

Sistema de supervisión y control para un banco experimental de refrigeración por compresión.

Supervisory and control system for experimental bench of refrigeration compression.

Sistema de supervisão e controle para um banco experimental de refrigeração por compressão

Francisco Ernesto Moreno-García¹, Jhon Jairo Ramírez-Matheus², Oscar Daniel Ortiz-Ramírez³

Forma de citar: F. E. Moreno-García¹, J. J. Ramírez-Matheus², O. D. Ortiz-Ramírez³, “Sistema de supervisión y control para un banco experimental de refrigeración por compresión”, *Respuestas*, vol. 21, no. 1, pp. 97-107, 2016.

Recibido:
Junio 23 de 2015

Aceptado:
Octubre 19 de
2015

¹PhD en Ingeniería Mecánica
Grupo de Investigación y
desarrollo en microelectrónica
aplicada (GIDMA).
femgarcia@ufps.edu.co
Orcid: 0000-0002-5227-1238
Universidad Francisco de Paula
Santander.
Cúcuta - Colombia.

²Ingeniero Electrónico
Grupo de Investigación y
desarrollo en microelectrónica
aplicada (GIDMA).
jhonjaiorm@ufps.edu.co
Orcid:0000-0002-4387-6147
Universidad Francisco de Paula
Santander.
Cúcuta - Colombia.

³Ingeniero Electromecánica
Grupo de Investigación en
Automatización y Control -
GIAC.
oscdany@hotmail.com
Orcid:0000-0001-8138-9908
Universidad Francisco de Paula
Santander
Cúcuta - Colombia.

Resumen

Antecedentes: Recientemente se viene investigando las diferentes alternativas de optimizar y reducir el consumo de potencia para los sistemas de refrigeración. Dicha necesidad conlleva al propósito de mejorar en un 40% el consumo existente que presentan estos sistemas en zonas residenciales. Por tal razón apoyados con los sistema de control e instrumentación se viene permitiendo un sin número de capacidades y destrezas investigativas de forma que se va generando proyección en esta área por parte de la UFPS. **Objetivo:** Diseñar e implementar un banco de pruebas para sistemas de control en ciclos de refrigeración por compresión. Diseñar una interfaz gráfica utilizando el software LabVIEW® para el sistema de adquisición y monitoreo de las señales presentes para la caracterización del sistema de refrigeración. **Método:** Es una investigación comparada con la aplicación de conocimiento sobre un diseño experimental basado en el método científico y adaptación de tecnología. Resultados: La implicación de una herramienta de gran potencial en el área de supervisión y control, manteniendo su línea de innovación, flexibilidad y adaptativa. **Conclusión:** Remplazando un control ON-OFF por un control continuo PID se obtuvieron porcentajes de ahorro en potencia activa en el orden del 35%.

Palabras clave: Automatización, control, DAQ 6009, LabVIEW, Matlab.

Abstract

Background: Recently has been investigating various alternatives to optimize and reduce the power consumption for cooling systems. This need entails to improve by 40% the existing use of these systems in residential areas. For this reason supported by the control system and instrumentation has been allowing a number of skills and research so that projection is generated in this area by the UFPS. **Objective:** Design and implement a test bench for control systems in compression refrigeration cycles. Designing a graphical interface using the LabVIEW® software for data acquisition and monitoring of the signals for the characterization of the cooling system. **Methods:** It is a comparative research with the application of an experimental design knowledge based on the scientific method and adaptation of technology. **Results:** The involvement of a tool of great potential in the area of supervision and control, keeping your line of innovative, flexible and adaptive. **Conclusion:**

Replacing an ON-OFF control PID control for continuous power saving percentagens ranging between 35% were obtained.

Keywords: Automation, control, DAQ 6009, LabVIEW, Matlab.

Resumo

Antecedentes: Recentemente se vem pesquisando as diferentes alternativas de aperfeiçoar e reduzir o consumo de potência para os sistemas de refrigeração. Esta necessidade envolve o propósito de melhorar até num 40% o consumo existente que apresentam estes sistemas em áreas residenciais. Por está razão, suportado pelos sistemas de controle e instrumentação tem sido permitido um número ilimitado de competências e habilidades na área de pesquisa, fomentando a projeção nesta área por parte da Universidad Francisco de Paula Santander (UFPS). **Objetivo:** Projetar e programar un banco de probas para sistemas de controle em ciclos de refrigeração por compresão. Projetar una interfase gráfica utilizando o software LabVIEW® para o sistema de aquisição e monitoramento dos sinais presentes para a caracterização do sistema de refrigeração. **Método:** Empregou-se una pesquisa comparada com a aplicação de conhecimento utilizando un delineamento experimental baseado no método científico e na adaptación tecnológica. **Resultados:** A implicación de una ferramenta de grande potencial na área de supervisión e controle, mantendo sua línea de inovação, flexibilidade e adaptación. **Conclusão:** Substituindo un controle ON-OFF por un controle continuo PID se obtiveram porcentagens de economia em potência ativa na ordem do 35%.

