

Revista UIS Ingenierías
ISSN: 1657-4583
revistaingenierias@uis.edu.co
Universidad Industrial de Santander
Colombia

GELVÉZ AROCHA, OMAR ARMANDO; QUIROGA MÉNDEZ, JABID E.; BARAJAS MERCHÁN, DANIEL EDUARDO; GÓMEZ SARMIENTO, MARTHA LILIANA

Estudio Experimental de las Estrategias de Control On-Off y Control Continuo en un Sistema de Refrigeración

Revista UIS Ingenierías, vol. 11, núm. 1, enero-junio, 2012, pp. 73-82
Universidad Industrial de Santander
Bucaramanga, Colombia

Disponible en: http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=553756873008

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org
Sistema de Información Científica
Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

Estudio Experimental de las Estrategias de Control On-Off y Control Continuo en un Sistema de Refrigeración

Experimental Study of On-Off, Linear and Fuzzy Logic Control Schemes in a Refrigeration System

OMAR ARMANDO GELVÉZ AROCHA
Ingeniero Mecánico
Profesor Asistente Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad Industrial de Santander
ogelvez@uis.edu.co

JABID E. QUIROGA MÉNDEZ
Ingeniero Mecánico
Profesor Titular Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad Industrial de Santander
jabib@uis.edu.co

DANIEL EDUARDO BARAJAS MERCHÁN
Ingeniero Mecánico
Universidad Industrial de Santander
daniel-barajas@hotmail.com

MARTHA LILIANA GÓMEZ SARMIENTO
Ingeniera Mecánica
Universidad Industrial de Santander
marli865@hotmail.com

Fecha recibido: 01/02/2012
Fecha de aprobación: 15/06/2012

RESUMEN

Este artículo presenta un estudio experimental del consumo de energía de un sistema de refrigeración por compresión de vapor operando bajo los esquemas de control *ON-OFF* y continuo en varios escenarios de prueba. Los escenarios de estudio propuestos pretenden emular condiciones reales de operación en un sistema de refrigeración como la carga impuesta cuando la puerta de un cuarto frio es abierta. El banco de prueba usado en este estudio permite la implementación del control *ON-OFF*, *PID* y lógica difusa usando Labview® y un sistema de adquisición y procesamiento de datos de National Instruments®. El sistema proporciona el consumo de energía para cada estrategia de control implementada para un escenario de prueba dado. Adicionalmente se observa el ajuste de la temperatura de evaporación del refrigerante con respecto a la temperatura de referencia. Los resultados experimentales obtenidos revelan mayores ahorros energéticos, cercanos al 25% y un comportamiento satisfactorio del control de la temperatura de evaporación en los esquemas de control continuo comparados con el *ON-OFF*. Los resultados obtenidos pueden utilizarse como información de soporte en la determinación del esquema de control en sistemas de refrigeración de gran tamaño donde los costos de operación son considerables.

PALABRAS CLAVES: Refrigeración, consumo energético, control ON-OFF, PID, lógica difusa, carga parcial.

ABSTRACT

This paper presents an experimental study, in several scenarios of energy consumption in a vapor compression refrigeration system when it operates using ON-OFF, linear and fuzzy logic control schemes. The proposed study scenarios pretend to emulate real operation conditions in refrigeration systems such as a disturbance produced by the door opening. In the test bench used in this study the ON-OFF, PID and fuzzy logic control strategies were implemented via Labview® and National Instruments® hardware. The system provides the energy consumption in each control strategy for a given set of conditions. In addition, the vapor temperature tuning is observed. The results reveal larger energy savings**,** near 25%**,** via linear control and fuzzy logic and a satisfactory tracking of the reference compared with ON-OFF. The results of this study can be used as support information when determining a control scheme for a large refrigeration system.

KEYWORDS: Cooling, energy consumption, ON-OFF, PID, fuzzy logic, partial load.

1. INTRODUCCIÓN

En general, la capacidad de diseño de cualquier sistema de refrigeración excede la carga real debido a la naturaleza aleatoria de la carga (variaciones de la temperatura del ambiente exterior, la apertura de puertas y la disminución de la temperatura del producto una vez ha sido introducido). De lo anterior se concluye que la mayor parte del tiempo, un sistema de refrigeración trabaja a carga parcial. Para asegurar que la temperatura del ambiente refrigerado se mantenga dentro de un intervalo de temperatura aceptable se requiere de un sistema de control de temperatura que adapte los requerimientos de carga a la capacidad de extracción de calor del sistema. El esquema de control más común y de más fácil implementación corresponde al control ON-OFF, el cual determina los ciclos de trabajo del compresor. Sin embargo, existen otros esquemas de control como el control continuo o control de velocidad del compresor que ha reportado un mejor desempeño en el control de los sistemas de refrigeración [1-2]. En [3] se propuso la implementación de un esquema de control para el motor basado en lógica difusa pero buscando optimizar la operación del compresor de un sistema de refrigeración. En [4-5] se implementan esquemas de control basados en lógica difusa en sistemas de acondicionamiento de aire. En ambos casos aunque se simulan algunos escenarios de operación**,** en ninguno de ellos se evalúa el impacto energético del esquema de control. En este estudio se compara el consumo de energía de un sistema de refrigeración operando mediante las estrategias de control *ON-OFF* y control continuo bajo esquemas *PID* y lógica difusa para diferentes escenarios. Las distintas condiciones de operación estudiadas se obtienen variando la temperatura de evaporación de referencia, la carga impuesta y las perturbaciones del sistema. El sistema de adquisición y procesamiento de datos es desarrollado usando LabVIEW®, herramienta que permite la interacción entre el sistema de refrigeración y las estrategias de control implementadas.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Capacidad de Refrigeración

