

# MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

## USO DE LOGICA DIFUSA PARA EL CONTROL SINTONIZADO DE UN SISTEMA DE PEQUEÑO PORTE

**Oscar S. H. Mendoza** – oscarhm@mecanica.ufu.br

**Fábio A. Carvajal** – fcarvajal@mecanica.ufu.br

**José A. Tumialán** – jtumialan@mecanica.ufu.br

**Gustavo Luiz C. M. de Abreu** – gmanhaes@mecanica.ufu.br

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica

CEP 38400-089 – Minas Gerais, MG, Brasil

**Resumen.** Este trabajo muestra el uso de toolboxes de lógica difusa encontrados en softwares comerciales tipo Matlab<sup>®</sup> para desarrollar estrategias de control de grado de sobrecalentamiento de un pequeño sistema de refrigeración de vapor. El sistema prototipo utilizado para desarrollar la metodología de control fue instrumentado y está compuesto de un compresor hermetico de 298 Watts, intercambiadores de calor tipo tubos concentricos y una valvula de expansion termostatica adaptada para ser accionada por un motor de paso que mediante una leva actua sobre su membrana elastica. El fluido refrigerante utilizado fue R134a y todo el sistema fue monitorado utilizando un software desarrollado especificamente para este trabajo. La estrategia de control implementada es robusta y lleva al sistema a alcanzar una rapidez estabilidad con error inferior a 1°C entre las temperaturas de referencia y de entrada del refrigerante al compresor. La estructura de control encontrada está compuesta de tres bloques siendo uno difuso proporcional derivativo (PD), otro difuso integral derivativo (ID) y un bloque no difuso llamado “modificador”. Resultados experimentales de operación en condiciones extremas mostraron buen desempeño de la estructura de control. Usando prueba y error fue posible investigar diferentes tipos de control, pudiendose decir que el control difuso ofrece posibilidades para uso de muchas variables, lo que muestra ventajas con respecto a controles convencionales PID.

**Palabras-Claves:** Lógica Difusa, Control Sintonizado, Sistema de Pequeño Porte.

### 1. INTRODUCCIÓN

El principal objetivo en el control de sistemas de refrigeración es mantener la capacidad de refrigeración tan alta como sea posible. Las modernas técnicas de control utilizadas en estos sistemas para alcanzar este objetivo se dedican a controlar unicamente los parametros : grado de sobrecalentamiento y velocidad del compresor (Pederson *et al.*, 1999 y Zhou, X. *et al.*, 1999).

El control de la velocidad del compresor depende del desarrollo de motores y compresores especiales con sistemas de inversión economicos y en el momento de la realización de este trabajo los estudios se concentran, tanto en la parte tecnologica, cuanto en la selección de la estrategia de control adecuada (Fredsted, J., 1999). Como sabemos al mudar la velocidad del compresor afectamos el grado de sobrecalentamiento (GS) y la capacidad de refrigeración. El GS no debe ser muy bajo pues esto causa inestabilidades en el sistema y

puede dañar el compresor al permitir entrada de líquido. La estrategia de control más recomendada (Frankling, G. F. *et al.*, 1991) en la última década es el control de múltiples variables con retroalimentación, esto requiere de la selección apropiada de parámetros a ser sintonizados con el sistema en operación y tiene como ventaja que no necesita de conocimiento previo de la dinámica del sistema (Astrom, K., 1995). La estructura de control relatada en este trabajo, usa reglas de decisión arbitrariamente elaboradas por los autores con base en la operación sintonizada del sistema de refrigeración prototipo construido especialmente para esta finalidad (ver Fig. 1). Medidas de presión y temperatura, del fluido refrigerante y del agua utilizada en el condensador y evaporador, sirvieron como parámetros de control, permitiendo calcular el error ( $e$ ), error acumulado ( $ae$ ) y cambio de error ( $ce$ ) que junto con la temperatura del refrigerante entrando al compresor ( $T_r$ ) constituyeron las entradas suministradas a los bloques de control *PD*, *ID* y *modificador*. El sistema fue ensayado en condiciones extremas de operación tanto en lo referente a masa de refrigerante dentro del sistema ( $RC$ ) y temperaturas de condensación ( $60^{\circ}\text{C}$ ) y evaporación ( $-5^{\circ}\text{C}$ ) máximas y mínimas respectivamente. El control fue sintonizado en tiempo real, con salida enviada directamente a un motor de paso que accionaba el sistema de engranajes mostrado en la Fig. 2.