Palavras-chave: Automatização, controle, DAQ 6009, LabVIEW, Matlab.

1. Introducción

La refrigeración es uno de los tantos procesos más utilizados en el mundo a nivel industrial, residencial y comercial. En la actualidad se están buscando estrategias que optimicen y ayuden a disminuir el consumo de energía. El circuito de refrigeración está compuesto por un condensador, evaporador, válvula de expansión, y compresor. De todos los mencionados anteriormente el compresor necesita de un movimiento rotativo para desplazar y aumentar la presión del refrigerante, por consiguiente es el único componente que necesita de una fuente de energía externa para su funcionamiento [1], [2].

Los sistemas convencionales de refrigeración y aire acondicionado son diseñados para atender a cargas térmicas máximas. Dada la

amplia variación en las condiciones de carga, estos sistemas operan la mayor parte de tiempo con carga parcial. La operación con carga parcial es caracterizada por un control de compresor de tipo ON-OFF u otro método de control de la capacidad [3],[4]. Teóricamente el más eficiente método de gerenciamiento de ciclo de compresión a vapor consiste en la combinación del control del grado de supercalentamiento del refrigerante a partir de la válvula de expansión, con el control variable de la velocidad del compresor. Este método fornece varias ventajas en relación a los otros métodos (control ON-OFF, control de compresores múltiples y cilindros sin carga).

Recientes investigaciones han tenido grandes mejorías en la eficiencia energética y en la confiabilidad de los sistema de refrigeración a compresión de vapor utilizando velocidad

variable del compresor para garantizar el control de la temperatura [5],[6] entre otros. En el trabajo desarrollado por [7], donde los autores analizaron la substitución del tradicional sistema ON-OFF por el sistema con velocidad variable del compresor, fue verificada una economía en el consumo de energía eléctrica.

En este artículo presenta el desarrollo e implementación de una estrategia de control continuo para un banco de pruebas de refrigeración adaptado experimentalmente con un compresor automotriz y un motor eléctrico trifásico por medio de transmisión mecánica tipo polea - correa.

La supervisión y control se realizó por medio de una DAQ 6009 apoyado con el software LabVIEW, con el fin de supervisar y analizar termodinámicamente las variables de temperatura y presión del sistema de refrigeración. Con los datos obtenidos, se obtuvo la función de transferencia con la herramienta IDENT de MATLAB, y por medio

del mismo software se procedió a sintonizar y simular la respuesta del controlador.

Con la implementación de esta estrategia de control se determinó que para temperaturas bajas en el intercambiador evaporador, el sistema de refrigeración es mucho más eficiente energéticamente. Ya que al regular la velocidad del motor con variador de frecuencia; se suprimieron los picos altos de corriente de arranque disminuyendo la potencia promedio consumida en determinado tiempo.

2. Conceptos básicos.

El ciclo de refrigeración más utilizado para producir refrigeración mecánica es el sistema de refrigeración por compresión. En la Figura 1 muestra la constitución básica de los componentes correspondientes con su respectiva tubería de interconexión tales como: dispositivo de expansión, evaporador, compresor y condensador.