Se entiende por capacidad de refrigeración de un sistema la cantidad de calor que el refrigerante extrae del medio refrigerado. La Capacidad de Refrigeración (*CAP)*, se determina usando (1)

$$CAP = \dot{m}_r\ (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \times ER \tag{1}$$

Donde $\dot{m}_r$ es la rata de flujo de masa del refrigerante, $(h_2 - h_1)$ es la variación de la entalpía entre la salida y la entrada del refrigerante al evaporador, también llamada efecto refrigerante (*ER*). La rata de flujo de masa del refrigerante es la cantidad de masa movilizado en el compresor por unidad de tiempo, el cual se determina usando (2)

$$\dot{m}_r = \rho_v \dot{V}_r \tag{2}$$

Donde ρ_v es la densidad del vapor a la entrada del compresor y $\dot{V}_r$ el desplazamiento volumétrico real del compresor, por unidad de tiempo. Dicho volumen real desplazado por unidad de tiempo se calcula usando (3)

$$\dot{V}_r = \left(\frac{\pi}{4} D^2 L \right) (rpm)\, N \varepsilon_T \tag{3}$$

Donde *D* es el diámetro del cilindro del compresor, *L* es la carrera del pistón, *N* el número de cilindros del compresor, *rpm* es la velocidad de rotación del

compresor y ε_T es la eficiencia total de desplazamiento volumétrico en el cilindro del compresor, que puede calcularse a partir de (4).

$$\varepsilon_T = 1 - C^* f \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

Donde C es el claro del compresor o sea, el volumen libre del cilindro cuando el pistón está en punto muerto superior, f es un factor de corrección en su punto muerto, y P_d y P_s son las presiones de descarga y succión en el compresor, respectivamente. El factor f representa el efecto del calentamiento, la caída de presión que sufre el gas al entrar al cilindro y las fugas por tolerancia en el ajuste pistón-cilindro.

Usando (1-4) la capacidad de refrigeración puede expresarse según (5) y (6).

$$CAP = \rho_v \dot{V}_r (h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$CAP = \rho_v \left(\frac{\pi}{4} D^2 L \right) (rpm) N \varepsilon_T (h_2 - h_1) \quad (6)$$

2.2 Variación de la capacidad de un sistema de refrigeración

De acuerdo con (6), la capacidad de un sistema de refrigeración es afectada por dos tipos de parámetros: termodinámicos (densidad y efecto refrigerante) y físicos (número de cilindros, velocidad del compresor y geometría de los pistones del compresor). Se puede optar por variar la *CAP* afectando tan sólo los parámetros termodinámicos o bien, sólo los parámetros físicos, como se muestra en la Figura 1.

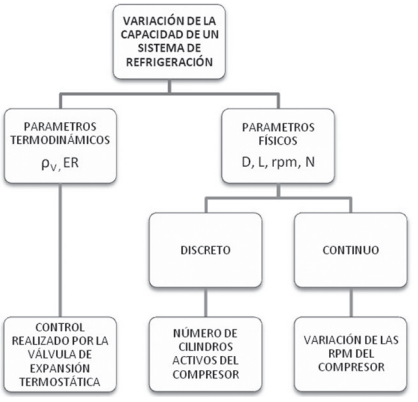


Figura 1. *Variación de la capacidad de un sistema de refrigeración*

2.2.1 *Variación de la capacidad por medio de los parámetros termodinámicos.*

Cuando un sistema de refrigeración tiene sólo control de flujo de refrigerante a través de una *VET* (Válvula de Expansión Termostática), las variaciones de la carga térmica impuesta sobre el sistema afectan la presión en el evaporador. Esta variación puede aumentar o disminuir el valor de la presión debido a la diferencia temporal entre el flujo de vapor producido por evaporación y la capacidad de flujo de vapor que efectivamente puede desplazar el compresor. La condición estable para el anterior proceso se obtiene cuando, por razón del aumento o disminución inherentes de la densidad y el efecto refrigerante asociado a la variación de la presión, el compresor desplaza un flujo de vapor igual al producido por vaporación. La Figura 2 muestra la variación del *CAP* por efecto de la disminución de la temperatura de evaporación cuando la carga 1 se disminuye al nivel de la carga 2.

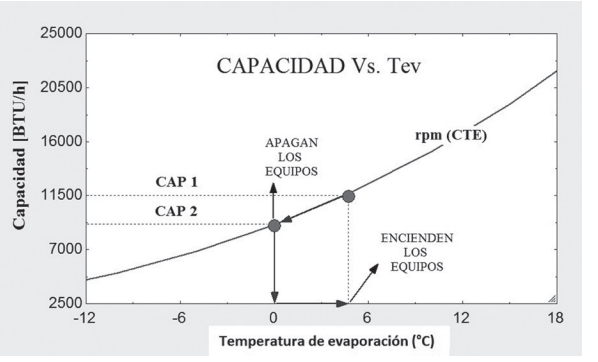


Figura 2. *Regulación de la capacidad del sistema usando el sistema ON-OFF*

2.2.2 Variación de la capacidad por medio de los parámetros físicos.

Por medio de este método se puede adaptar la capacidad de refrigeración sin cambiar los parámetros termodinámicos de (6). Algunos parámetros físicos del compresor como la variación del número de cilindros activos o la velocidad de funcionamiento del mismo pueden manipularse para obtener una variación de la capacidad, de manera que ésta se adapte a los requerimientos de la carga (Ver Figura 3).

