

CONTROL ROBUSTO QFT DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Rocío del Campo Pedrosa, Montserrat Gil-Martínez, Javier Rico-Azagra
 Grupo de Ingeniería de Control, Universidad de la Rioja, San José de Calasanz 31, 26004 Logroño
 E-mail: {rocampo, montse.gil, javier.rico}@unirioja.es

Resumen

En el presente documento se estudia y analiza un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa. El grado de apertura de la válvula de expansión y la velocidad de giro del compresor son las entradas manipulables para regular la temperatura de refrigeración y el sobrecalentamiento, con el fin de no solo satisfacer las necesidades frigoríficas sino también regular la eficiencia. Se justifica cómo el uso de un control descentralizado más un desacoplador en una sola de las direcciones es suficiente para satisfacer los objetivos, y a la vez simplifica mucho el problema de diseño. Las no-linealidades y acoplamientos propios del sistema son modelados como incertidumbre, y la técnica de control robusta QFT se emplea para el diseño de los controladores.

Palabras Clave: Sistema de refrigeración, Ciclo de Compresión de Vapor, Control Robusto QFT.

1 INTRODUCCIÓN

La refrigeración por compresión de vapor es uno de los sistemas térmicos más extendidos a nivel industrial y doméstico para la generación de frío [3]. Debido al alto consumo de energía de estos sistemas, y su importancia en el consumo energético total a nivel mundial [1], el ahorro energético y la mejora del rendimiento del sistema son objetivos prioritarios. Para ello, las estrategias de control automático juegan un papel fundamental. En [26] se muestra que el control de la capacidad de refrigeración es vital en la reducción del consumo de energía; se disminuyen las pérdidas termodinámicas cíclicas del compresor y se mejora la eficiencia del sistema en régimen estacionario debido a una menor presión diferencial en el compresor. Para controlar la capacidad de refrigeración de la manera más eficiente se varía la velocidad del compresor. La importancia de variar la apertura de la válvula de expansión en los sistemas de refrigeración aparece en [26][24]. En particular, en [12] se propone el uso de ambas variables, la apertura de la válvula y la velocidad del compresor, para regular el sobrecalentamiento y la temperatura de refrigeración, respectivamente, con el fin de obtener el máximo rendimiento. En [11] se muestra que para mejorar la eficiencia se debe emplear al máximo el

potencial del evaporador, para lo cual el grado de sobrecalentamiento debe mantenerse lo más bajo posible. Por otro lado, debe respetarse un mínimo sobrecalentamiento para evitar que fracciones de líquido puedan entrar en el compresor y dañarlo.

Desde el punto de vista del control automático, se trata de un sistema con dos variables a controlar: la capacidad frigorífica (o temperatura de salida del evaporador) y el grado de sobrecalentamiento; y dos variables manipulables: la velocidad del compresor y la apertura de la válvula de expansión. La interrelación entre ellas es inherentemente no lineal y con acoplamientos dinámicos. Las técnicas de control más usadas son: el control descentralizado [12][20][28][29], el control multivariable desacoplado [10][23], el control *switching* usando controladores PI [15], el control LQG [7][21][22], el control predictivo basado en modelos [17][18], y el control robusto H_∞ [11][1].

En este trabajo se propone el empleo de la técnica de control robusta *Quantitative Feedback Theory* (QFT) [6][19] para diseñar los elementos de control. El objetivo será mantener la temperatura de refrigeración y el grado de sobrecalentamiento en los puntos de operación deseados, a pesar de perturbaciones o comportamientos diversos dentro de un rango. Por otro lado, el enfoque del problema no ha de ser necesariamente multivariable, sino que las características particulares de la planta de refrigeración pueden simplificar mucho la estrategia de diseño de los controladores. Se partirá de un modelo de simulación [8][9] de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa, de validez contrastada [4][5][14][16], y que se corresponde con un sistema real. Se mostrará cómo para este caso el empleo de un control descentralizado más un desacoplador en una sola dirección es suficiente para cumplir los objetivos.

El trabajo se estructura como sigue. En la Sección 2 se describe el sistema a controlar, y se identifican los modelos dinámicos lineales con incertidumbre. La Sección 3 justifica las estrategias, y en ella se definen los objetivos de control. La Sección 4 formaliza el diseño de los elementos de control siguiendo la metodología QFT, y muestra el cumplimiento de los objetivos. La Sección 5 concluye los logros principales.

2 MODELO DEL SISTEMA

El ciclo de refrigeración básico [27] conecta el evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión como se indica en la Figura 1. El modelo del sistema que se utiliza en este trabajo se describe en [4][5][14][16], el cual se corresponde con una planta real de refrigeración por compresión de vapor de una etapa. Así mismo, se dispone de un simulador representativo en *MATLAB-SIMULINK* [13], accesible desde [8][9].