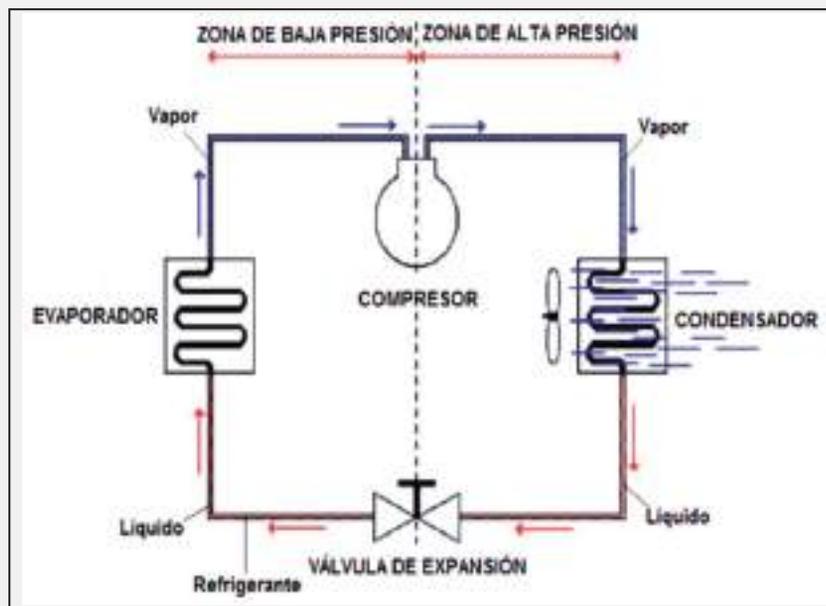


Figura. 1. Sistema básico del ciclo de refrigeración por compresión.
Fuente: Autores

El refrigerante líquido, entra al dispositivo de expansión en la zona de presión de alta con su temperatura relativamente baja. Existen diversos equipos de estrangulamiento, ya que los más empleados son la válvula de expansión y el tubo capilar. Según [8] este dispositivo tiene un orificio estrecho, lo que da por resultado una gran pérdida de presión al fluir refrigerante a través del mismo. El refrigerante fluye a través de la tubería del evaporador, de la zona de baja a la zona de alta presión. La sustancia que se enfría generalmente es aire o líquido, que fluye por el exterior de los tubos, al hallarse la temperatura más elevada que la del refrigerante dentro del evaporador, existe una transferencia de energía que se obtiene por medio de la pared del tubo.

En el momento que el refrigerante se encuentre en su temperatura de saturación, absorbe la cantidad de calor suficiente que se produce a través del evaporador, permitiendo la refrigeración útil, [9]. El compresor hace entrar el flujo de vapor por el lado de la succión, para luego comprimirlo aumentando la presión, llegando al proceso de la condensación. Esta presión es aproximadamente igual a la cual

entró al dispositivo de expansión. Se requiere trabajo para comprimir el gas; este efecto se procede de un motor o de una máquina que mueve al compresor. [10].

3. Materiales y métodos

3.1 Diseño y construcción del banco de pruebas experimental.

3.1.1 Ingeniería preliminar.

La tubería que se utilizó para la adaptación del compresor automotriz con la nevera fue en acero inoxidable. La salida y la entrada del compresor tienen un diámetro exterior de 3/16" y 1/4" respectivamente, la cual evita que el refrigerante entre en estado líquido. Por otra parte está el diagrama P&ID, que presenta todo el sistema de equipos y tuberías del ciclo de refrigeración, como también la instrumentación electrónica encargado de adquirir datos que son tomados en los diferentes puntos del proceso, que van directamente conectados hacia el DAQ y el ordenador PC. Ver Figura 2.

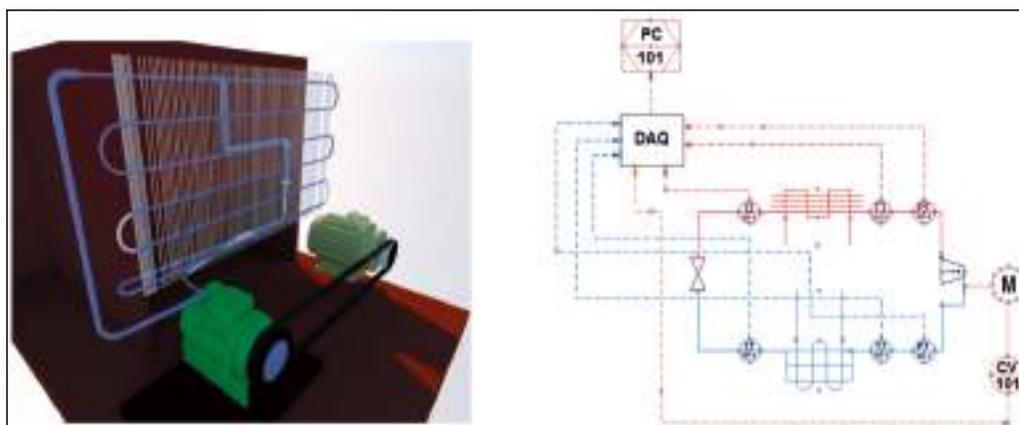


Figura 2. Diseño en 3D y diagrama P&ID del sistema de refrigeración por compresión
Fuente: autores