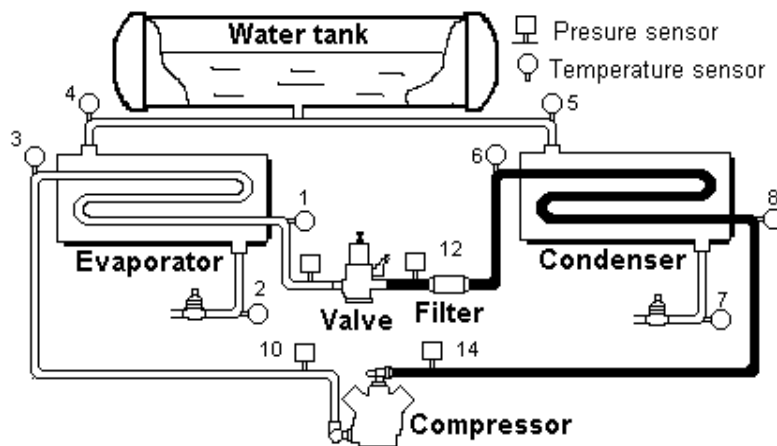


Figura 1. Prototipo experimental de sistema de refrigeración.

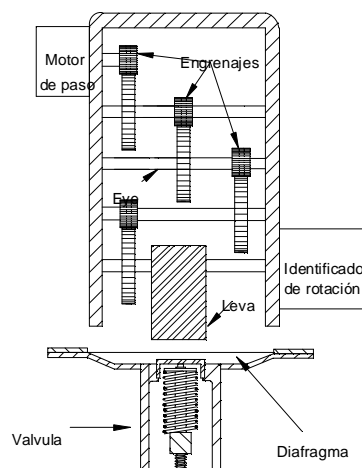


Figura 2. Sistema de engranajes utilizado para accionar la válvula de expansión.

## 2. ARQUITECTURA DE CONTROL UTILIZADA

La salida del sistema de control actúa sobre el motor de paso de la Fig. 2 y la arquitectura de control desarrollada es mostrada en la Fig.3. El control tiene un bloque difuso A, proporcional derivativo (PD), que recibe dos entradas llamadas error ( $e$ ) y cambio de error ( $ce$ ) definidos a seguir.