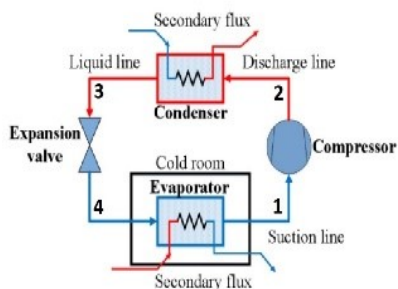


Figura 1: Elementos del ciclo de Refrigeración

La demanda de frío se asegurará regulando la temperatura del fluido secundario a la salida del evaporador (T_{eo}). Para mejorar la eficiencia, se regulará el grado de sobrecalentamiento (TSH). Las variables de actuación serán: el grado de apertura de la válvula de expansión (Av) y la velocidad de giro del compresor (N). Son múltiples las perturbaciones que pueden desviar T_{eo} y TSH de sus valores objetivo. En este caso, se utilizará la variación de la temperatura del fluido secundario a la entrada del condensador (T_{ci}) como entrada de perturbación que afectará a las dos salidas objetivo.

Tabla 1: Condiciones de operación

Variables		OP1 (nom)	OP2	Rango
y_1	T_{eo}	-23.4 °C	-23.4 °C	--
y_2	TSH	2.5 °C	2.5 °C	--
u_1	Av	66.23 %	84.61 %	[10 100] %
u_2	N	36.92 Hz	43.9 Hz	[30, 50] Hz
d_1	T_{ci}	30 °C	31 °C	[27,33] °C

Tras un detallado estudio del modelo de simulación, se fijan las condiciones de operación reflejadas en la Tabla 1. Se plantea el problema de control más frecuente en el funcionamiento de estas instalaciones: mantener la demanda de frío (T_{eo} a su valor nominal de -23.4°C) a pesar de las perturbaciones (cambios escalón de T_{ci} entre 30°C y 31°C). Además, en este caso, el grado de sobrecalentamiento se tratará de mantener constante al valor mínimo alcanzable (TSH a su valor nominal de 2.5°C). En la Figura 2 se muestra la relación de salidas alcanzables en función del rango

de operación de Av y N mostrado en la Tabla 1 (siendo $T_{ci}=30^\circ\text{C}$); este estudio ha servido para la selección de los puntos de operación (OP1 y OP2). En la Figura 3 se presenta un estudio estático del sistema.

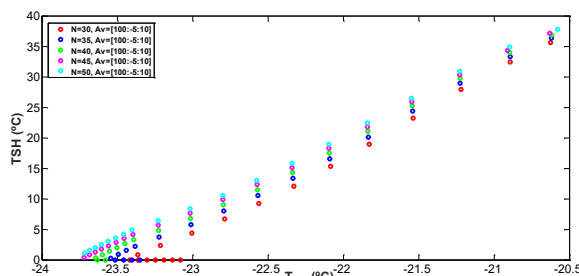


Figura 2: Puntos alcanzables en las salidas para perturbación $T_{ci}=30^\circ\text{C}$

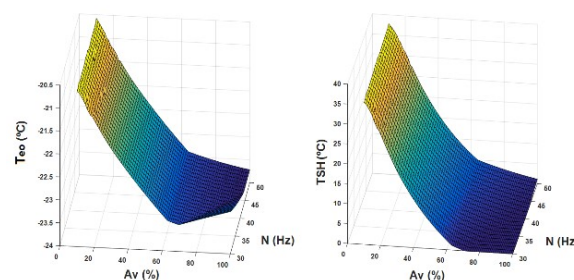


Figura 3: Estacionarios de cada salida vs. entradas manipulables, para perturbación $T_{ci}=30^\circ\text{C}$

Para el diseño de los controladores, se identificarán modelos lineales válidos alrededor de las condiciones de operación de Tabla 1. Estos modelarán el comportamiento de las salidas y_1, y_2 en función de las entradas manipulables u_1, u_2 :

$$P(s) = \begin{bmatrix} p_{11}(s) & p_{12}(s) \\ p_{21}(s) & p_{22}(s) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

y de las salidas y_1, y_2 en función de la entrada de perturbación d_1 :

$$Pd(s) = \begin{bmatrix} pd_{11}(s) \\ pd_{21}(s) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Para la identificación de los modelos $p_{ij}(s), pd_{i1}(s)$, se obtienen en el simulador las respuestas y_1, y_2 para diferentes saltos escalón en las entradas u_1, u_2 , y d_1 , correspondientes a diferentes combinaciones de los puntos de operación. Se han buscado los modelos más sencillos posibles (menor número de ceros/polos) que proporcionen un buen ajuste a los datos. Los modelos lineales resultantes responden a:

$$p_{11}(s) = \frac{a_{11}s+b_{11}}{s^2+c_{11}s+d_{11}}, \quad (3)$$

$$p_{12}(s) = \frac{a_{12}s^2+b_{12}s+c_{12}}{s^3+d_{12}s^2+e_{12}s+f_{12}}, \quad (4)$$

$$p_{21}(s) = \frac{a_{21}s+b_{21}}{s^2+c_{21}s+d_{21}}, \tag{5}$$

$$p_{22}(s) = \frac{a_{22}s^2+b_{22}s+c_{22}}{s^3+d_{22}s^2+e_{22}s+f_{22}}, \tag{6}$$

$$pd_{11}(s) = \frac{K_{11}}{T_{11}s+1}, \tag{7}$$

$$pd_{21}(s) = \frac{K_{21}}{T_{21}s+1}, \tag{8}$$

cuyos parámetros se recogen en las Tablas 2-7.