3.2 Construcción del banco de refrigeración.

En la implementación física debe tenerse en cuenta muchos aspectos, para una mejor estabilidad, y desempeño de operación en el sistema de refrigeración [10]. El compresor convencional que utiliza la mayoría de

sistemas de refrigeración es de tipo *ON-OFF*. Los compresores herméticos, las cuales traen comúnmente las neveras, se encienden hasta alcanzar la temperatura deseada y se apagan cuando este se encuentra el *setpoint* establecido, ya sea a través del termostato mecánico o digital. Con este trabajo se

mejoró la eficiencia eléctrica y mecánica, permitiéndose un buen rendimiento de trabajo en el ciclo de refrigeración. El compresor original de la nevera se cambió por otro compresor de tipo automotriz, la cual es acoplada por medio de un sistema de polea-correa que va hacia el motor trifásico Siemens de 1HP. Fueron definidos a la entrada y salida de cada intercambiador los puntos para la adquisición de la temperatura a través de la instalación de termopares tipo K. Asimismo para monitorear las temperaturas del ambiente externo y en el gabinete interno de la nevera que son grandezas con una respuesta lenta, se utilizó el sensor LM35. Para la medición de la presión de salida del compresor, se instaló el transmisor piezoresistivo MSB3000 marca DANFOSS que mide de 0 a 10 [Bar], y para la presión de baja se utilizó el transmisor de presión marca Motorola MPXM2102 con un rango de medición 0 a 100 [KPa]. En la Figura 3 se presenta el banco de pruebas del sistema de refrigeración a compresión construido y adaptado al objetivo de nuestro trabajo.



Figura 3. Banco de pruebas del sistema de refrigeración por compresión
Fuente: Autores

de 41 [$\mu\text{V}/^\circ\text{C}$], la cual requirió trabajar con amplificadores de instrumentación AD595, que ofrecen mayor exactitud y no necesita compensación con la temperatura ambiente, como también posee una alta impedancia de entrada y un encapsulamiento eficaz que ayuda evitar la presencia de ruidos y perturbaciones indeseados. Para modelamiento de los termopares tipo K, dichos sensores fueron caracterizados a través de un baño térmico patrón del cual se obtuvo su respectiva curva como se aprecia en la Figura 4.

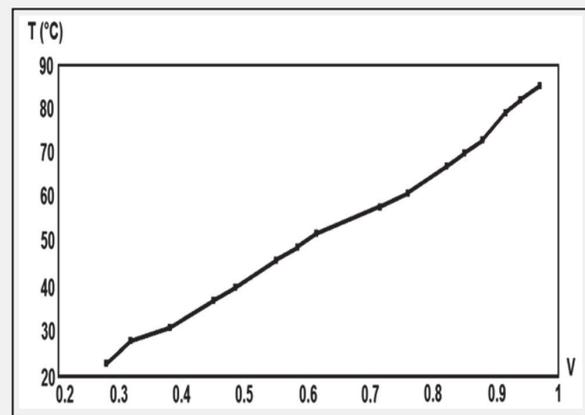


Figura 4. Curva de calibración de los termopares tipo K.
Fuente: Autores

El modelo lineal que describe el comportamiento del termopar está expresado en (1).

$$T(v) = 85.185 * v + 1.29 \quad (1)$$

En la Figura 5 se aprecia la curva de calibración del sensor de temperatura LM35, que modela la relación lineal que existe entre el voltaje (v) y la temperatura (T).

3.3 Diseño electrónico e instrumentación.

3.3.1 Acondicionadores de señal de los sensores.

El sensor de temperatura utilizado fue el termopar tipo K que tiene una sensibilidad

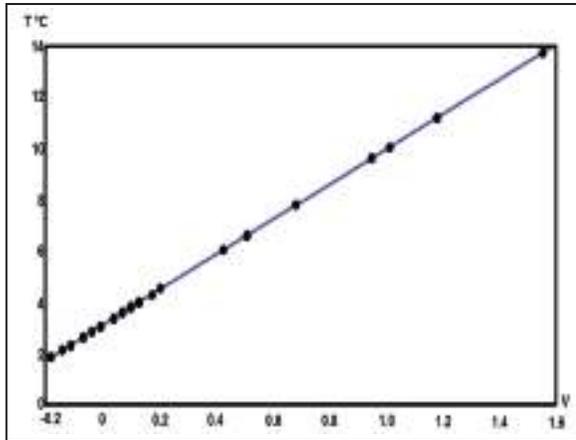


Figura 5. Curva de calibración del sensor de temperatura LM35.
Fuente: Autores

El modelo lineal que describe la curva del LM35 está expresado en (2).

$$T(v) = 6.77v + 3.145 \quad (2)$$

El sensor de presión de alta MSB3000 marca DANFOSS tiene una salida de 4-20 [mA].

Por lo tanto dicho sensor se le diseñó un conversor corriente – voltaje en el rango de 1 a 5 [Vdc] de acuerdo al requerimiento de la tarjeta de adquisición DAQ 6009.