$$e(k) = T_{S10} - T_{ev} \quad (1)$$

$$ea(k) = e(k-1) + e(k) \quad (2)$$

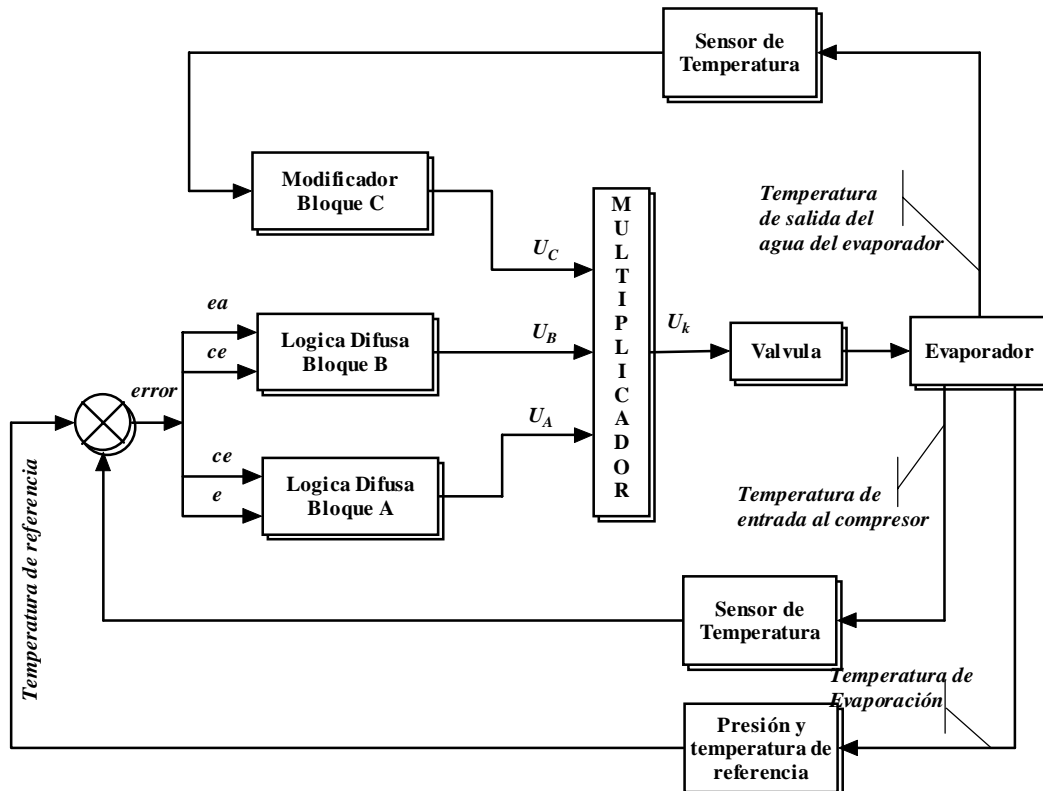


Figura 3. Arquitectura de control desarrollada.

Donde :

$T_{S10}$  - Temperatura de referencia (Temperatura de saturación + 10 °C)

$T_{ev}$  - Temperatura a ser controlada (Temperatura de entrada en el compresor)

$k$  - tiempo actual (seg)

$k-1$  - tiempo anterior (seg)