2.3 Regulación de un sistema de refrigeración

Regular un sistema de refrigeración requiere de dos acciones principales: ajustar la capacidad de refrigeración del equipo a la carga y mantener constante la temperatura de vaporación (lo que equivale a mantener constante la temperatura del ambiente refrigerado).

Para cumplir estos objetivos, en los sistemas de refrigeración se recurre a dos estrategias de control: estrategia de control ON-OFF y estrategia de control continuo.

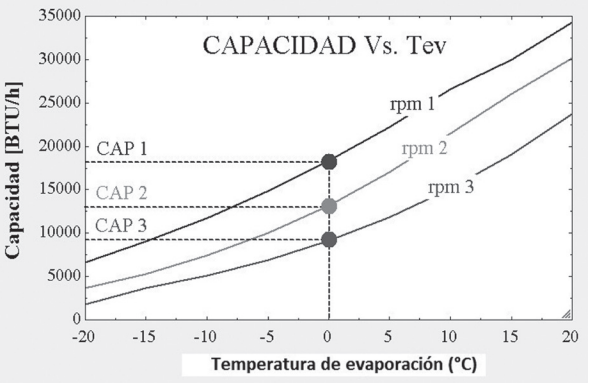


Figura 3. *Variación de la capacidad con la estrategia de control continuo*

2.3.1 Estrategia de control ON-OFF

En este esquema, el control de la temperatura de evaporación se logra mediante el funcionamiento intermitente del compresor. Esta operación cíclica es utilizada para regular la *CAP* a través de ciclos de operación y descanso del compresor, como se muestra en la Figura 2. En este esquema, el tiempo de operación del ciclo *ON* es función de la carga térmica actual. La amplitud del ciclo se ajusta por medio de un diferencial de temperatura asociado a las operaciones de encendido y apagado del compresor. Este diferencial de temperatura se conoce como rango de diferencia y su valor depende del tipo de aplicación particular. Por lo tanto, la temperatura del producto refrigerado no se logra mantener en un valor constante, si bien, cercano al valor de referencia.

2.3.2 Estrategia de control continuo

El control continuo del compresor permite la variación de la *CAP* mediante el cambio continuo de régimen de operación del compresor, con lo cual se consigue adaptar la *CAP* a las variaciones de la carga. En este esquema, el compresor siempre se encuentra en operación, pero a un régimen de velocidad distinto. Algunas aplicaciones de control de capacidad involucran el uso de esquemas de control como *PID o Lógica Difusa*. El esquema de operación de esta estrategia de control, en el cual la *CAP* es variada en función de la velocidad del motor para una temperatura de evaporación constante, se ilustra en la Figura 3.

1. EQUIPO DE PRUEBA

El sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizado en este estudio consistió de un banco de prueba para estudios de operación de cuartos fríos, el cual se representa en la Figura 4. El banco experimental tiene una cámara de enfriamiento con un volumen de 3,45 m^3, recubierta con paredes de de poliuretano. El sistema de refrigeración se compone de un motocompresor hermético de 1,35 *kW*, 220 *V* y 3φ que opera con refrigerante R134a y que cuenta con una capacidad nominal de enfriamiento de 4,10 *kW* y 3,15 *kW* para 0ºC y –5ºC respectivamente. Otros componentes principales son un condensador, un evaporador aleteado y dos válvulas de expansión.

El banco cuenta además con elementos adicionales que permiten una mejor operación, como son: separador de aceite, recipiente de líquido, filtro secador, visor, intercambiador, recipiente de succión y amortiguador de vibraciones. Para el manejo de los escenarios de este estudio se incorpora un autotransformador variable en el tablero de control, lo que permite cambiar la carga térmica variando las resistencias eléctricas al interior de la cámara de enfriamiento.

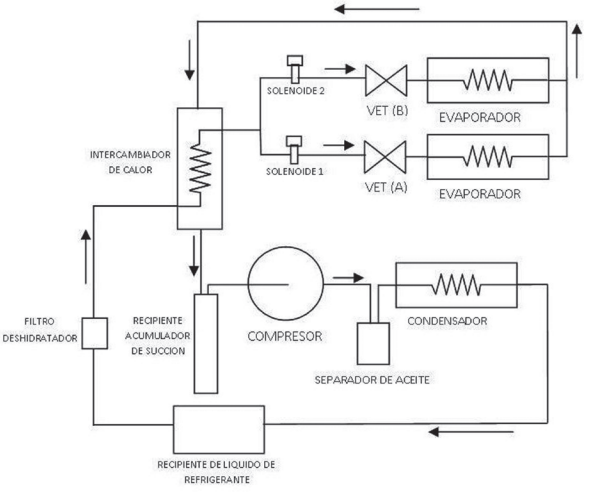


Figura 4. *Esquema del equipo de prueba*

El sistema de adquisición de datos y control se desarrolla usando Field-Point® de National Instruments, que permite el registro y almacenamiento de temperaturas diferentes**,** localizadas en la entrada y la salida del compresor, el evaporador, la *VET*, el ambiente y el cuarto frío. Adicionalmente permite la implementación de las estrategias de control ON-OFF y de las de control continuo (PID y Lógica difusa). El software de control se desarrolla en LabVIEW 8.0® y las mediciones

de potencia eléctrica se realizan por medio de pinzas amperimétricas tipo RMS.