3.4 Programa de supervisión.

Para la supervisión de las grandezas termodinámicas se realizó la programación en LabVIEW, [11][12]. Este programa permite el monitoreo de las temperaturas y presiones medidas por los termopares tipo K, LM35 y los transmisores de presión. A su vez cuenta con la presencia de una ventana correspondiente llamado sistema completo que muestra todos los valores medidos en el proceso por medio de indicadores numéricos, entre ellas las temperaturas que están localizadas en el domo de refrigeración, la del ambiente y al interior de la nevera. Además las presiones de baja y de alta como se ve en la Figura 6.

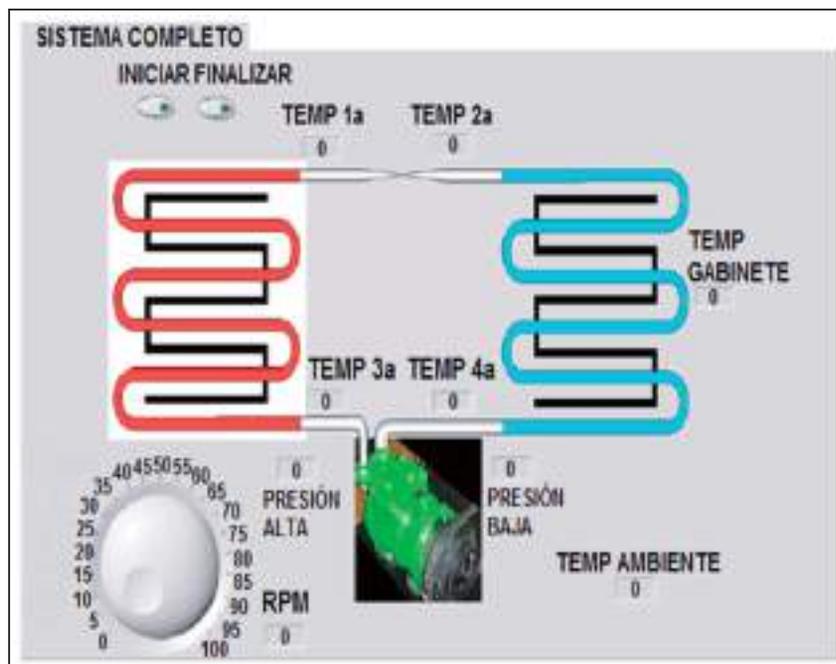


Figura 6. Panel principal del sistema en LABVIEW

Fuente: Autores

3.5. Sintonización del controlador

En esta sección se presenta la estrategia de control que fue desarrollada para el banco experimental de refrigeración, ver Figura 7. Como se requiere tener un grado de

exactitud en el tipo de control a implementar; se determinó en este caso, que la mayoría de elementos utilizados en el proceso son una adaptación de diferentes dispositivos con el fin de crear un nuevo tipo de proceso [13],[14].

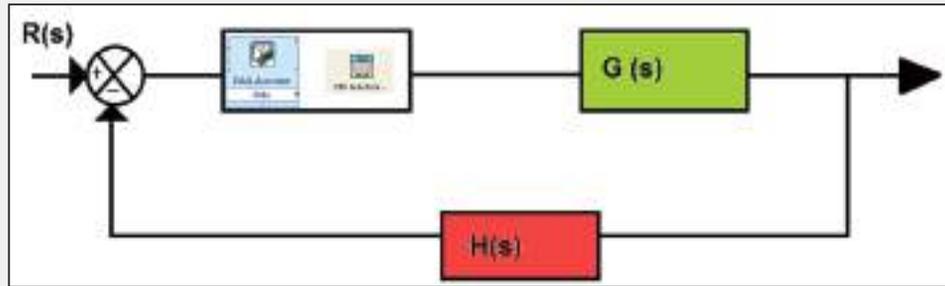


Figura 7. Lazo cerrado de control para el sistema de refrigeración
Fuente: Autores

