

Un Sistema de Control Multivariable para Máquinas de Refrigeración Basadas en Condensación de Vapor

José M. Galvez

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil. Av. Antonio Carlos 6627, Pampulha, 31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil. (Tel: +55 31 3499-5236; Fax: +55 31 3443-3783; e-mail: jmgalvez@ufmg.br).

Resumen: Los compresores de velocidad variable y las válvulas de expansión electrónicas están entre los dispositivos más exitosos desarrollados recientemente en el campo del control de sistemas de refrigeración. Actualmente, la expectativa en el área tecnológica apunta para nuevos esquemas de control automático para la próxima generación de máquinas de refrigeración, sin embargo, algunas dificultades todavía deben resolverse antes de que los nuevos esquemas puedan usarse en la práctica. Control multivariable por realimentación de salida de procesos de refrigeración es una tarea difícil principalmente debido al acoplamiento cruzado existente entre las entradas y salidas del sistema. Este trabajo propone un esquema que permite controlar la potencia frigorífica y el sobrecalentamiento del vapor de refrigeración de forma independiente. Inicialmente introduce un procedimiento de diseño en el dominio de la frecuencia que incluye análisis de robustez y validación del controlador propuesto. Finalmente, presenta resultados de simulación.

Palabras Claves: los Sistemas de Refrigeración; Control Multivariable; Diseño en el Dominio de la Frecuencia.

1. INTRODUCCIÓN

La mejora de eficiencia energética de dispositivos industriales es uno de los problemas principales para las próximas décadas. En el último siglo de la era industrial, la explosión de la población mundial y la casi devastación de los recursos naturales de energía, no han sido suficientes para cambiar la actitud de la población mundial en la búsqueda a cualquier costo de mas confort y mejores condiciones de vida; incluyendo en esta análisis los países emergentes y del tercer mundo. Por este motivo el consumo per cápita de energía debe aumentar continuamente en el futuro próximo. Es un hecho que las próximas décadas van a testificar una búsqueda continua y activa por nuevos dispositivos y tecnologías que permitan economizar recursos energéticos. El consumo de energía de sistemas de calefacción y refrigeración en edificaciones comerciales e industriales corresponde a aproximadamente 50% del consumo mundial de energía (Imbabi, 1990).

Los sistemas de calefacción y refrigeración de refrigeración son procesos de elevado consumo energético y su operación en edificaciones comerciales e industriales todavía es poco eficiente. La crisis de energía mundial ha provocado una búsqueda intensa de nuevos de refrigeración más económicos del punto de vista energético. Es sabido que la solución para el funcionamiento eficiente de sistemas de calefacción y refrigeración depende del desenvolvimiento de nuevos sistemas de automatización y control.

Controladores de bajo costo como controladores tipo on/off y PID son los mas utilizados por la industria de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Sin embargo, su baja eficiencia de energética causa un consumo adicional indeseado de energía (Machado, 1996). Cargas térmicas variables y retardos de tiempo en el lazo de control están entre las dificultades que todavía permanecen para ser resueltas.

La mayoría de los controladores actuales sólo son capaces de tratar con cargas térmicas constantes, en la práctica, las cargas térmicas son variantes en tiempo. La posición del sensor de temperatura es otra dificultad en este campo; la posición natural para el sensor es próxima de o dentro del ambiente albo; actualmente, el sensor es normalmente colocado próximo de la fuente de potencia frigorífica (para evitar los retardos de tiempo en el lazo de control).

Además, para optimizar la eficiencia energética, la potencia frigorífica generada debe responder a cargas térmicas variables manteniendo el sobrecalentamiento tan constante cuanto posible. El control convencional “single-input/single-output” (SISO) de máquinas de refrigeración no es capaz de controlar independientemente la potencia frigorífica y el sobrecalentamiento debido al acoplamiento cruzado entre las entradas y salidas de la planta. Diversas estrategias de control - para tratar con el problema del control de procesos variantes, retardos de tiempo y acoplamiento cruzado entre entradas y salidas - han sido propuestas por la comunidad de control. Entre ellas, técnicas de control robusto, control adaptativo y control inteligente son las más importantes. Un inconveniente de estas alternativas sofisticadas es que ellas tienen costos elevados y requieren recursos computacionales avanzados. Así, para enfrentar cargas térmicas variantes, retardos de tiempo y acoplamiento cruzado de entradas y salidas; nuevas estrategias de control “multi-input/multi-output” (MIMO) deben ser exploradas.