1. IMPLEMENTACIÓN DE LAS ESTRATEGIAS DE CONTROL

4.1 Control ON-OFF

El control implementado en este estudio para el esquema ON-OFF se configuró para un rango de diferencia de temperatura de 2ºC y funciona con distintas tareas para cada uno de los 4 estados (temperaturas de evaporación) del sistema**,** como se observa en la Figura 5. En los estados 1 y 2, el compresor permanece encendido y en los estados 3 y 4, el compresor deja de funcionar. Esta distribución de operaciones asignadas a cada uno de los estados genera los ciclos de trabajo del compresor. Esta estrategia de control se implementa para temperaturas de evaporación de $0ºC$ y $-5ºC$.

El diagrama de bloque de funcionamiento de este control en el banco de prueba se ilustra en la Figura 6.

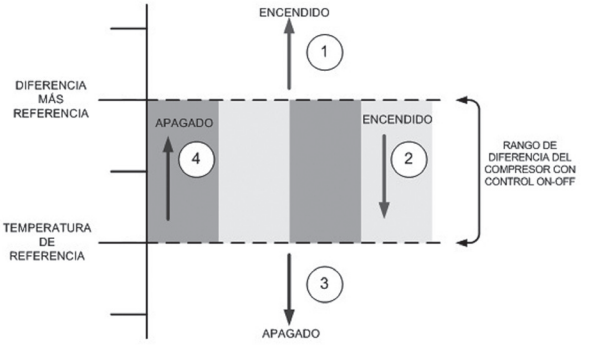


Figura 5. *Acción de control ON-OFF*

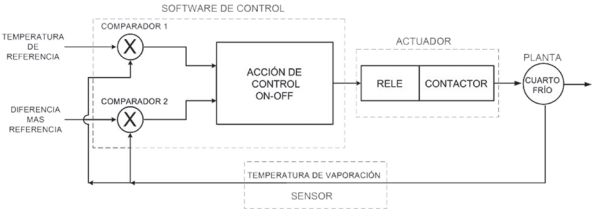


Figura 6. *Funcionamiento control ON-OFF*

4.2 Control Continuo PID

El control continuo basado en el esquema *PID* es un mecanismo de control por realimentación (ver Figura 7) y reúne tres acciones: proporcional (*P*), integral (*I*) y derivativa (*D*). Matemáticamente se expresa en (7) [6]:

$$u(t) = K_p \times \left[e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(t)dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \qquad (7)$$

Donde $u(t)$ es la salida del controlador, K_p es la ganancia proporcional, T_i el tiempo integral, T_d el tiempo derivativo y $e(t)$ es la señal de error.

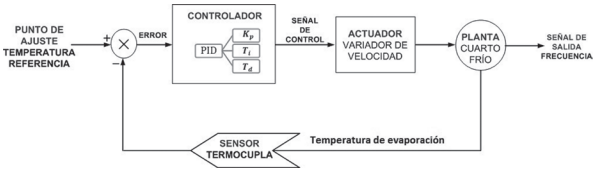


Figura 7. *Funcionamiento control PID*

El valor inicial asignado a K_p , T_i y T_d se obtiene usando la metodología implementada por Ziegler-Nichols [7]. Posteriormente los valores se ajustan de forma experimental buscando un comportamiento más estable de la temperatura de evaporación obteniendo los resultados mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. *Valores de las constantes del PID*

CONTROLADOR	K_p	T_i	T_d
PID	18	0,8	0

Esta estrategia de control se implementa para las temperaturas de evaporación de 0ºC y –5ºC.

4.3 Control Continuo Lógica Difusa

En este estudio, esta estrategia de control se implementa para una temperatura de evaporación de 0ºC. La lógica difusa provee un algoritmo que puede convertir una estrategia de control lingüístico en una estrategia de control automático. La lógica difusa se basa en variables lingüísticas en lugar de variables numéricas. Estas características otorgan a la lógica difusa ventajas en flexibilidad, tolerancia a datos imprecisos, etc. Las reglas utilizadas en el proceso de inferencia de los sistemas difusos se basan en la experiencia del experto. El control difuso implementado (ver figura 8) se compone de un módulo de membresías que provee una interpretación cualitativa heurística del error de temperatura y la derivada de éste, basada en la observación del sistema. Las funciones de membresía utilizadas en el módulo de entrada tienen un 25% de traslape (ver Figuras 9 y 10), el cual proporcionó resultados razonables en este controlador.