Tabla 2: Parámetros de $p_{11}(s)$

Caso	a_{11}	b_{11}	c_{11}	d_{11}
(1)	-0.2564	-0.002772	6.031	0.2653
(2)	-0.2393	-0.002744	5.82	0.2389
(3)	-0.3197	-0.003383	9.498	0.3384
(4)	-0.2117	-0.002252	5.831	0.2279
(5)	-0.2027	-0.002383	5.787	0.2411

Tabla 3: Parámetros de $p_{12}(s)$

Caso	a_{12}	b_{12}	c_{12}
(1)	-0.009809	-0.004300	-2.916e-05
(2)	-0.004757	-0.002443	-7.932e-06
(3)	-0.08775	-0.003256	-2.011e-05
(4)	-0.01262	-0.005902	-2.353e-05
(5)	-0.004591	-0.002181	-1.094e-05
Caso	d_{12}	e_{12}	f_{12}
(1)	8.601	0.7007	0.01767
(2)	5.61	0.4354	0.01044
(3)	5.455	0.438	0.01095
(4)	9.034	0.7598	0.02006
(5)	5.783	0.4373	0.01015

Tabla 4: Parámetros de $p_{21}(s)$

Caso	a_{21}	b_{21}	c_{21}	d_{21}
(1)	-1.631	-0.0333	6.553	0.2807
(2)	-1.316	-0.02411	5.833	0.215
(3)	-1.387	-0.02576	5.837	0.2179
(4)	-1.816	-0.03371	5.747	0.2266
(5)	-1.918	-0.0359	5.741	0.2299

Tabla 5: Parámetros de $p_{22}(s)$

Caso	a_{22}	b_{22}	c_{22}
(1)	1.419	0.0980	0.002761
(2)	1.174	0.0789	0.002113
(3)	1.402	0.09605	0.002710
(4)	1.491	0.10530	0.003189
(5)	1.156	0.07629	0.001943
Caso	d_{22}	e_{22}	f_{22}
(1)	7.226	0.5867	0.0148
(2)	6.414	0.4997	0.01198
(3)	6.220	0.5021	0.01255
(4)	7.279	0.6102	0.01610
(5)	6.437	0.4885	0.01134

Tabla 6: Parámetros de $pd_{11}(s)$

Caso	K_{11}	T_{11}
(1)	0.009775	0.04682
(2)	0.009932	0.04773
(3)	0.008756	0.04356
(4)	0.008955	0.04419
(5)	0.009342	0.04557

Tabla 7: Parámetros de $pd_{21}(s)$

Caso	K_{21}	T_{21}
(1)	0.05043	0.0453
(2)	0.04724	0.04601
(3)	0.04091	0.04171
(4)	0.04199	0.04236
(5)	0.04408	0.04378

3 ESTRATEGIA DE CONTROL

Para la selección de la mejor estrategia de control, es preciso un escalado de los modelos entrada-salida identificados. Tal y como se indicó en la Sección 2 (Tabla 1), la perturbación T_{ci} variará entre 30 y 31°C, deseándose que TSH y T_{eo} se mantengan en sus valores objetivo manipulando convenientemente Av y N sin que se supere un cierto rango de operación. Se determinan: el incremento mínimo de actuación disponible en las variables de control, el incremento máximo esperado de variación de las perturbaciones a considerar; y la variación máxima de error a tolerar en la desviación entre salidas y sus referencias. A partir de ahí, se obtienen los factores de escala necesarios para trabajar con dichas variables en el rango normalizado [-1, +1]; véase Tabla 8.

Tabla 8: Factores de escala (FE)

Variable	Rango	OP1	FE
$u_1=Av$	[30, 90]	66.23	$Du_1 = 23.77$
$u_2=N$	[30, 50]	36.92	$Du_2 = 6.92$
$d_1=T_{ci}$	[27,33]	30	$Dd_1 = 3$
$e_1=r_1-y_1$			$De_1 = 0.2$
$e_2=r_2-y_2$			$De_2 = 0.7$

La relación entre las matrices reales y escaladas (símbolo $\hat{\cdot}$ sobre la variable) [6] responde a:

$$P = De \hat{P} Du^{-1}, \tag{9}$$

$$P_d = De \hat{P}_d D_d^{-1}, \tag{10}$$

$$C = Du \hat{C} De^{-1}, \tag{11}$$

donde las matrices diagonales de escalado son $De=\text{diag}(De_1,De_2)$ y $Du=\text{diag}(Du_1,Du_2)$, cuyos elementos se denotan en la Tabla 8. La respuesta

frecuencial en magnitud de las plantas escaladas se muestra en la Figura 4.