Este trabajo introduce un esquema de control MIMO para una máquina de refrigeración (basada en el ciclo de condensación de vapor) que permite el control independiente de sus variables de salida. Se muestra que la estrategia propuesta permite controlar la potencia frigorífica manteniendo el sobrecalentamiento constante. La Figura 1 muestra el diagrama esquemático de una máquina de refrigeración de este tipo.

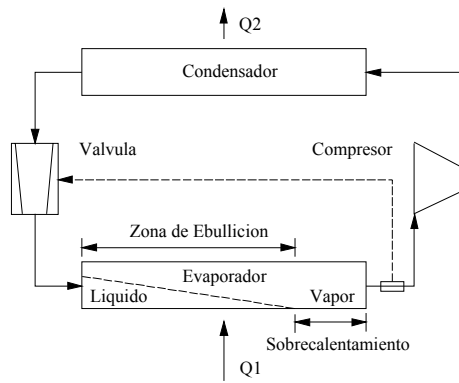


Figura 1. El Sistema de Refrigeración.

2. CONTROL POR REALIMENTACIÓN DE SALIDA

Control por realimentación de salida ha sido el estándar industrial no solo para modificar la salida de la planta mas también para tratar de las perturbaciones de carga e incertidumbres del modelo.

Tradicionalmente, la comunidad industrial de control ha confiado en la robustez intrínseca de controladores por realimentación de salida para enfrentar el problema de diseño en plantas SISO; una diversidad de algoritmos de control se ha desarrollado con éxito y aplicado al control de plantas industriales. Detrás de este éxito ha habido siempre una propiedad existente para todo sistema físico, la dominancia de los polos de baja frecuencia en la repuesta temporal de los sistemas. Este hecho ha sido la base de casi todas las técnicas de diseño de control robusto. Considerado este concepto en el diseño del controlador, no hay necesidad por resolver el problema de incertidumbres en el modelo tan rigurosamente como podría ser necesario sin la propiedad de dominancia de polos.

Diversos esfuerzos se han hecho para extender las técnicas de diseño SISO para el caso MIMO. Con algunas excepciones, el éxito de controladores MIMO depende también de la propiedad de dominancia de polos. En este contexto, el tamaño (orden) de sistemas de MIMO de grande porte se coloca menos importante cuando comparado con el fuerte acoplamiento cruzado normalmente existente en los sistemas MIMO. En los años recientes, la investigación se ha enfocado en las nuevas técnicas de desacoplamiento.

Las características de estas técnicas son: el procedimiento de diseño normalmente se lleva a cabo en el dominio de frecuencia; los modelos de baja frecuencia son, en general, suficientemente precisos para el diseño del controlador en este ambiente; las incertidumbres de modelo son fácilmente en el dominio de la frecuencia; las perturbaciones de salida son, en general, señales de baja frecuencia.

3. MIMO CONTROL—UNA REVISIÓN BREVE

Esta sección presenta una revisión breve de los conceptos básicos de sistemas multivariables de control. Lo siguiente

es basado en los libros de Maciejowski (1989) y Skogestad et al (1996).

El rendimiento del sistema, $y(s)$, se da por

$$y(s) = T(s)P(s)r(s) + S(s)d(s) - T(s)m(s) \quad (1)$$

donde el $r(s)$ es la entrada de referencia, $d(s)$ representa las perturbaciones de salida y $m(s)$ es el ruido de la medición.