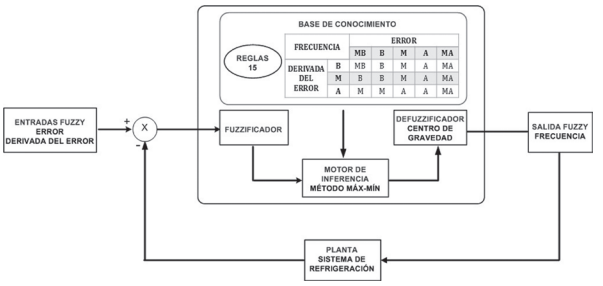


Figura 8. *Diagrama de bloque del Control Difuso*

Estos heurísticos difusos sirven para construir el universo del discurso para cada uno de los espacios de entrada. El módulo de reglas difusas proporciona la relación antecedente-consecuente de la lógica difusa. Estas relaciones permiten expresar cualitativamente el comportamiento y las acciones a tomar en el control y se basan en las distintas funciones de membresía para cada una de las variables de entrada y para la salida del sistema difuso [8].

Los consecuentes suministran información cuantitativa sobre el control a través de sus funciones de membresía (ver Figura 11). El motor de inferencia es del tipo Mamdani y la transformación del dominio de las variables lingüísticas de salida al dominio de los escalares se realiza utilizando el centroide de una función bidimensional. El universo de discurso de las variables de entrada y la salida se expresan en (8), (9) y (10).

$$A=[\mu_{MB}(e),\mu_B(e),\mu_M(e),\mu_A(e),\mu_{MA}(e)],e\in X \quad (8)$$

$$B=[\mu_B(\Delta e),\mu_M(\Delta e),\mu_A(\Delta e)],\Delta e\in Y \quad (9)$$

$$C=[\mu_{MB}(f),\mu_B(f),\mu_M(f),\mu_A(f),\mu_{MA}(f)],f\in Z \quad (10)$$

Donde $\mu_i(\lambda)$ es el grado de membresía de λ en E={e∈E MB(Muy Bajo), B (Bajo), M(Medio), A(Alto), MA(Muy Alto)}, $\lambda \in A,B,C$. Donde X,Y,Z representan los universos de discurso de las dos entradas y la salida. Las funciones de membresía de las tres variables lingüísticas empleadas se muestran en las Figuras 9, 10 y 11.

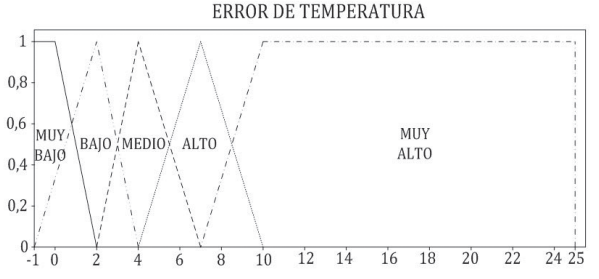


Figura 9. *Funciones de membresía de la variable lingüística error de temperatura*

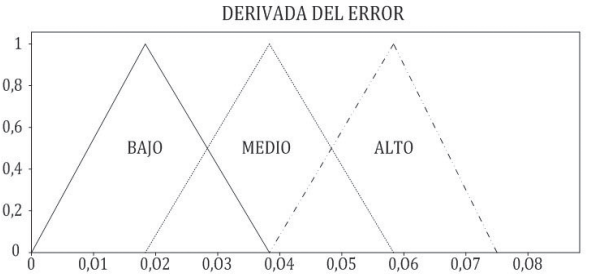


Figura 10. *Funciones de membresía de la variable lingüística derivada del error*

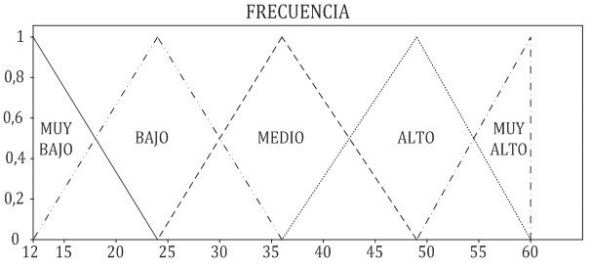


Figura 11. *Funciones de membresía de la variable lingüística frecuencia*

Las reglas utilizadas en el control difuso implementado son 15 (Ver Figura 8) y están basadas en el estudio realizado por C. Aprea, R Mastrullo, C. Renno [9].

1. ESCENARIOS DE INVESTIGACIÓN

En concordancia con los factores que determinan el consumo energético mencionado en el análisis teórico, se estableció un conjunto de escenarios de prueba para evaluar los consumos, usando los esquemas de control *ON-OFF* y control continuo. Los elementos determinantes en el consumo energético de un sistema de refrigeración considerados en este estudio se presentan a continuación.

5.1 Temperatura ambiente externa

Debido al efecto de la temperatura del sumidero en el consumo energético del sistema y a la imposibilidad de controlarla en el banco de pruebas dispuesto para este estudio, las pruebas se realizan en horas de la noche, tiempo en el cual se encontró una menor fluctuación de la temperatura ambiental.

5.2 Temperatura de evaporación de referencia

Se establecieron como temperaturas de referencia 0°C y –5°C. La temperatura de referencia determina la temperatura del ambiente refrigerado y por lo tanto el flujo de calor del exterior al interior de la cámara de enfriamiento a través de las paredes de la misma.

5.3 Carga térmica a extraer

La carga térmica a extraer se establece en dos niveles, carga alta y carga baja. La carga alta corresponde al 60% de la capacidad nominal del compresor, para la temperatura de evaporación correspondiente, y la carga baja al 20%, respectivamente.