Este bloque utiliza siete funciones de interferencia para cada una de las entradas ( $e$ ,  $ce$ ) definidas como mostramos en la Fig. 4a e 4b, con reglas definidas en la Tabla 1 y con el universo del discurso de  $-10$  a  $10$  para la entrada  $e$  y de  $-5$  a  $5$  para la entrada  $ce$ .

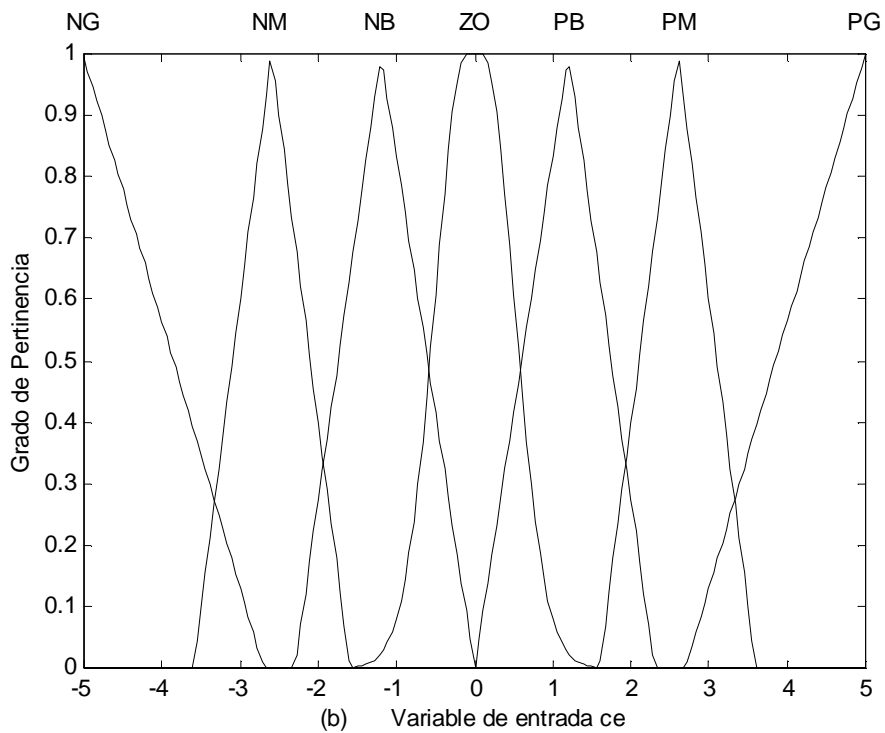
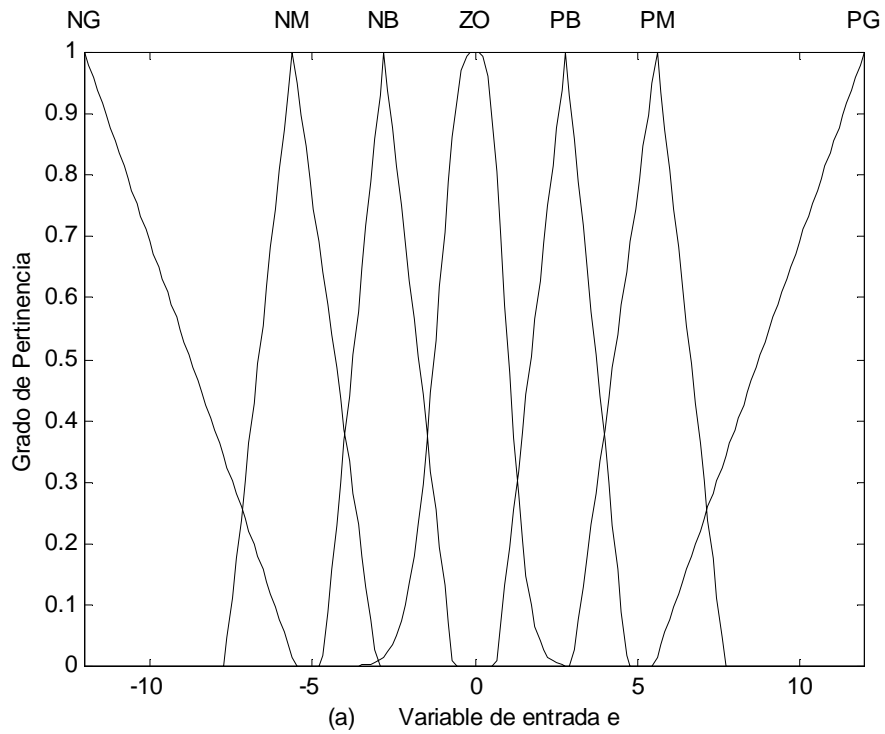