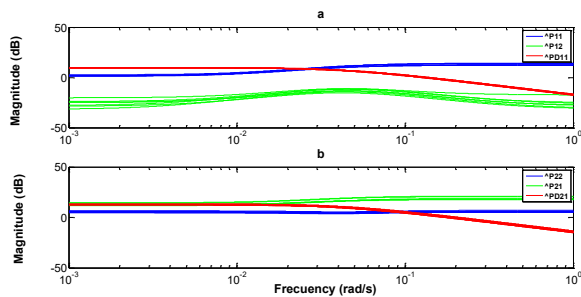


Figura 4. Magnitud escalada de la respuesta frecuencial de las plantas que intervienen en (a) la salida 1 (b) la salida 2

Tratándose de un sistema térmico, se elegirá un ancho de banda para el sistema controlado de $\omega_{BW}=0.5$ rad/s. En la Figura 4(a), se representa la influencia de u_1, u_2 y d_1 en la salida y_1 . Puede apreciarse cómo la variable $u_2=N$ no tienen ningún poder de regulación de la salida $y_1=T_{eo}$; planta $|\hat{p}_{12}(j\omega)| < 0$ dB. Por tanto, necesariamente se deberá emplear $u_1=Av$ para el control de $y_1=T_{eo}$. Por el contrario, observando la Figura 4(b) ambas variables de control $u_1=Av, u_2=N$ tienen capacidad para regular la salida $y_2=TSH$, siendo mucho mayor el potencial de $u_1=Av$ ($|\hat{p}_{21}(j\omega)| \gg |\hat{p}_{22}(j\omega)|$), lo que condiciona la estrategia global de control. Por otro lado, la entrada de perturbación $d_1=T_{ci}$ presenta en ambos lazos de control una relevancia importante. De hecho, en la salida $y_1=T_{eo}$ afectará de forma más contundente que la capacidad de la variable de regulación $u_1=Av$.

Paralelamente, mediante el método de las ganancias relativas – *Relative Gain Analysis* (RGA) [25]-, se estudiará el sistema como multivariable. La matriz de ganancias obtenida en frecuencia $\omega=0$ es

$$\Lambda(j0) = \begin{bmatrix} 0.9087 & 0.0913 \\ 0.0913 & 0.9087 \end{bmatrix}, \quad (12)$$

lo que indica que en régimen estacionario el acoplamiento principal es $Av-T_{eo}$ y $N-TSH$, lo que corrobora el estudio anterior. Además, se advierte que el grado de acoplamiento es muy pequeño. De hecho, anteriormente se justificaba en la dirección $N-T_{eo}$ es totalmente despreciable en lazo abierto. Estas conclusiones se mantienen si se extiende el estudio de la matriz de ganancias $\Lambda(j\omega)$ al espectro de frecuencias $\omega=0$ hasta $\omega=\omega_{BW} = 0.5$; véase Figura 5.

De acuerdo con todo esto, plantear una técnica de control multivariable complicaría innecesariamente el diseño de control. Por ello, se plantea un control descentralizado utilizando dos lazos SISO (Figura 6). En el primero, se utilizará Av para gobernar T_{eo} devolviéndola a su valor de equilibrio en un tiempo de

establecimiento menor o igual a $t_s=260$ segundos. El diseño basado en modelos considerará \hat{p}_{11} y \widehat{pd}_{11} . Como especificación de estabilidad se desea un margen de fase mínimo de 50° . Para el segundo lazo independiente, se utilizará N para gobernar TSH bajo las mismas especificaciones dinámicas y de estabilidad (mismos t_s y MF mínimos anteriores). En este caso, las plantas a considerar serán \hat{p}_{22} y \widehat{pd}_{21} .

No obstante, en la Figura 4(b) se observaba que el acoplamiento de la acción de control Av sobre la salida TSH es muy relevante. De hecho, Av tiene un poder de regulación mayor que N , pero esta última no interviene en la regulación de T_{eo} , que necesariamente utilizará Av como variable principal de control. Por ello, se empleará un controlador de desacoplo, a modo de *feedforward*, para paliar el deterioro del *performance* en TSH al variar Av (Figura 6) Este desacoplador se diseñará por inversión de planta.

La incertidumbre de las plantas (ecuaciones (3)-(8) y las Tablas 2-7) debida a los puntos de operación y a las no linealidades en las ecuaciones del sistema, hacen adecuado el empleo de técnicas de control robusto. Estas consideran la incertidumbre en el diseño de control de tal modo que todas las plantas cumplirán con las especificaciones de rechazo de perturbación y de estabilidad. Se empleará la técnica de control robusto *Quantitative Feedback Theory* (QFT) [2][6][19].