Se desarrolló un muestreo cada 5 [seg] de las revoluciones por minuto del compresor (RPM) y la variación de la temperatura en el gabinete interno del sistema de refrigeración, de forma que se determinó una función de transferencia que me describa el comportamiento dinámico de la planta (*modelamiento*). Dicha función de transferencia presentó un alto grado de correlación del 83,44% a través de la herramienta de MATLAB® llamada IDENT. La función de transferencia estimada automáticamente se presenta en (3):

$$G(s) = \frac{-1.0566}{(1+0.001 s)(1+ 0.0947 s)} \quad (3)$$

Por medio de MATLAB se calcularon las constantes a partir del análisis en la respuesta que presenta dicha función de transferencia ante una señal de entrada tipo escalón. Por la forma de respuesta del sistema se aplicó el método de sintonización Ziegler – Nichols [15]: decaimiento de 25%, en la cual los valores de las constantes para un PID tales como la constante proporcionalidad $K_p = 31,5$; la constante del tiempo integrativo $T_i = 0,0044$ y la constante del tiempo derivativo $T_d = 0,0011$

continuo PID en este tipo de proceso. Se tuvo como objetivo que el controlador regulase la temperatura interna del gabinete a un *setpoint* preestablecido en 5 [°C]. La toma de datos se dio en aproximadamente durante 1800 segundos. Como condición preestablecida las pruebas iniciaron a una temperatura de ambiente de 20 [°C]. El comportamiento de la temperatura controlada del sistema bajo la acción del controlador puede apreciarse en la Figura 8, donde el sistema entró en régimen permanente a los 680 segundos. Mínimas oscilaciones en la temperatura después de los 680 segundos fueron detectadas, sin embargo están dentro de una tolerancia de control $\pm 1,5$ [°C].

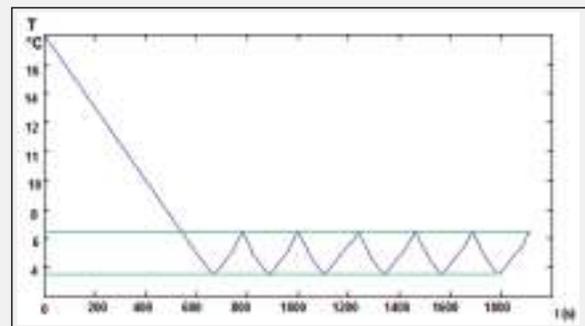


Figura 8. Comportamiento de la temperatura interna del gabinete bajo la acción del controlador PID
Fuente: Autores

4. Resultados y análisis

En esta sección se presenta el comportamiento del sistema al implementarse un control

En la figura 9 se aprecia el comportamiento de la corriente en el compresor del sistema bajo la acción del controlador PID, en la cual se

identifica una corriente promedio en el orden de 2,5 [A] y pico de arranque inicial inferior en un 50% .

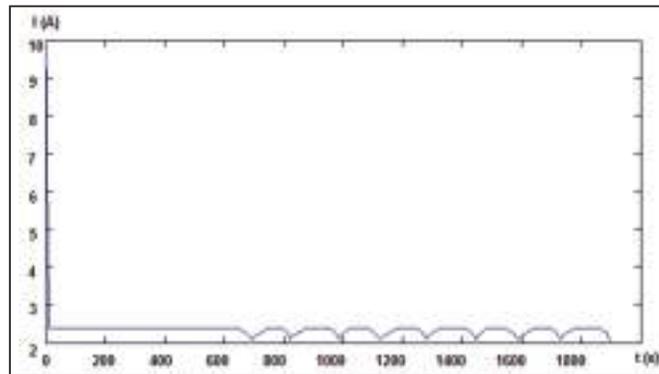


Figura 9. Corriente en el compresor del sistema trabajando el controlador PID

Fuente: Autores

Comparado cuando dicho compresor arranca con la estrategia ON-OFF (sin variador de frecuencia) figura 10. Además al trabajar en modo PID, simplemente el controlador ajusta la frecuencia en busca del *setpoint*

de temperatura seleccionada, por ende ajusta adecuadamente la velocidad y consecuentemente la corriente del motor. Estas mediciones fueron tomadas con un analizador de potencia (FLUKE 43).

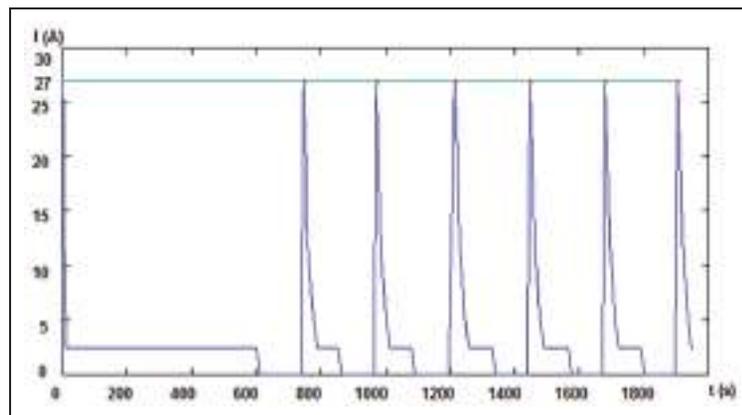


Figura 10. Corriente en el compresor del sistema trabajando en modo ON-OFF

Fuente: Autores

Haciendo un cálculo promedio de potencia aparente y activa durante la prueba se determinó una potencia aparente (S) promedio de 465 [VA] y potencia activa (P) promedio de 404.55 [W] muy por debajo de valores críticos medidos cuando trabaja en ON-OFF. En este aspecto, fig. 10, la técnica básica ON-OFF ocasiona que el motor arranque periódicamente con picos máximo de corriente en el orden de los 27 Amperios. Estos estados transitorios de arranque