5.4 Perturbaciones del sistema

Las perturbaciones son cargas térmicas temporales adicionadas al sistema de refrigeración aplicadas por 30 segundos cada 30 minutos por un término de prueba de 2 horas. Estas perturbaciones son emuladas con la apertura de la puerta del cuarto frío. Esta condición da lugar a una carga térmica debido a la filtración de aire a temperatura y humedad del ambiente exterior del cuarto. En este estudio se tendrán escenarios con perturbaciones (*CP*) y sin perturbaciones (*SP*).

Los escenarios planteados para este estudio se pueden resumir en la Tabla 2.

Tabla 2. *Escenarios de la investigación*

ESCENARIOS		**CAPACIDAD 60%**		**CAPACIDAD 20%**	
CONTROL	PERTURBACIONES	T_{ev}=0ºC	T_{ev}=-5ºC	T_{ev}=0ºC	T_{ev}=-5ºC
ON-OFF	SP	X	X	X	X
	CP	X	X	X	X
PID	SP	X	X	X	X
	CP	X	X	X	X
DIFUSO	SP	X		X	
	CP	X		X	

SP: Sin perturbaciones, **CP:** Con perturbaciones

1. RESULTADOS EXPERIMENTALES

El análisis experimental que resulta de la observación del sistema en estudio para los distintos esquemas de control y en los escenarios propuestos, se divide en dos partes. En la primera se observa y evalúa la capacidad de cada esquema de control para alcanzar y mantener la temperatura de referencia en condiciones cuasi-estables y en transitorios de importancia. En la segunda parte se evalúan los consumos energéticos del sistema en cada uno de los esquemas de control, causados en la etapa de estado estable y en la transitoria.

6.1 Comportamiento transitorio y estable de la temperatura de evaporación.

La Figura 12 permite observar el comportamiento transitorio de la temperatura de evaporación desde el arranque del sistema, en respuesta a cada uno de los esquemas de control implementados. Se observa que el control *ON-OFF* alcanza la temperatura de referencia en el menor tiempo. Esta rápida respuesta se debe a que en este esquema de control el compresor opera a su velocidad nominal de 1750 rpm (60 *Hz*). Este comportamiento le confiere ventajas operativas al control *ON-OFF* con respecto al control continuo en cuanto se refiere al arranque del sistema.

En la Figura 13 se puede observar el grado de ajuste que se logra con cada uno de los esquemas de control implementados en la condición cuasi-estable del sistema para una temperatura de referencia de 0ºC. En esta figura se observa que el control *ON-OFF* produce una mayor variación de la temperatura de evaporación dentro del rango de diferencia ajustado, con una tendencia a sobrepasar los límites debido a la inercia térmica del sistema. Por otro lado, en el control *PID* la temperatura de evaporación presenta una menor fluctuación en comparación con el control *ON-OFF*, alrededor de la temperatura de referencia. En el control difuso, la temperatura de evaporación no alcanza la temperatura de referencia, presentando un ligero desplazamiento del valor de referencia, el cual puede ajustarse estableciendo una temperatura de referencia un poco menor que la requerida. Esta variación entre la temperatura de referencia y la temperatura promedio alcanzada con el esquema de control difuso no afecta significativamente la evaluación del consumo energético. Por otra parte, la variación antes mencionada no altera las conclusiones derivadas del análisis energético que se explica más adelante, por cuanto si se ajusta la referencia buscando alcanzar los 0ºC el consumo teórico y por ende experimental, sería aun menor que el consumo encontrado al usar esta estrategia.

UIS Ingenierías
REVISTA DE LA FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS

6.2 Consumos energéticos para cada uno de los esquemas implementados.

La síntesis de los resultados experimentales en cuanto al consumo energético correspondiente a un periodo de análisis de 1 hora se muestran en las Figuras 14 y 15 para los niveles de temperatura de referencia establecidas, 0ºC y -5ºC, respectivamente. En la Figura 14 se puede observar que para una temperatura de referencia de 0°C el control que produce más consumo de energía es el *ON-OFF*, seguido del *PID* y el de la lógica difusa, en todos los escenarios de experimentación propuestos. En la Figura 15, para el caso de la temperatura de evaporación de –5°C se observa un mayor consumo de energía del control *ON-OFF* respecto al *PID* en todos los escenarios de investigación.

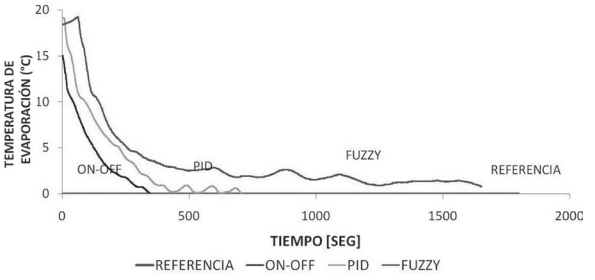


Figura 12. *Comparación de los controles en estado transitorio para la T_{ev} de 0 °C*