En este caso, $S(s)$ es conocida por función de sensibilidad de salida y se define como

$$S(s) = [I + G(s)K(s)]^{-1} \quad (2)$$

la función transferencia de lazo cerrado (o sensibilidad complementaria), $T(s)$, se da entonces por

$$T(s) = S(s)G(s)K(s) \quad (3)$$

La función de sensibilidad de entrada se define como

$$S_i(s) = [I + K(s)G(s)]^{-1} \quad (4)$$

y su función complementaria correspondiente como

$$T_i(s) = K(s)G(s)S_i(s) \quad (5)$$

Un modelo multiplicativo para la incertidumbre es

$$G(s) = G_0(s)[I + W_i(s)] \quad (6)$$

Por tanto, para evaluar el desempeño y la estabilidad del sistema el criterio siguiente puede establecerse como:

a) El criterio para el desempeño nominal se define por

$$\|S(s)W_p(s)\|_{\infty} < 1 \Leftrightarrow \bar{\sigma}[S(s)] < \frac{1}{w_p(s)} \quad (7)$$

donde es el mayor valor singular de $[.]$ y $W_p(s)$ es una matriz de ponderación del desempeño dada por

$$W_p(s) = w_p(s)[I] \quad (8)$$

b) En el caso de incertidumbre no-estructural (NSU, sigla en ingles), el criterio para desempeño robusto se da por

$$\gamma \bar{\sigma}(w_p(s)S_i(s)) + \bar{\sigma}(w_i(s)T_i(s)) \leq 1 \quad (9)$$

donde $\gamma = \min(\text{número de condicionamiento de la planta, número de condicionamiento del controlador})$. El criterio para estabilidad robusta (NSU) por

$$\|T(s)W_i(s)\|_{\infty} < 1 \Leftrightarrow \bar{\sigma}[T(s)] < \frac{1}{w_i(s)} \quad (10)$$

donde es el mayor valor singular de $[.]$ y $W_i(s)$ es una matriz de ponderación de la incertidumbre y es dada por

$$W_i(s) = w_i(s)[I] \quad (11)$$

c) En el caso de incertidumbre estructurada (SU, sigla en ingles), la condición de desempeño robusto se da por

$$\mu(Q(s)) < 1 \quad \forall \omega \quad (12)$$

donde, la matriz $Q(s)$ se define

$$Q(s) = \begin{bmatrix} Q_{11}(s) & Q_{12}(s) \\ Q_{21}(s) & Q_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (13)$$

con

$$\begin{aligned} Q_{11}(s) &= w_p(s) S_0(s) \\ Q_{12}(s) &= w_p(s) S_0(s) G_0(s) \\ Q_{21}(s) &= -w_i(s) K(s) S_0(s) \\ Q_{22}(s) &= -w_i(s) K(s) S_0(s) G_0(s) \\ S_0(s) &= (I + G_0(s)K(s))^{-1} \end{aligned} \quad (14)$$

ya la condición de estabilidad robusta (SU) por

$$\mu(Q_{22}(s)) < 1 \quad \forall \omega \quad (15)$$

Las ecuaciones de (7) a (15) se usan en la Sección 6 para validar el diseño del controlador.

4. EL MODELO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Este trabajo trata del control de sistemas de refrigeración basados en la compresión de vapor. Las entradas del sistema son la abertura de la válvula de expansión que define el flujo de masa (MFR, sigla en inglés) y la velocidad del compresor que controla el flujo de volumen (VFR, sigla en inglés). Las salidas del sistema son el sobrecalentamiento, ΔT , y la potencia frigorífica Q_1 , (Figura 2).

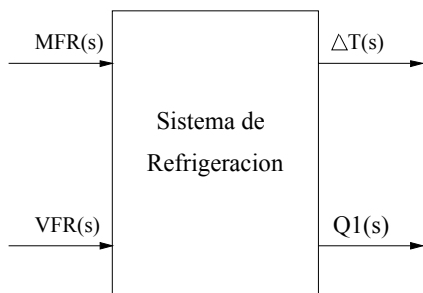


Figura 2. El Sistema en Lazo Abierto.

La Figura 3 muestra el acoplamiento cruzado entre las entradas y salidas. Idealmente, sólo la válvula de expansión se usaría para regular el sobrecalentamiento y sólo el compresor de velocidad variable se usaría para controlar la generación de potencia frigorífica. ($G_{12}(s) = G_{21}(s) = 0$ en la Figura 3). Infelizmente, éste no es el caso, en la realidad cada una de las salidas es una función de ambas entradas (la abertura de la válvula expansión y de la velocidad del compresor). Esto significa que $G_{12}(s)$ y $G_{21}(s)$ no pueden ser despresadas en la práctica.