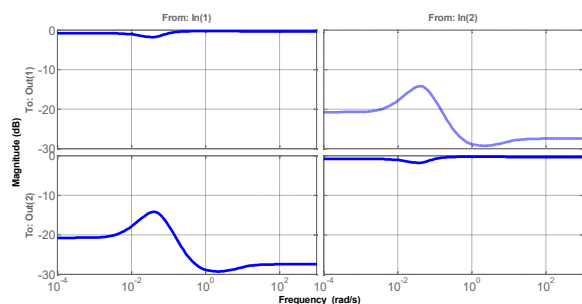


Figura 5: Matriz de ganancias relativas en todo el espectro de frecuencias

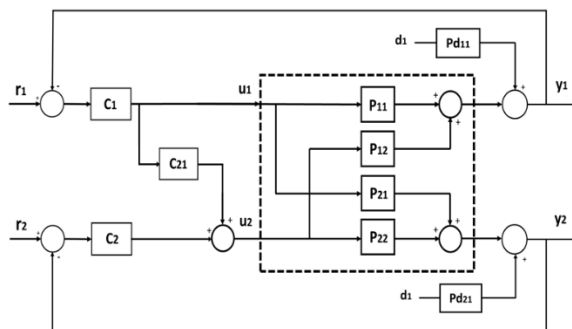


Figura 6. Estructura de control

4 CONTROL ROBUSTO QFT

Las anteriores especificaciones dinámicas de rechazo de perturbación y de estabilidad, se formulan a continuación en el dominio frecuencial siguiendo la metodología propia de QFT [6]. Para la estabilidad robusta se establece una cota superior W_s sobre el módulo de la función de sensibilidad complementaria de cada lazo

$$|T_i(j\omega)| = \left| \frac{\hat{p}_{ii}(j\omega) \hat{c}_{ii}(j\omega)}{1 + \hat{p}_{ii}(j\omega) \hat{c}_{ii}(j\omega)} \right| \leq W_s, \quad (13)$$

que ha de cumplirse en todas las frecuencias y para todas las plantas del dominio de incertidumbre. Se elige una cota $W_s = 1.2$ que implica un $MF = 50^\circ$. Para el rechazo robusto de perturbaciones se elige un modelo superior W_d que acota el módulo de las funciones salida/perturbación

$$|S_{di1}(j\omega)| = \left| \frac{\hat{p}_{di1}(j\omega)}{1 + \hat{p}_{ii}(j\omega) \hat{c}_{ii}(j\omega)} \right| \leq |W_d(j\omega)|, \quad (14)$$

que igualmente ha de cumplirse en todas las frecuencias y para todas las plantas. El modelo dinámico de rechazo de perturbaciones es

$$W_d(s) = \frac{0.7547 s}{s + 0.01509} \quad (15)$$

que satisface los requisitos dinámicos de $t_s = 260$ segundos y máxima desviación de 0.75 en la salida ante cambios escalón unitario en la perturbación.

Considerando la incertidumbre escalada de las plantas y las especificaciones anteriores se calculan los *bounds* QFT [2], que expresan los requisitos de control en términos de la función de lazo abierto nominal: $l_{11o} = \hat{c}_{11} \hat{p}_{11o}$ para el lazo 1 (Figura 7), y $l_{22o} = \hat{c}_{22} \hat{p}_{22o}$ para el lazo 2 (Figura 8). El vector de frecuencias discretas utilizado es

$$\Omega = [0.1, 0.5, 1, 1.5, 2, 5, 10, 30, 40, 50, 100] \times 10^{-2} \quad (16)$$

Para mayor claridad, en la Figura 7 y Figura 8 solo se representan los *bounds* de las frecuencias más representativas para cada lazo de las pertenecientes a (16). Sobre dichos *bounds* se realiza el diseño de los controladores (*loopshaping*) resultando

$$\hat{c}_{11} = \frac{-0.0594 \left(\frac{s}{0.011} + 1 \right)}{s \left(\frac{s}{0.0073} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{0.62} + \frac{2 \times 0.37 s}{0.6} + 1 \right)} \quad (17)$$

$$\hat{c}_{22} = \frac{0.0578 \left(\frac{s}{0.05} + 1 \right) \left(\frac{s}{0.02} + 1 \right)}{s \left(\frac{s^2}{0.05^2} + \frac{2 \times 0.72 s}{0.05} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{0.8^2} + \frac{2 \times 0.63 s}{0.8} + 1 \right)} \quad (18)$$

La complejidad de los controladores anteriores se debe a que se ha tratado de emplear la mínima ganancia posible en cada frecuencia que satisface (13) y (14). El empleo de la mínima ganancia en la banda donde se obtienen los beneficios de control, $\omega < \omega_{cg}$, permite reducir la ganancia en medias y altas frecuencias, reduciéndose el coste de la realimentación. De forma alternativa, sería posible diseñar controladores básicos de tipo PI que satisfagan las especificaciones (*bounds*) con sobrediseño en ciertas frecuencias, y por tanto con un mayor coste de la realimentación. La diferencia en el desempeño temporal de estos controladores sería inapreciable.