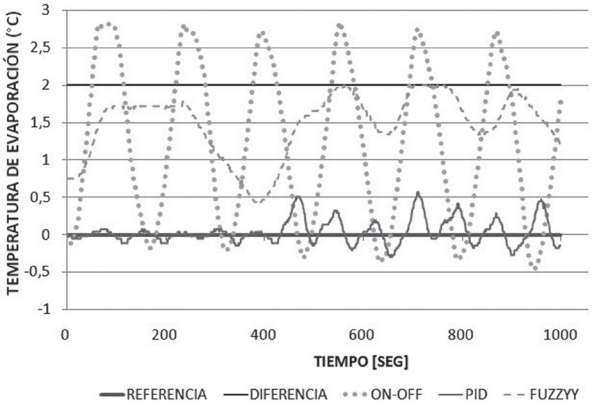
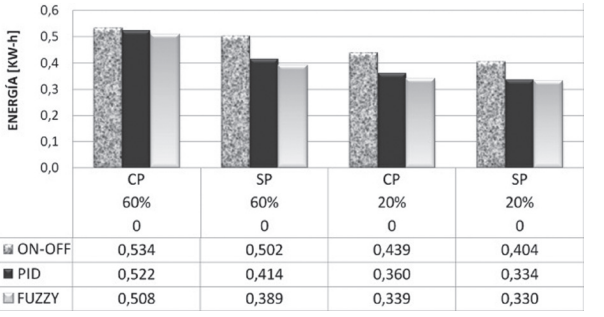
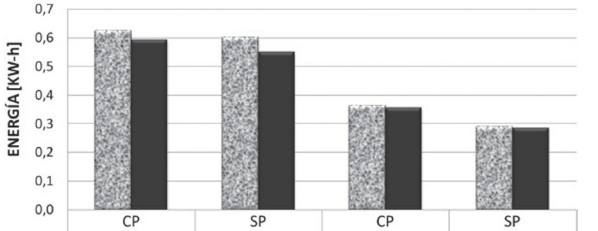


Figura 13. *Comparación de los controles en estado estable para la T_{ev} de 0 °C*



	CP 60% 0	SP 60% 0	CP 20% 0	SP 20% 0
ON-OFF	0,534	0,502	0,439	0,404
PID	0,522	0,414	0,360	0,334
FUZZY	0,508	0,389	0,339	0,330

Figura 14. *Consumo energético de los escenarios a una temperatura de evaporación de 0ºC*



	CP 60% -5	SP 60% -5	CP 20% -5	SP 20% -5
ON-OFF	0,625	0,602	0,364	0,290
PID	0,592	0,549	0,355	0,285

Figura 15. *Consumo energético de los escenarios a la temperatura de evaporación de –5ºC*

En la Figura 15 se ilustra el porcentaje de ahorro de las estrategias de control continuo (*PID* y difuso) con respecto a la estrategia de control *ON-OFF*, en cada uno de los escenarios estudiados. El porcentaje de ahorro de energía al comparar cada uno de los esquemas de control se determina usando (11-13).

$$\%_{PID\,Vs.ON-OFF} = \frac{(ON-OFF)-(PID)}{(ON-OFF)} \times 100 \quad (11)$$

$$\%_{difuso\,Vs.ON-OFF} = \frac{(ON-OFF)-(Difuso)}{(ON-OFF)} \times 100 \quad (12)$$

$$\%_{difuso\,Vs.PID} = \frac{(PID)-(Difuso)}{(PID)} \times 100 \quad (13)$$

En la Figura 16 se observa que el mayor porcentaje de ahorro se logra implementando el control difuso en lugar del *ON-OFF*, independientemente del escenario manejado. En el escenario de carga al 60% y temperatura de evaporación 0ºC, el porcentaje de ahorro *PID* vs. *ON-OFF* presenta una gran diferencia entre los casos *CP* (2.25%) y *SP* (17.61%). Las razones de esta diferencia en consumo energético se deben principalmente a que

en el control *PID* las perturbaciones sobre el sistema producen un efecto transitorio que llevan al compresor desde un estado de bajas revoluciones y bajo consumo energético a un estado de máximas revoluciones y alto consumo energético, en un periodo corto, aumentando sustancialmente el consumo de energía. Por el contrario en el esquema *ON-OFF* las perturbaciones llevan el compresor al estado de máximas revoluciones que es el estado normal de funcionamiento de éste (ver Figuras 17 y 18). Los porcentajes de ahorro a baja carga, *CP* o *SP*, son muy similares para una misma temperatura de evaporación debido a que la carga no tiene un efecto significativo en la respuesta del control.

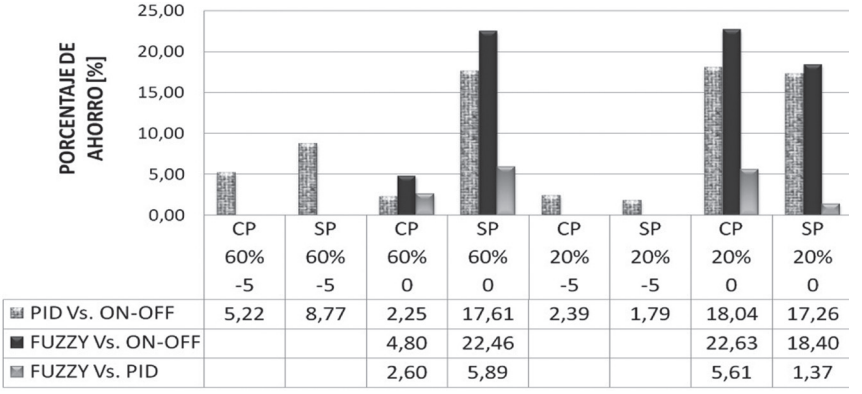
1. CONCLUSIONES

En este estudio se demostraron las ventajas de la estrategia de control continuo respecto a la de *ON-OFF* aplicados al control de temperatura de vaporación de la planta en estudio. Los resultados experimentales permitieron concluir que el esquema continuo consume menos energía en todos los escenarios planteados.