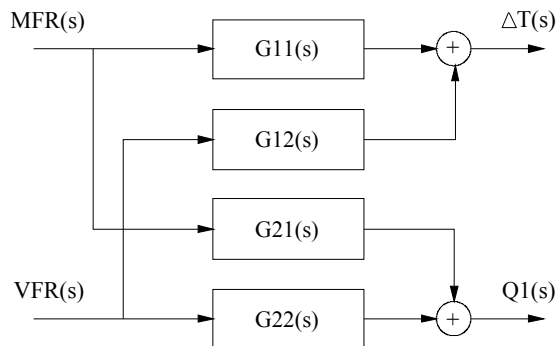


Figura 3. Acoplamiento Cruzado del Sistema de Refrigeración.

En este caso, la dinámica del sistema puede definirse por una función transferencia matricial de la forma:

$$\begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} MFR(s) \\ VFR(s) \end{bmatrix} \quad (16)$$

Ecuación (16) puede escribirse como:

$$[Y(s)] = [G_0(s)][U(s)] \quad (17a)$$

con

$$\begin{aligned} [G_0(s)] &= \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \\ [Y(s)] &= \begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} \\ [U(s)] &= \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} MFR(s) \\ VFR(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (17b)$$

Pueden encontrarse varios modelos para sistemas de refrigeración en la literatura (Koury, 1998; Machado, 1996; Outtagarts, 1994). En este trabajo, el modelo del sistema de refrigeración identificado en Machado (1996) se ha usado a lo largo del análisis y simulación. En este caso,

$$\begin{aligned} G_{11}(s) &= \frac{-5.62}{(45s+1)} \\ G_{12}(s) &= \frac{2.49(-70s+1)}{(59.52s+1)} \\ G_{21}(s) &= \frac{33.89(-36.37s+1)}{(25.65s+1)(67.79s+1)} \\ G_{22}(s) &= \frac{22.20(630s+1)}{(80s+1)(90s+1)} \end{aligned} \quad (18)$$

La Ecuación (18) muestra que la planta es de fase no-mínima y no-estrictamente propia. También, los números condicionamiento de las matrices de controlabilidad y observabilidad de las realizaciones de estado de esta planta son del orden de 10^4 (numéricamente mal condicionadas) indicando que en general plantas de difícil control.

5. LA LEY DE CONTROL

En este trabajo, el criterio de desempeño nominal se especificó como

$$\bar{\sigma}[S(s)] < \frac{1}{w_p(s)} = \frac{200 s}{50 s + 1} \quad (19)$$

Y el criterio para la estabilidad robusta fue escogido como

$$\bar{\sigma}[T(s)] < \frac{1}{w_i(s)} = \frac{10}{0.1 s + 1} \quad (20)$$

La Ecuación (20) muestra que para satisfacer el criterio de estabilidad robusta la planta debe hacerse estrictamente propia. Esto puede lograrse por la inclusión apropiada de un filtro del pasa-baja en el lazo de control de la forma

$$[F(s)] = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & F_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (21)$$

La consecuencia práctica de esto es que la velocidad del compresor cambiará suavemente durante los transeúntes del sistema. La estrategia de diseño propuesta es básicamente un procedimiento en el dominio de la frecuencia. En este caso, el diseño del controlador MIMO se lleva a cabo en dos pasos. Inicialmente, un pré-compensador MIMO, $K_1(s)$, es proyectado para escalar el sistema y tornarlo diagonal dominante en baja frecuencia. Finalmente el controlador $K_2(s)$, es proyectado para satisfacer las especificaciones de desempeño. En este caso el controlador tiene la forma:

$$[K_F(s)] = [F(s)][K_1(s)][K_2(s)] \quad (22)$$

Así, la ley de control es dada por:

$$\begin{aligned} [U(s)] &= [F(s)][K_1(s)][K_2(s)][R(s) - Y(s)] \\ &= [F(s)][K(s)][E(s)] \\ &= [K_F(s)][E(s)] \end{aligned} \quad (23a)$$

donde

$$[K(s)] = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (23b)$$

y

$$[K_F(s)] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & F_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (24)$$

todas las entradas de $K(s)$ tienen la forma general de controladores PID SISO, así, el controlador MIMO tendrá la forma:

$$K(s) = \begin{bmatrix} Kp_{11} + \frac{Ki_{11}}{s} + Kd_{11} s & Kp_{12} + \frac{Ki_{12}}{s} + Kd_{12} s \\ Kp_{21} + \frac{Ki_{21}}{s} + Kd_{21} s & Kp_{22} + \frac{Ki_{22}}{s} + Kd_{22} s \end{bmatrix} \quad (25)$$

También, para obtenerse un controlador propio un filtro pasa-baja debe ser incluido en cada controlador

PID (omitido aquí para la simplicidad). La Figura 4 muestra la estructura del controlador MIMO.

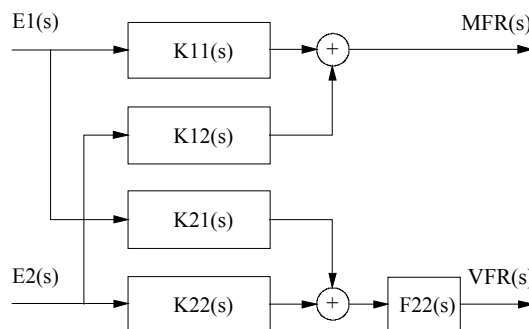


Figura 4. Implementación del Controlador MIMO.

Esto lleva a una función transferencia matricial en lazo cerrado que puede aproximarse en bajas frecuencias por:

$$\begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_I(s) \end{bmatrix} \cong \begin{bmatrix} T_{11}(s) & 0 \\ 0 & T_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T(s) Setpoint \\ Q_I(s) Setpoint \end{bmatrix} \quad (26)$$

Y desde que el sistema de lazo cerrado es diagonal dominante en frecuencia baja, el control independiente de sobrecalentamiento y el poder frigorífico es tangible como se muestra en la próxima sección. La Figura 5 muestra el diagrama de bloques para el sistema en lazo cerrado.

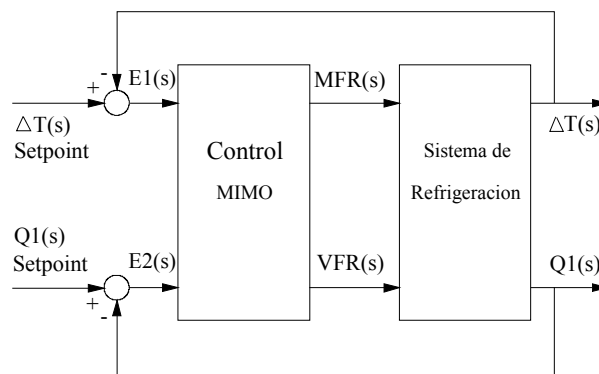


Figura 5. El Sistema en Lazo Cerrado.

6. EL PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Diversas técnicas para el diseño de controladores multivariables pueden encontrarse en la literatura técnica (Maciejowski, 1989; Skogestad, 1996; Ho & Xu, 1998). Un desempeño aceptable fue obtenido con el procedimiento a seguir:

Proyecte un filtro del pasa-baja tal que el sistema de lazo abierto sea dado por:

$$[G(s)] = [G_0(s)][F(s)] \quad (27a)$$

Proyecte un pré-compensador para desacoplar la planta pré-filtrada en bajas frecuencias tal que el sistema en lazo abierto sea dado por:

$$[G(s)] = [G_0(s)][F(s)][K_1(s)] \quad (27b)$$

Proyecte un controlador PID MIMO para la planta desacoplada e pré-filtrada, Ecuación (27b), tal que el sistema de lazo abierto sea dado por:

$$[G(s)] = [G_0(s)][F(s)][K_1(s)][K_2(s)] \quad (27c)$$

Finalmente, determine el controlador MIMO definido por:

$$[K_F(s)] = [F(s)][K_1(s)][K_2(s)] \quad (27d)$$

Observe que la función transferencia matricial de lazo cerrado tiene la forma:

$$T(s) = [I + G_0(s)K_F(s)]^{-1}G_0(s)K_F(s) \quad (28a)$$

con

$$[Y(s)] = [T(s)][R(s)] \quad (28b)$$

Aplicando la técnica propuesta anteriormente encontramos:

$$\begin{aligned} F_{22}(s) &= \left[\frac{1}{80s+1} \right] \\ K_{11}(s) &= \left[\frac{-(0.2063s^2 + 0.1724s + 0.0106)}{s(1.3s+1)} \right] \\ K_{12}(s) &= \left[\frac{(0.5978s^2 + 0.0299s + 0.0005)}{s(1.3s+1)} \right] \\ K_{21}(s) &= \left[\frac{(0.3179s^2 + 0.2657s + 0.0163)}{s(1.3s+1)} \right] \\ K_{22}(s) &= \left[\frac{(1.3520s^2 + 0.0676s + 0.0011)}{s(1.3s+1)} \right] \end{aligned} \quad (29)$$

7. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Resultados de simulación son presentados aquí para ilustrar y validar el desempeño del controlador.

La Figura 6 muestra la respuesta de frecuencia de la planta nominal $G_0(s)$; muestra las respuestas en frecuencia del sobrecalentamiento (cuadrante II) y de la potencia frigorífica (cuadrante IV); también muestra el fuerte efecto acoplamiento cruzado (cuadrantes I y III). La Figura 7 presenta la respuesta de frecuencia de la planta con pré-filtraje (Ecuación 27a); muestra la actuación del filtro pasabaja, $F(s)$, (cuadrante I). La Figura 8 muestra la respuesta de frecuencia de la planta con pré-filtraje y pré-compensación (Ecuación 27b); también muestra (los cuadrantes I y III) cómo los efectos del acoplamiento cruzado fueron eliminados por el pré-compensador $K_1(s)$.

Las Figuras 9, 10 y 11 presentan las respuestas a un escalón unitario de la planta nominal, $G_0(s)$, la planta con pré-filtraje y pré-compensación (Ecuación 27b) y la respuesta del sistema en lazo cerrado (Ecuación 28), respectivamente.

Finalmente, las Figura 12 y 13 muestran, gráficamente, la validación del controlador y el análisis de robustez basada en las Ecuaciones (7) a (15).

8. COMENTARIOS FINALES

Controladores clásicos para máquinas de refrigeración ya han mostrado ser eficaces para propósitos de economía de energía. Compresores de velocidad variable han surgido recientemente como la solución para el problema de minimización del consumo de energía. La busca por un control de velocidad de bajo costo para el compresor está actualmente en el foco de la atención de la comunidad de control automático. Aunque algunos buenos resultados pueden ser encontrados en la literatura técnica, la solución definitiva todavía está bajo investigación.

Este trabajo ha propuesto un procedimiento de diseño de controladores MIMO para máquinas de refrigeración basadas en la condensación de vapor. La técnica propuesta se ha aplicado a un modelo de fase no-mínima, mal condicionado y no-estrictamente propio de una máquina de refrigeración existente. Los resultados muestran excelente desempeño en análisis y simulación. El desempeño del controlador y la estabilidad robusta del sistema fueron ambos evaluados y validados a través de criterios bien conocidos. Los resultados muestran que el control independiente del sobrecalentamiento y de la potencia frigorífica en los sistemas de refrigeración es una tarea factible y que el esquema propuesto tiene un potencial único en el control de sistemas de refrigeración visando la economía de energía.