Figura 4. Funciones de interferencia utilizadas para el (a) error  $e$  y (b) cambio de error  $ce$ .

Donde NG, NM, NB, ZO, PB, PM e PG, es negativo grande, negativo medio, negativo bajo, zero, positivo bajo, positivo medio y positivo grande, respectivamente.

Tabla 1. Reglas definidas para el bloque A.

		Cambio de error ( <i>ce</i> )						
		NG	NM	NB	ZO	PB	PM	PG
Error ( <i>e</i> )	NG	PB	PB	PM	PG	PG	PG	PG
	NM	PB	PB	PB	PM	PM	PG	PG
	NB	ZO	ZO	ZO	PB	PB	PG	PG
	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
	PB	NG	NG	NB	NB	ZO	ZO	ZO
	PM	NG	NG	NM	NM	NB	NB	NB
	PG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG

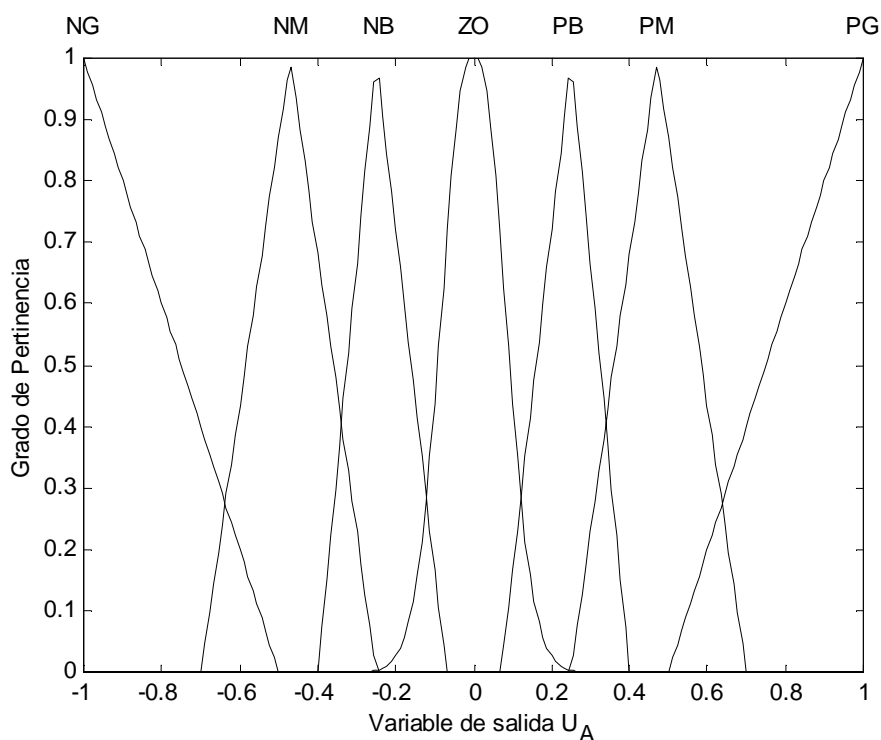


Figura 5. Funciones de interferencia utilizadas por la salida  $U_A$ .

El bloque difuso **B**, integral derivativo (*ID*), tiene las entradas llamadas error acumulado (*ea*) y cambio de error (*ce*) definidos a seguir :

$$ea(k) = e(k-1) + e(k) \quad (3)$$

$$ce(k) = e(k-1) - e(k) \quad (4)$$

Este bloque utiliza dos entradas (*ea*, *ce*) con siete funciones de interferencia para cada entrada, organizados de forma similar a las mostradas en la Fig. 4 con universo de discurso de  $-5$  a  $5$  para la entrada *ea* y  $-15$  a  $15$  para la entrada *ce*, con reglas definidas en la Tabla 2 y cuatro funciones de interferencia para la salida ( $U_B$ ) como muestra la Fig. 6.

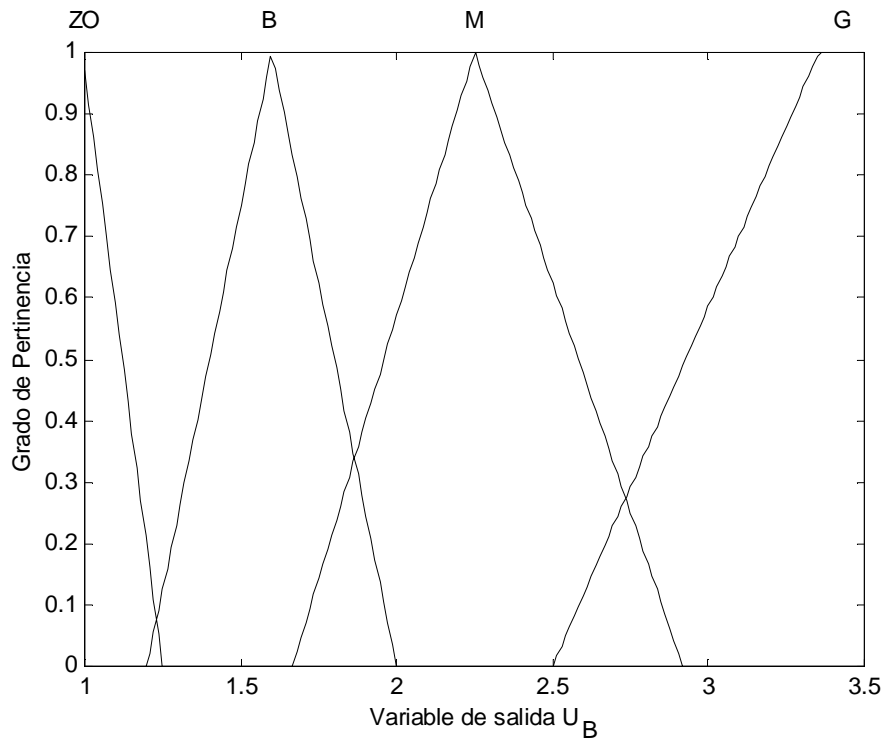


Figura 6. Funciones de interferencia utilizadas por la salida  $U_B$ .

Tabla 1. Reglas definidas para el bloque B.

