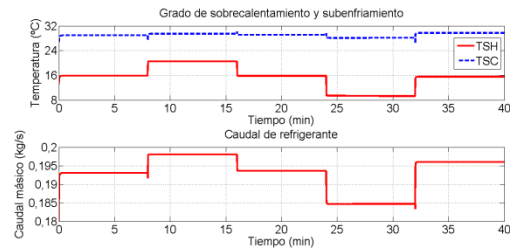


Figura 7: Evolución dinámica de TSH , TSC y \dot{m}_{refr} , variación de N

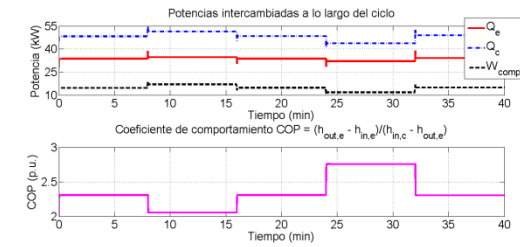


Figura 8: Evolución dinámica de \dot{Q}_e , \dot{Q}_c , \dot{W}_{comp} y COP , variación de N

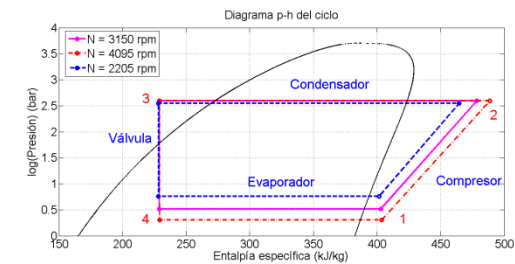


Figura 9: Diagrama $p-h$ del ciclo, variación de N

El COP está muy relacionado con el grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador. Para obtener un COP elevado es necesario mantener un bajo TSH , pero siempre positivo, debido a los problemas tecnológicos derivados de la introducción en el compresor de una mezcla líquido/vapor.

En la Figura 9 se observa que si aumenta N disminuye P_c , manteniéndose casi constante P_e . Esto hace que aumente el área interior del ciclo, pero también aumenta el sobrecalentamiento y la potencia consumida por el compresor, de forma que el COP disminuye.

3.2 VARIACIÓN DE LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En la Figura 10 se muestra el perfil temporal de las variables manipulables. En este caso se mantiene constante N y se varía A_v respecto a punto de equilibrio. Las Figuras 11 y 12 muestran la evolución de las variables de estado, mientras que las Figuras

13 y 14 muestran la evolución de algunas de las variables de salida. En la Figura 15 se muestra el diagrama logarítmico $p-h$ del ciclo en los tres puntos de equilibrio diferentes alcanzados.

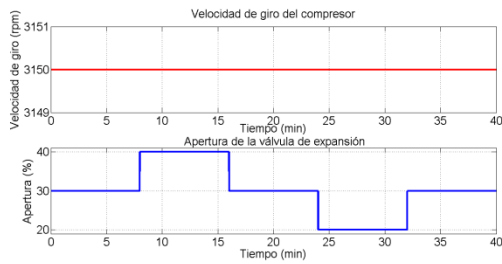


Figura 10: Perfil temporal de variables manipulables, variación de A_v

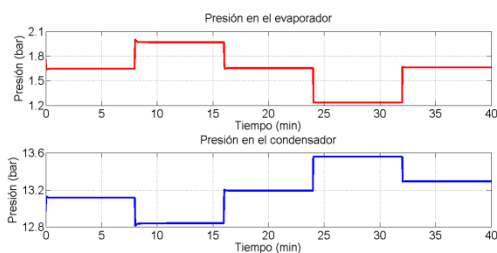


Figura 11: Evolución dinámica de P_c y P_e , variación de A_v

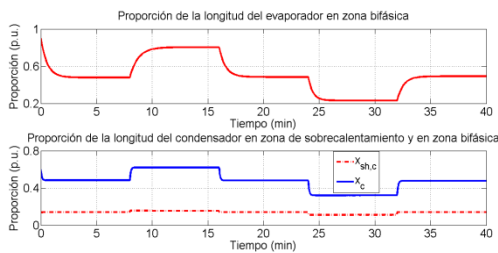


Figura 12: Evolución dinámica de x_c y x_e , variación de A_v

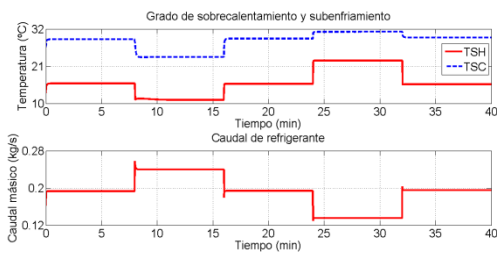


Figura 13: Evolución dinámica de TSH , TSC y \dot{m}_{refr} , variación de A_v

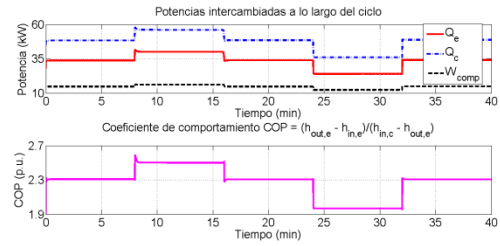


Figura 14: Evolución dinámica de \dot{Q}_e , \dot{Q}_c , \dot{W}_{comp} y COP , variación de A_v