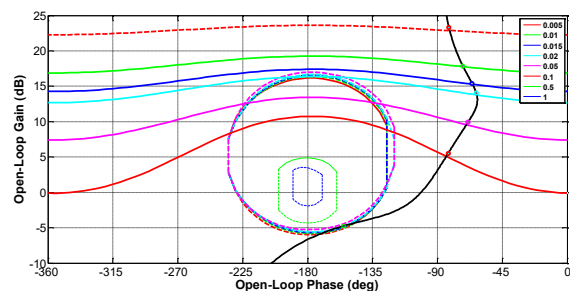


Figura 7: Loop-Shaping del lazo 1

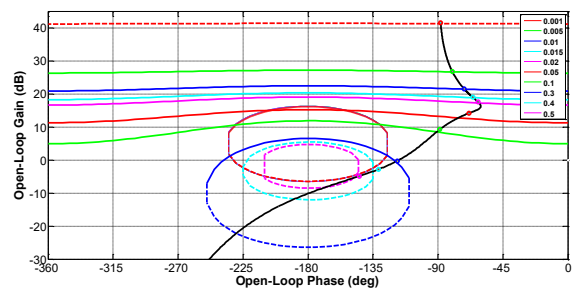


Figura 8: Loop-Shaping del lazo 2

En la Figura 9 y Figura 10 se verifican el cumplimiento de las especificaciones frecuenciales de estabilidad robusta (13) y de rechazo robusto de perturbaciones (14), respectivamente, para un mayor número de frecuencias que (16). Para cada lazo, se representan las magnitudes de las respuestas frecuenciales para todas las plantas del dominio de incertidumbre y la cota de especificación.

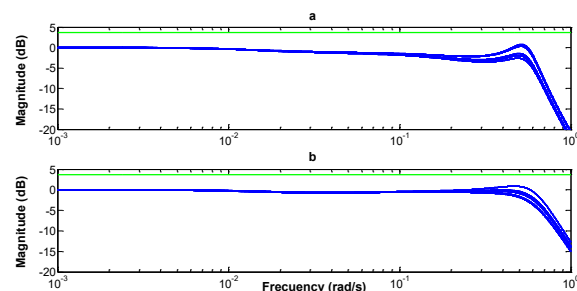


Figura 9: Magnitud de las respuestas frecuenciales T_i y cota W_s : (a) lazo $i=1$ (b) lazo $i=2$

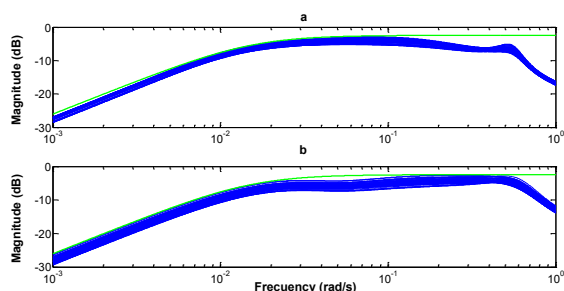


Figura 10: Magnitud de las respuestas frecuenciales S_{di1} y cota W_d : (a) lazo $i=1$ (b) lazo $i=2$

A continuación, se calcula el controlador de desacoplo

$$\hat{c}_{21}(s) \cong \frac{-\hat{p}_{21}}{\hat{p}_{22}} \cong \frac{0.5447 \left(\frac{s}{0.0183} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{0.0371} + 1 \right)} \quad (19)$$

utilizando el caso nominal de las plantas.

Finalmente, se comprueba el desempeño de estas estrategias de control en el simulador no lineal [9]. Se utilizan los controladores (17)-(19) una vez desescalados de acuerdo a (11). Se obtienen las respuestas de la Figura 11 donde se comparan la estrategia de control exclusivamente SISO con la estrategia SISO más desacoplador. El punto de operación nominal (OP1) es perturbado en el instante $t=300$ segundos, provocándose un cambio escalón en T_{ci} que pasa de 30°C a 31°C . En el instante $t=800$ segundos T_{ci} vuelve a su valor nominal de 30°C . Se comprueba como para ambas estrategias el comportamiento de T_{eo} es el mismo, corroborando la ausencia de acoplamiento desde la variable N . El tiempo de establecimiento y la desviación máxima son los previstos en las especificaciones de diseño. Sin embargo, TSH presenta un tiempo de establecimiento 100 segundos más lento que lo esperado cuando se emplea un control SISO descentralizado, debido al acoplamiento desde Av que se encuentra tratando de corregir la desviación de T_{eo} . En este caso, se verifica cómo el empleo de un desacoplador permite cumplir con la especificación dinámica deseada. Las acciones de control en ambos casos discurren dentro de la banda de actuación prevista.