Es importante señalar que los porcentajes de ahorro del esquema continuo sobre el control *ON-OFF* varían de acuerdo con el escenario. Por otro lado, desde el punto de vista de operación, la estrategia de control *ON-OFF,* especialmente a bajas cargas, produce tiempos de encendido del compresor muy cortos, que tienden a producir más desgaste en el compresor debido a los ciclos de arranque y parada a los que es sometido; mientras que en las estrategias de control continuo no es recomendable trabajar a frecuencias bajas debido a que se generan problemas de vibraciones y ruido como se constató experimentalmente.

La comparación de los distintos esquemas de control en posibles escenarios reales permite establecer la ventaja en control y ahorro de energía de la estrategia de control difuso.

A pesar de las ventajas que ofrecen los controles continuos en ahorro de energía, esta ventaja se pierde por causa de las perturbaciones. Por lo tanto se recomienda, en una operación normal, reducir al mínimo las perturbaciones producto de situaciones como apertura de puertas, ventanas o filtraciones.



	CP 60% -5	SP 60% -5	CP 60% 0	SP 60% 0	CP 20% -5	SP 20% -5	CP 20% 0	SP 20% 0
PID Vs. ON-OFF	5,22	8,77	2,25	17,61	2,39	1,79	18,04	17,26
FUZZY Vs. ON-OFF			4,80	22,46			22,63	18,40
FUZZY Vs. PID			2,60	5,89			5,61	1,37

Figura 16. *Porcentaje de ahorro de las estrategias de control implementadas en los escenarios en estudio*

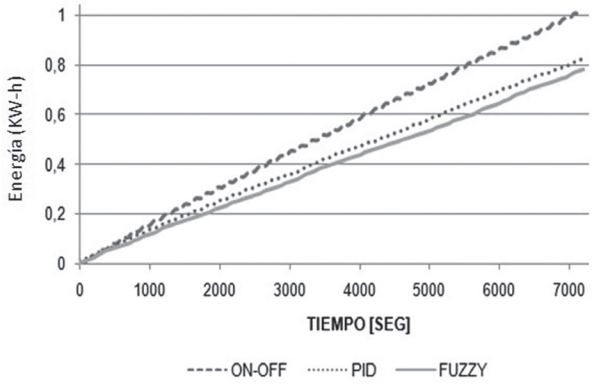


Figura 17. Consumo de energía de los diferentes controles a una la T_{ev} de 0 °C, SP y con capacidad del 60%

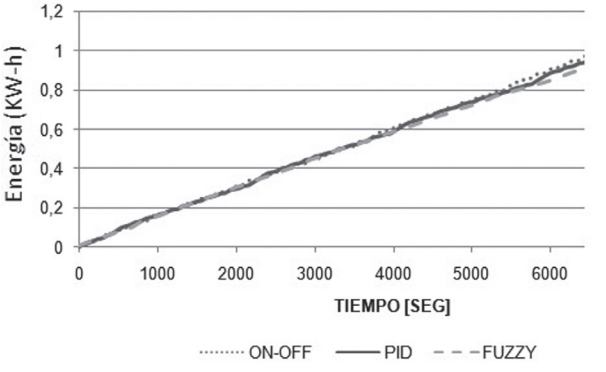


Figura 18. *Consumo de energía de los diferentes controles a una la T_{ev} de 0 °C, CP y con capacidad del 60%*

1. REFERENCIAS

[1] Unezaki, F.; Anzai, Y.; Ikeda, T.; Matsuoka, F., "Energy Saving Refrigeration System for Supermarket", Fourth International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing, 2005. Eco Design 2005, vol.12, no 14, pp.482-483, Dec. 2005.

[2] Wicks, F., "2nd law analysis of ON/OFF vs. frequency modulation control of a refrigerator", Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000. (IECEC) 35th Intersociety, vol.1, pp.340-344 , 2000.

[3] Sousa, G.C.D.; Bose, B.K.; Cleland, J.G., "Fuzzy logic based on-line efficiency optimization control of an indirect vector controlled induction motor drive", International Conference on Industrial Electronics, Control, and Instrumentation, Proceedings of the IECON '93., pp.1168-1174 vol.2, Nov. 1993.

[4] Tobi, Toshikazu, "A practical application of fuzzy control for an air-conditioning system", International Journal of Approximate Reasoning, Vol.5, (3), pp. 331-348, May 1991.

[5] Becker, M.; Oestreich, D.; Hasse, H.; Litz, L.; , "Fuzzy control for temperature and humidity in refrigeration systems", Proceedings of the Third IEEE Conference on Control Applications, 1994., vol.3, pp.1607-1612, Aug 1994.

[6] Orhan Ekren, Savas Sahin, Yalcin Isler, "Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve", International Journal of Refrigeration, Volume 33, Issue 6, September 2010, Pages 1161-1168.

[7] Ziegler, J.G, and N. B. Nichols, "Optimum setting for Automatic controllers", Trans ASME, vol 64, pp 759, 1942.

[8] Ross, T. 2004. "Fuzzy Logic with Engineering Applications", Chichester, UK: Wiley.

[9] Aprea C, Mastrullo R, Renno C, "Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant", International Journal of Refrigeration, Vol. 27 (6), pp. 639-648, 2004.