		Erro Acumulado ( $ea$ )						
		NG	NM	NB	ZO	PB	PM	PG
Cambio de error ( $ce$ )	NG	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
	NM	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	B	M
	NB	M	B	ZO	ZO	B	M	G
	ZO	G	M	B	ZO	B	M	G
	PB	M	M	B	ZO	B	M	G
	PM	B	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	B
	PG	G	M	B	ZO	ZO	ZO	ZO

El bloque C no difuso llamado *modificador* actúa en paralelo con los bloques A y B y utiliza  $T_{ex}$  como entrada dando una salida  $U_C$  de acuerdo a la función definida a seguir :

$$U_C = 100 \cdot (1,01 - 0,0032 \cdot T_{ex} + 0,0226 \cdot T_{ex}^2) \quad (5)$$

Donde:

$T_{ex}$  - Temperatura de salida del agua del evaporador ( $^{\circ}\text{C}$ )

El motor de paso recibe una señal ( $U_k$ ) en milisegundos que es una combinación multiplicativa de los tres bloques:

$$U_K = U_A * U_B * U_C \quad (6)$$

Los bloques difusos **A** y **B** utilizan la estrategia de inferencia llamada *Mandani* que es mostrada en la Fig. 7.

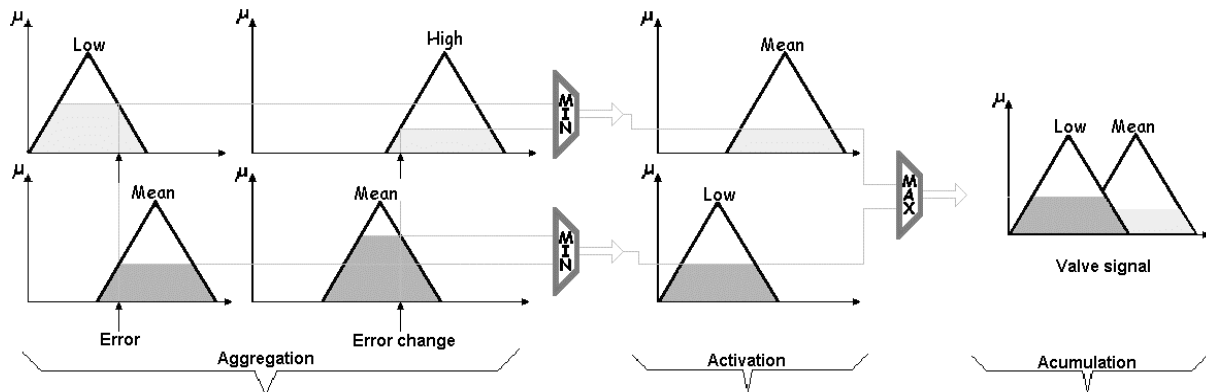


Figura 7. Estrategia de inferencia de *Mandani*.

La estrategia de *Mandani* se encuentra implementada en el toolbox *fuzzy* de *Matlab*<sup>®</sup>.

### 3. DESARROLLO Y SINTONIZACIÓN DEL CONTROL

Uno de los mayores problemas encontrados para implementar la arquitectura de control antes relatada fue controlar las inestabilidades, especialmente a bajos flujos de masa de refrigerante y con el sistema con alta carga de refrigerante; este problema ocurre porque la ebullición convectiva en el evaporador no se establece completamente de acuerdo a (Silva *et al.*, 1994, Schmidt, 1999 y Hittle, D. C., 1999).

Por las razones arriba explicadas es necesario sintonizar bien el control y el primer paso para hacer el sintonizado es observar el comportamiento del sistema en lazo abierto (sin control) y en condiciones extremas de operación. Esto fue hecho inicialmente abriendo y cerrando subitamente la válvula de expansión para observar la evolución en el tiempo de los parámetros de control. Fueron observado errores de 7 °C a 10°C y grados de sobrecalentamiento de 17 °C a 0 °C con constante de tiempo del sistema de refrigeración de 60 a 45 segundos para cierre y abertura de la válvula respectivamente, en ambos casos la respuesta presento inestabilidad (Carvajal, 2000), esto también fue observado por otros investigadores (Silva, *et al.*, 1994). Este ensayo permitió saber la velocidad con que debía actuar el sistema de control ( $\approx 50$  seg) y el tamaño del universo del discurso de las funciones de inferencia de los bloques **A** y **B**, así como la justificativa para el uso de bloques de control *PD* que ofrecen características de operación del tipo amortiguadores. El segundo paso fue implementar el control *PD* operando en lazo cerrado. Fue observado un efecto amortiguador especialmente para altas cargas de refrigerante en el sistema, lo que dio como resultado errores estáticos considerables (3 °C) y operación inestable. También observamos que este tipo de control difuso es apropiado para sistemas con baja carga de refrigerante en todo el rango de operación estipulado en este trabajo.