5 CONCLUSIONES

Se parte de un modelo de simulación contrastado de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una etapa, que se corresponde con un sistema real. Para controlar la temperatura de salida del evaporador (capacidad de refrigeración) y el grado de sobrecalentamiento (eficiencia) se ha implementado una estructura de control basada en dos controladores principales, diseñados con la técnica de control robusta QFT, que comandan la apertura de la válvula de expansión y la velocidad del compresor, respectivamente. El empleo de un control descentralizado SISO, mucho más simple que una técnica multivariable, se justifica porque la velocidad del compresor no tiene poder de regulación sobre la capacidad refrigeradora. No obstante, la válvula de expansión es también la que tiene mayor capacidad para regular el sobrecalentamiento. Debido a esto, el lazo de control SISO que regula el sobrecalentamiento empleando sólo el compresor, no satisfe las expectativas previstas ya que el acoplamiento del otro lazo es relevante. Para solventarlo, se introduce un desacoplador. Finalmente, la estrategia de control propuesta (descentralizada con desacoplador en una dirección) cumple los objetivos de devolver las variables de salida a su referencia compensando las desviaciones producidas por variaciones en la temperatura del fluido auxiliar de entrada al compresor (perturbación). El empleo de controladores robustos garantiza el cumplimiento de las especificaciones dinámicas de rechazo y de estabilidad para el conjunto de comportamientos previstos en el diseño. Esta incertidumbre en el comportamiento es debida a las no linealidades y acoplamientos inherentes al proceso.

Agradecimientos

Los autores agradecen a la Universidad de La Rioja la Ayuda a Grupos de Investigación REGI 2018/42 y otros recursos de financiación.

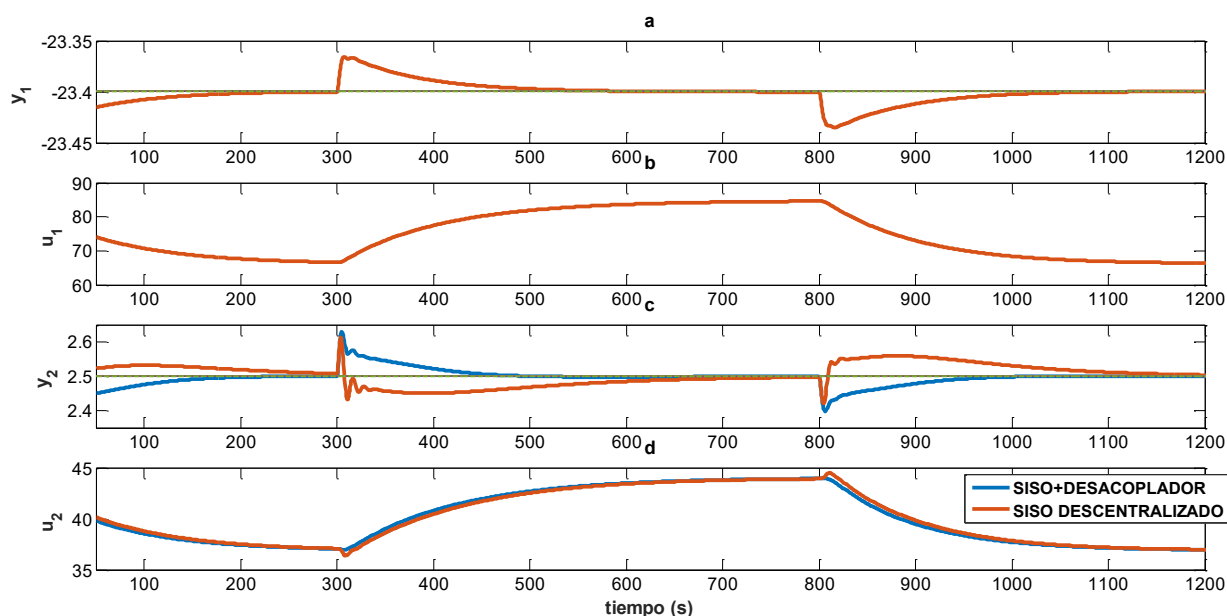


Figura 11: (a) Rechazo de perturbaciones en T_{eo} (b) actuación A_v (c) rechazo de perturbaciones en TSH (d) actuación N

English summary

QFT ROBUST CONTROL OF A REFRIGERATION SYSTEM

Abstract

This paper focuses on a refrigeration system based on vapour compression. The opening of an expansion valve and the speed of a compressor are the manipulated inputs to control the refrigeration temperature and the overheating in order to fulfil the refrigeration needs as well as to pay attention to the system efficiency. Decentralised controllers plus a decoupler in one direction prove to be a simple control solution to achieve the objectives. Nonlinearities and couplings are modelled as uncertain parameters of plant transfer functions, and then, robust controllers are designed under QFT paradigm.

Keywords: Refrigeration system, vapour compression cycle, QFT robust control.

Referencias

[1] Berajano, G., Alfaya, J., (2015) "Multivariable analysis and H_∞ control of a one-stage refrigeration Cycle". *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 1156-1167.