REFERENCIAS

- Ho, W.K. and Xu, W., "Multivariable PID Controller Design Based on the Direct Nyquist Array Method", Proceedings of the American Control Conference, Philadelphia, Pennsylvania, pp. 3524-3528, 1998.
- Imbabi, M.S., "Computer Validation of Scale Model Test for Building Energy Simulations", International Journal on Energy Resources, Vol. 14, pp.727-736, 1990.
- Machado, L., Modele de Simulation et Etude Experimentale d'un Evaporateur de Machine Frigorifique en Regime Transitoire, L'Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France, 1996.
- Maciejowski, J.M., "Multivariable Feedback Design", Addison-Wesley Publishing Company, 1989.
- Outtagarts, A., Comportement Dynamique d'un Evaporateur de Machine Frigorifique Alimente par un Detendeur Electronique, L'Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France, 1994.
- Skogestad, S. and Postlethwaite, I., "Multivariable Feedback Control - Analysis and Design", John Wiley & Sons, 1996.
- Stoecker, W.F. & Jones, J.W., Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill Book Company, 1982.

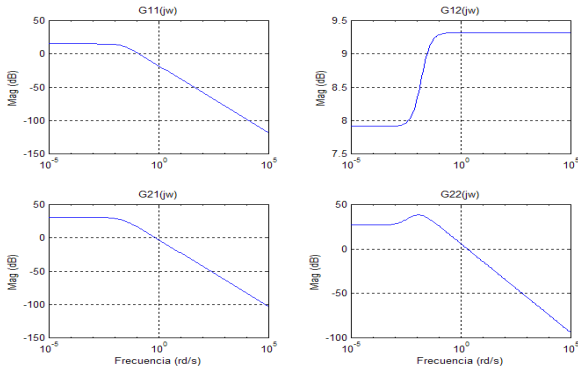


Figura 6. Respuesta de la Planta Nominal $[G_0(s)]$.

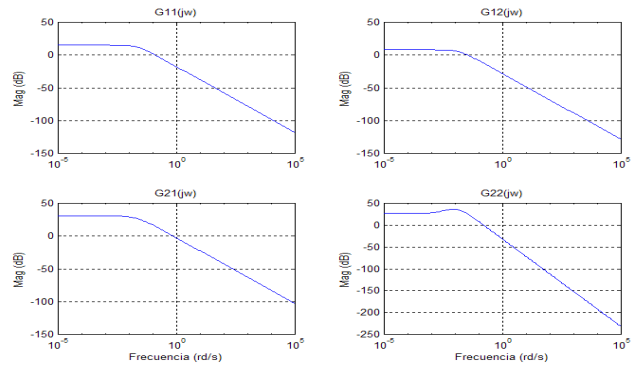


Figura 7. Respuesta de la Planta Pre-Filtrada $[G_0(s) F(s)]$.

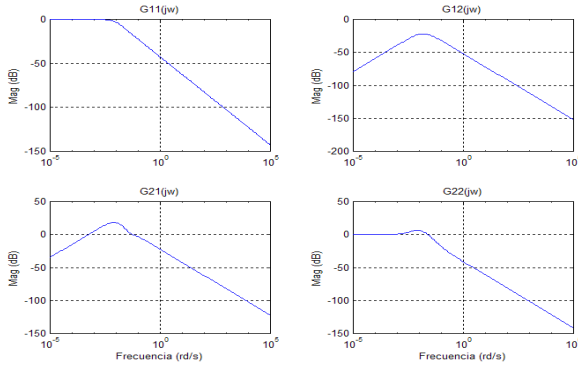


Figura 8. Respuesta de la Planta Pre-Compensada y Pre-Filtrada $[G_0(s) F(s) K_1(s)]$.

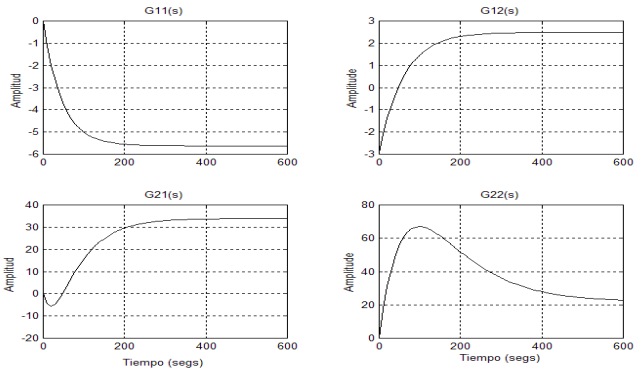


Figura 9. Respuesta al Escalón de la Planta Nominal $[G_0(s)]$.