Para mejorar el control *PD* en el caso de alta carga de refrigerante fue implementado el bloque *modificador*, esta estrategia disminuyó el error estático (1,5°C) tornando el control lento, con constante de tiempo subiendo de 100 segundos (*PD*) para 400 segundos (*PD\*modificador*).

Para disminuir la constante de tiempo y hacer la respuesta del sistema de refrigeración estable se implementó el bloque difuso *ID* que tiene como función evitar grandes *overshoots*, estabilizando rápidamente el sistema, como muestra la Fig. 8.

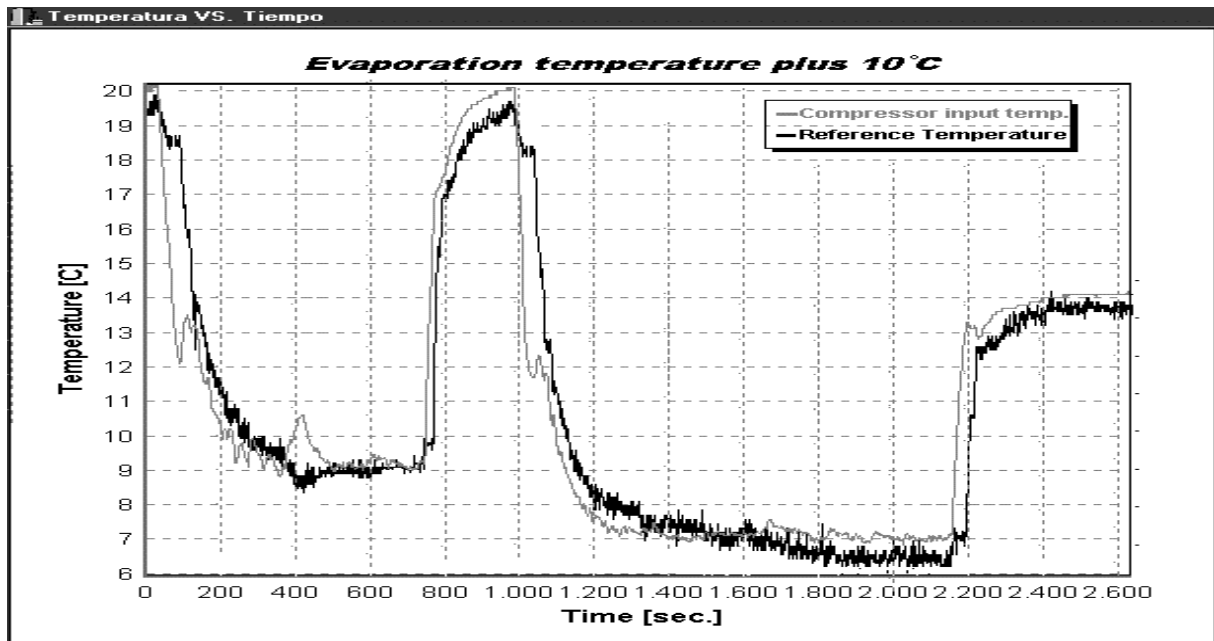


Figura 8. Evolución temporal de parámetros de control usando arquitectura de control en lazo cerrado  $PD*ID*modificador$ .

De la Figura 8 podemos observar que la constante de tiempo para alta carga de refrigerante dentro del sistema es inferior a 50 segundos aproximadamente sin inportar si el flujo de refrigerante es alto o bajo (alta y baja temperatura de evaporación respectivamente).

La Figura 9 muestra el comportamiento de un sistema de refrigeración de tamaño similar operando con control  $PID$  no difuso utilizado por Silva *et al.*, 1994. Podemos ver que la arquitectura de control desarrollada tiene constante de tiempo menor ( $< 50$  seg.), encuaneto el control  $PID$  no difuso llega a 300 segundos. Tambiem observamos buena estabilidad del control difuso y error dentro de la tolerancia especificada ( $< 1^\circ\text{C}$ ).