- [2] Borghesani, C., Chait, Y., Yaniv, O., (2003) The QFT Frequency Domain Control Design Toolbox User's Guide – Terasoft, Inc.
- [3] Rasmussen, B.P., Musser, A. and Alleyne, A.G., (2005) "Model-driven system identification of transcritical vapour compression systems," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 13, pp. 444–451.
- [4] Bejarano, G., Alfaya, J.A., Ortega, M.G. and Vargas, M., (2017) "On the difficulty of globally optimally controlling refrigeration systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 111, pp. 1143–1157.
- [5] Bejarano, G., Rodríguez, D., Alfaya, J.A., Ortega, M.G. and Castaño, F., (2016) "On identifying steady-state parameters of an experimental mechanical-compression refrigeration plant", *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 318–333.
- [6] García-Sanz, M., (2017), Robust Control Engineering, CRC Press.
- [7] He, X.D., (1996) "Dynamic Modelling and Multivariable Control of Vapour Compression Cycles in Air Conditioning Systems", Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA, (PhD thesis).
- [8] BenchmarkPID2018, Disponible en: <http://www.dia.uned.es/~fmorilla/benchmarkPID2018/> [Última consulta: 08/07/2019].
- [9] Concurso de Ingeniería de Control 2018 (CIC2018), Disponible en: <http://www.dia.uned.es/~fmorilla/CIC2018/> [Última consulta: 08/07/2019].

- [10] Hua, L., Jeong, S.K., You, S.S., (2009) "Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system", *Appl. Therm. Eng.*, 29 (5), 1067-1074.
- [11] Larsen, L.S. and Holm J. R., (2003) "Modelling and multi-variable control of refrigeration systems," Proceedings of ECOS 2003.
- [12] Marcinichen, J., del Holanda, T. and Melo C. (2008) "A dual SISO controller for a vapor compression refrigeration system" in *Int. Refrig. and Air Cond. Conf. at Purdue*, vol. 2444, pp1-8.
- [13] Mathworks Inc.: Matlab 2014b, Simulink 8.4, <http://www.mathworks.es/> Control System Toolbox 9.8, System Identification Toolbox 9.1.
- [14] Morilla, F., (2015) "Rango de operación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor", XXXVI Jornadas de Automática, Bilbao.
- [15] Oliveira, V.-D., Trofino, A., Hermes, C.J.L. (2011), "A switching control strategy for vapor compression refrigeration systems", *Appl. Therm. Eng.* 31 (17), 3914-3921.
- [16] Rasmussen, H. and Larsen L.F.S., (2011) "Non-linear and adaptive control of a refrigeration system," *IET Control Theory Appl.*, vol. 5, no. 2, pp. 365-378.
- [17] Razi M., M. Farrokhi M., Saeidi M.H., Faghieh Khorasani, A.R. (2006) "Neuro-predictive control for automotive air conditioning system", in: *Eng. of Intell. Syst., IEEE Int. Conf. on*, pp. 1-6.
- [18] Ricker N.L., (2010) "Predictive hybrid control of the supermarket refrigeration benchmark process", *Control Eng. Pract.* 18 (6), 608-617.
- [19] Rico, J., (2018) "Control robusto cuantitativo de sistemas con múltiples entradas de actuación y una salida objeto de control", Tesis Doctoral, Universidad de la Rioja.
- [20] Salazar, M., Mendez, F. (2014) "PID control for a single-stage transcritical CO2 refrigeration cycle", *Appl. Therm. Eng.* 67 (1), 429-438.
- [21] Schur, L.C., Hermes, C.J.L., Trofino-Neto, A., (2009) "A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems", *Int. J. Refrig.* 32 (7), 1672-1682.
- [22] 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", *Appl. Therm. Eng.* 30 (13), 1538-1546.
- [23] Shen, Y., Cai, W.J., Li, S., (2010) "Normalized decoupling control for high-dimensional MIMO processes for application in room temperature control HVAC systems", *Control Eng. Pract.* 18 (6), 652-664.
- [24] Shimma, Y., Tateuchi, T., Sugiura, H., (1988) "Inverter Control Systems in a Residential Heat Pump Air Conditioner", *ASHRAE Transactions*, Paper HI-85-31, pp. 1541-1552.
- [25] Skogestad, S., Postlethwaite, I., (2005) *Multivariable Feedback Control Analysis and design*, WILEY, England.
- [26] Tassou, S. A., Qureshi, T. Q., (1996) "Review Paper - Variable-Speed Capacity Control in Refrigeration Systems", *Appl. Therm. Eng.* 16(2), pp. 103-113.
- [27] Torrella Alcaraz, E., (1996) *La producción de frío - Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia*.
- [28] Underwood C.P., (2001) "Analysing multivariable control of refrigeration plant using MATLAB/Simulink", in: *VII Int. IBPSA Conf.*, 1, pp. 287-294.
- [29] Wang, J., Zhang, C., Jing, Y., An, D. (2007), "Study of neural network PID control in variable-frequency air conditioning system", in: *IEEE Int. Conf. on Control and Autom.*, pp. 317-322.



© 2019 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution CC BY-NC-SA 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/deed.es>).