ocasionan que el motor siempre va a trabajar a máximas capacidades, ósea un máximo desplazamiento de masa refrigerante R134, generando futuros desgastes mecánicos que conllevarán a sobreconsumos innecesarios bajo diferentes condiciones de térmicas.

Analizando el sistema con la estrategia ON-OFF, de forma que se pueda comparar con lo anterior descrito; se calculó una potencia aparente (S) promedio de 718 [VA] y potencia

activa (P) promedio de 624.66 [W]. Esto demuestra para mínimos setpoint tal es nuestro caso 5 [°C] se tiene un ahorro aproximado del 35% en potencia activa, además de que la vida útil del motor será mayor.

La Figura 11 se puede apreciar la acción del controlador para diferentes frecuencias de trabajo en el compresor (una máxima 60Hz

y una mínima 39.2Hz), la cual a través de este actuador se ajusta el voltaje trifásico del motor eléctrico. Fueron detectados un valor pico máximo de voltaje en el orden de los 245 [V] y un valor mínimo de 220[V]. Con respecto a las corrientes consumidas por el motor eléctrico se detectaron en el orden de los 2,0 [A].



(a)60Hz

(b) 39.2Hz

Figura 11. Muestra con el analizador de potencia del sistema controlado con un PID A 60 Hz y a 39.2 Hz

Fuente: Autores

Para minimizar las oscilaciones en la temperatura que se identificaron en la anterior Fig. 9 como una forma para optimizar el proceso, se re-sintonizó el controlador minuciosamente apoyándonos en el herramienta de autotuning de control. El comportamiento de la temperatura con

el *setpoint* seleccionado se puede apreciar en la Figura 12. Con las nuevas constantes sintonizadas mejoró la respuesta del controlador ya que estabiliza el sistema en menor tiempo y la incerteza en las temperaturas inferiores $\pm 0,3$ [°C].

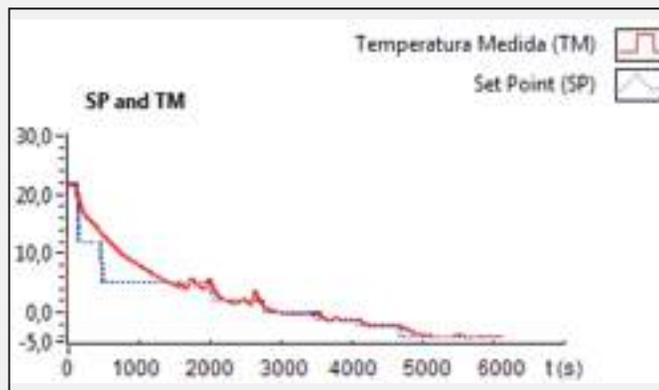


Figura 12 Comportamiento de la temperatura interna del gabinete bajo la acción del controlador PID sintonizado nuevamente.

Fuente: Autores

El controlador PID se desempeñó excelentemente en regiones de operación donde la temperatura a ser controlada se encontraba por debajo al *setpoint*, de forma que disminuye las revoluciones del motor buscando una velocidad que mantenga un equilibrio en el ciclo termodinámico, con ello la presión, la capacidad de extracción de calor y el COP. Dicho sistema alcanzó a trabajar a frecuencias mínima de 20 [Hz], aunque a esta velocidad se cierra el ciclo de refrigeración, el controlador busca mantener la temperatura en el punto seleccionado sin apagar el motor.

5. Conclusiones

Para el monitoreo y control del sistema de refrigeración en estudio se desarrolló e implementó un programa mediante el software LabVIEW (Entorno gráfico de programación) y hardware de control una DAQ 6009.

El control continuo PID logró un ahorro en potencia activa en el orden del 35%, debido a que brinda al motor la posibilidad de funcionar a diferentes frecuencias y por lo tanto al compresor a diferentes RPM para adaptarse a la carga térmica impuesta al sistema.