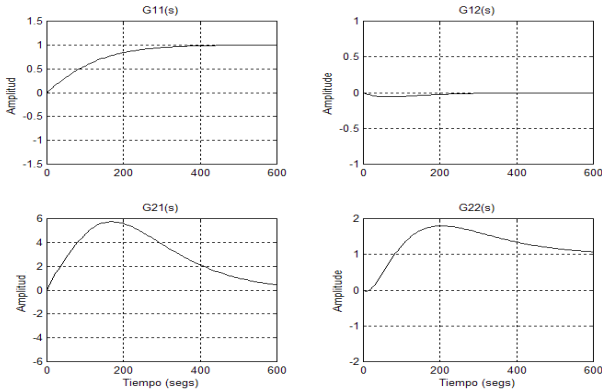


Figura 10. Respuesta al Escalón de la Planta Pre-Compensada y Pre-Filtrada $[G_0(s) F(s) K_1(s)]$.

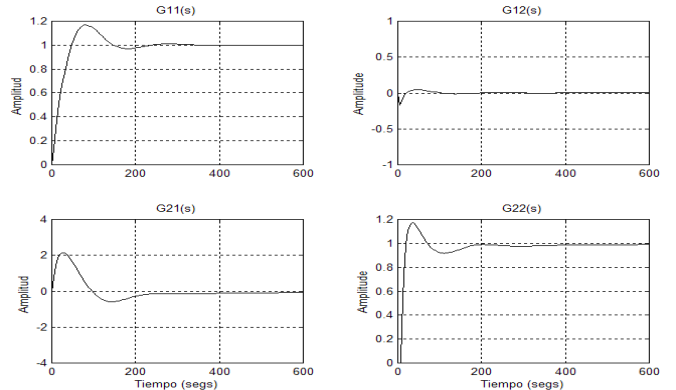


Figura 11. Respuesta al Escalón del Sistema en Lazo Cerrado $[G_0(s) F(s) K_1(s) K_2(s)]$.

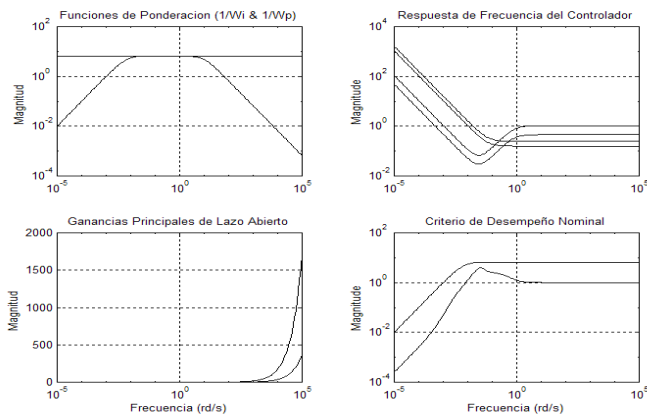


Figura 12. Validación del Controlador y Análisis de Robustez.

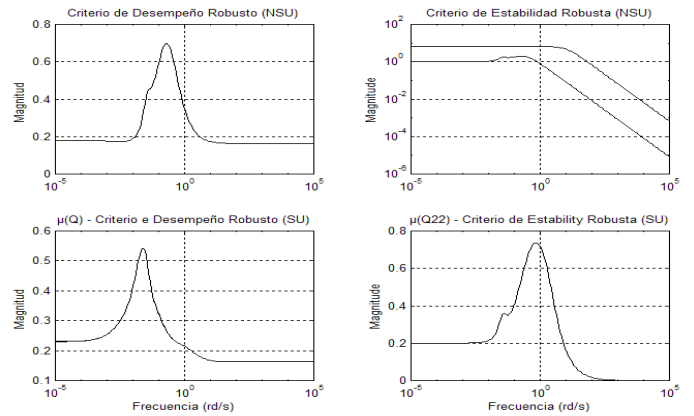


Figura 13. Validación del Controlador y Análisis de Robustez.