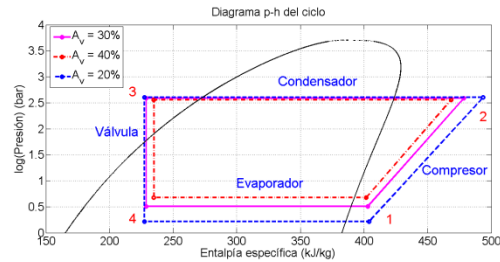


Figura 15: Diagrama $p-h$ del ciclo, variación de A_v

La variación de A_v influye de manera más decisiva en el caudal de refrigerante que circula por el ciclo, tal como puede observarse en la Figura 13. En la Figura 15 se observa que al aumentar \dot{m}_{refr} disminuye el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, con lo que el COP aumenta. La potencia consumida por el compresor \dot{W}_{comp} aumenta ligeramente, pero también lo hace (y de forma más importante) la potencia calorífica \dot{Q}_e intercambiada en el evaporador.

3.3 IDENTIFICACIÓN DE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

En la Tabla 3 se indican las ganancias y las constantes de tiempo de las funciones de transferencia de primer orden ($G(s) = \frac{K}{\tau s + 1}$) identificadas a partir de las simulaciones presentadas. Se escogen como variables de salida las más importantes de cara al control: \dot{Q}_e y TSH (medida indirecta del COP).

Tabla 3: Funciones de transferencia identificadas.

| Parámetro | Valor | Unidad |
|------------------------|--------|--------|
| $K_{\dot{Q}_e N}$ | 9.4988 | W s |
| $\tau_{\dot{Q}_e N}$ | 4.43 | s |
| $K_{\dot{Q}_e A_v}$ | 637 | W / % |
| $\tau_{\dot{Q}_e A_v}$ | 34.14 | s |
| $K_{TSH N}$ | 0.0464 | K s |
| $\tau_{TSH N}$ | 0.46 | s |
| $K_{TSH A_v}$ | -0.49 | K / % |
| $\tau_{TSH A_v}$ | 62.23 | s |

Estas funciones de transferencia representan la dinámica de las variables de salida seleccionadas respecto a las entradas manipulables en el punto de operación estudiado ($N = 3150$ rpm y $A_v = 30$ %).

4 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Se ha desarrollado un modelo dinámico simplificado orientado al control de un ciclo de refrigeración de una etapa, basado en submodelos dinámicos o estáticos de sus componentes. A partir de las simulaciones realizadas variando las entradas manipulables del sistema, se han obtenido modelos en forma de funciones de transferencia de primer orden para las principales variables de salida de cara al control: la potencia frigorífica intercambiada en el evaporador y el grado de sobrecalentamiento. De esta forma se ha caracterizado la dinámica dominante en la respuesta del sistema.

Los submodelos dinámicos de los intercambiadores de calor no contemplan otras situaciones respecto al flujo de refrigerante que pueden darse en régimen transitorio de parada y arranque del sistema. En la actualidad se está trabajando para ampliar las capacidades del modelo simplificado de forma que pueda contemplar todos los regímenes de funcionamiento del ciclo.

Agradecimientos

Los autores quieren expresar su agradecimiento al MCEI por la financiación de este trabajo, a través del proyecto DPI2012-37580-C02-02.

Referencias

- [1] Baxter, Van D., (2002) "Advances in supermarket refrigeration systems". Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN 37831-6070, 2002.
- [2] Bell, I., Quoilin, S., Wronski, J., (2013) *CoolProp*: <http://coolprop.sf.net/>
- [3] Grald, E.W., MacArthur, J.W., (1992) "Moving boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, Iss. 3, pp. 266–272.
- [4] He, X. D., Asada, H. H., Liu, S., Itoh, H., (1998) "Multivariable control of vapor compression systems", *HVAC&R Research*, Vol. 4, Iss. 3, pp. 205–230.
- [5] Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P., Wong, Y.W., (1999) "Distributed steady and dynamic modeling of dry-expansion evaporators", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 22, Iss. 2, pp. 126–136.
- [6] Li, B., Alleyne, A., (2010) "A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, Iss. 3, pp. 538-552.
- [7] Liang, Y., Shao, S., Tain, C., Yan, Y., (2010) "Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, Iss. 10, pp. 1205-1214.
- [8] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C., (2008) "A review on buildings energy consumption information", *Energy and Buildings*, Vol. 40, Iss. 3, pp. 394-398.
- [9] Rasmussen, B. P., (2005) "Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems", Phd Thesis. University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [10] Rasmussen, H., Larsen, L. F. S., (2011) "Non-linear and adaptive control of a refrigeration system", *IET Control Theory Appl.*, Vol. 5, Iss. 2, pp. 364–378.
- [11] Rodríguez, R. D., (2011) "Diseño de planta experimental de refrigeración por compresión de vapor", Trabajo de investigación, Universidad de Córdoba.
- [12] Sarabia, D., Capraro, F., Larsen, L.F.S, de Prada, C., (2009) "Hybrid NMPC of supermarket display cases", *Control Engineering Practice*, Vol. 17, Iss. 4, pp. 428–441.
- [13] Schurt, L. C., Hermes, C. J. L., Trofino-Neto, A., (2009) "A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, Iss. 7, pp. 1672-1682.
- [14] Schurt, L. C., Hermes, C. J. L., Trofino-Neto, A., (2010) "Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, Iss. 13, pp. 1538-1546.