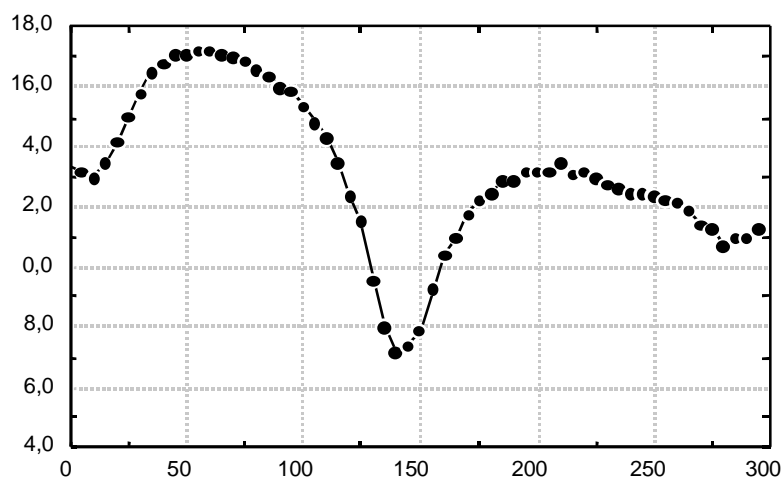


Figura 9. Evolución temporal de grado de sobrecalentamiento utilizado en el control  $PID$  no difuso.



#### **4. CONCLUSIONES**

Podemos afirmar que la arquitectura de control difuso descrita en este trabajo mostró ser robusta, de fácil implementación y la sincronización en tiempo real ajusta los parámetros de los bloques de control instantáneamente. Reconocemos que para implantar este sistema de control es necesario conocer muy bien la conducta del sistema, esto puede hacerse de dos formas : con modelo dinámico o con monitoración usando sensores de presión y temperatura y sistema de adquisición de datos.

El sistema de control desarrollado en este trabajo no fue encontrado en la literatura consultada y podemos decir que es específico para el caso estudiado; llevando en cuenta que es un sistema de refrigeración convencional no existe dificultad en aplicar la estrategia para sistemas similares.

#### **5. AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a las instituciones: CAPES (Coordinación de Capacitación en la Enseñanza Superior) por el apoyo económico brindado al Ing. Fábio Carvajal, FAPEMIG (Fundación de Amparo a la Investigación em Minas Gerais) por el apoyo económico para realizar la parte experimental de este trabajo y finalmente a todos los miembros del Laboratorio de Energía y Sistemas Térmicos (LEST) de la Universidad Federal de Uberlândia por el apoyo y colaboración.

#### **REFERENCIAS**

- Astron, K., y Hägglund, T., 1995, PID Controller : Theory, Design and Tuning, Instrument Society of America Research Triangle Park, NC, USA.
- Carvajal, F. A., 2000, Controle Digital de Válvulas de Expansão Usando Lógica Difusa, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.
- Franklin, G. F., Powell J. D. y Emani-Naemi, A., 1991, Feedback Control of Dynamic Systems, Addison – Wesley Publishing Company.
- Fredsted, J. J. de Bernardi, 1999, Multivariable Control of Vapor Compression Processes, International Congress of Refrigeration (ICR 99). Sydney Australia.
- Nowotny, S., 1991, Recent Process in Micro-Electronics and their Applications in Refrigeration and Air Conditioning, Int. J. Refrig, Vol. 14.
- Pederson, P. H., Poulsen, C. S. y Goudt, 1999, Refrigeration and Freezers with Variable Speed Compressors, XX International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia.
- Shavit, G. y Wruck, R. A., 1997, Understanding the Control Loop, <http://204.7.184.20/journal/pgart5.html>.

Zhou, X., Xia, J., Jin, X. y Zhou, Z., 1999, Study of Fuzzy Control of the Electronic Valve in the Air Conditioning with Inverter, XX International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia.

Silva, S. A. L., 1994 “Desenvolvimento de uma Válvula de Expansão Comandada por Microcomputador”, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, Uberlândia, Brasil.