Respecto a las condiciones de operación, al funcionar a una frecuencia muy baja (menor a 20Hz), generó problemas de vibraciones, ruido que representaría a un corto plazo en daños irreversibles al compresor.

Cuando se le aplican perturbaciones al sistema, como por ejemplo abrir la puerta de la nevera, el sistema aumenta el consumo de energía debido a que la temperatura asciende, la acción del controlador aumenta la velocidad en el compresor proporcionalmente a la pérdida de la temperatura para así aumentar la capacidad de extracción de calor y retornar a la temperatura seleccionada deseada.

La sintonización del control continuo PID, influye notoriamente en el consumo de

energía para este tipo de sistema, siempre y cuando sean para temperaturas bajas en el intercambiador evaporador, inferiores a 0 [°C], debido a la gran capacidad que tiene el compresor para este sistema. Ya que en temperaturas intermedias se recomienda tener más variables dentro del lazo de control para evitar picos indeseados cuando el controlador busca la temperatura seleccionada.

6. Agradecimientos

Los autores gratamente reconocen el soporte dado por la Universidad Francisco de Paula Santander – UFPS.

7. Referencias

- [1] F. J. Belman. “Desarrollo de un modelo físico para una Instalación de Producción de frío por Compresión de Vapor utilizando el refrigerante R134a” Tesis Doctoral en Ingeniería Mecánica. Universidad Jaume. Castellón, España, 2008.
- [2] R.S. Céspedes. “Sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300 kg de pescado”. Tesis de Ingeniería mecánica, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú, Enero, 2012.
- [3] G. Bejarano, M. G. Ortega, F. R. Rubio y F. Morilla. “Modelado simplificado y orientado al control de sistemas de refrigeración”. *XXXIV Jornadas de Automática, Terrassa*, España, 2013, p. 506-513.
- [4] M. Salazar Pereyral, F. Méndez Lavielle. “Modelo dinámico del sistema de refrigeración por compresión con CO2 en régimen supercrítico” CIBIM 10, Oporto, Portugal, pp. 1061 -1070, 2011.
- [5] R. N. Koury, L. E. Machado, K. A. R. Ismail. “Numerical simulation of variable speed refrigeration”, *Int. J.*

- Refrigeration*, vol. 24, no. 2, pp. 192-200, 2001.
- [6] S. Shunaguan, S. Wenxing, L. Xianting, C. Huajun. “Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data”, *Int. J. Refrigeration*, vol. 27, no. 8, pp. 805-815, 2004.
- [7] F. V. Da Silva. “Fuzzy Control of the condensation temperature in a refrigeration system, Chiller”. 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Belo Horizonte, MG. Proceedings of COBEM-2001 – Refrigeration, Air Conditioning, Heating and Ventilation, vol. 5, pp. 188-195. (In Portuguese), 2001.
- [8] E. C. Vallejo. “Recuperación y Readecuación del equipo de Refrigeración del Laboratorio de Termodinámica de la Escuela Politécnica Nacional”. Tesis de Ingeniería Mecánica- Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, 2011, 177p.
- [9] S. Yamamoto. “Análisis Teórico y Experimental del comportamiento Térmico y Eléctrico del Sistema de Refrigeración Doméstica” Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica- Universidad Estatal Paulista, Río de Janeiro, Brasil.
- [10] S. L. Buenaño y M. M. Esparza. “Diseño y Construcción de un Sistema de Refrigeración de Conservación Para Laboratorio”. Tesis en Ingeniería Mecánica. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador 2010.
- [11] H. A. Mendíburu Díaz., “Instrumentación Virtual Industrial” Peru, 2006. [En línea]. Disponible en: [http://](http://es.scribd.com/doc/7288743/49/TIPOS-DE-TARJETAS-DAQ)
- [12] E. P. Bandarra, F. E. Moreno, O. S. Hernández. “Application of Adaptive Control in a Refrigeration System to Improve Performance”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. XXXIII, no. 2, pp. 176 -182, April-June 2011.
- [13] H. Castellanos. “Instrumentación Virtual e Implementación de Sistema SCADA en el Control de Cuartos Fríos” Tesis en Ingeniería Mecánica Electricista, Universidad de San Carlos de Guatemala, Febrero, 2012, 203p.
- [14] R. V. Martínez. “Control difuso de un Sistema de refrigeración para el hogar”, Tesis en Ingeniería en Comunicaciones y Electrónica. Instituto Politécnico Nacional, México D.F., México, Mayo, 2010.
- [15] R.J. Fernández. “Tutorial regulador PID”. 164p. [En línea]. Disponible en: <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/4fbd1db995748.pdf>