

## Evaluación Experimental de Compresores Herméticos en Condiciones de Clima Tropical. Eficiencia y Capacidad Frigorífica

Karel Arencibia<sup>(1)</sup> y Verónica Tricio<sup>(2)\*</sup>

(1) Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Holguín. Avenida XX Aniversario, Holguín-Cuba.  
(e-mail: arencibia.karel@facing.uho.edu.cu)

(2) Departamento de Física. Universidad de Burgos. Hospital del Rey, s/n, 09001 Burgos- España.  
(e-mail: vtricio@ubu.es)

\*Autor a quien debe ser dirigida la correspondencia

*Recibido Ago. 20, 2013; Aceptado Oct. 3, 2013; Versión final recibida Dic. 2, 2013*

---

### Resumen

Se estudia el comportamiento de la capacidad frigorífica y la eficiencia de los compresores herméticos operando en condiciones de clima tropical y se evalúa como afectan el funcionamiento de un refrigerador doméstico. Para ello se realizó el estudio experimental de las prestaciones de compresores herméticos a temperaturas ambientes de 35 y 38 °C y se compararon con las obtenidas según las condiciones de pruebas estándar ASHRAE y CECOMAF. Se emplearon compresores herméticos de tres fabricantes en los que se determinaron los parámetros termodinámicos citados a través de un calorímetro a fluido secundario y se realizó la prueba de marcha acelerada para conocer los desgastes mecánicos de los grupos constructivos. Los resultados evidencian que se pierde como promedio más del 10 % de la capacidad frigorífica y más de 7 % de eficiencia. La evaluación en banco de marcha acelerada mostró que ningún compresor manifiesta en sus partes desgaste mecánico intenso.

*Palabras clave: refrigeración doméstica, compresores herméticos, capacidad frigorífica, eficiencia, energía.*

## Experimental Evaluation of Hermetic Compressors under Conditions of Tropical Climate. Efficiency and Cooling Capacity

### Abstract

The behavior of the cooling capacity and efficiency of hermetic compressors operating in tropical conditions is studied and the effect on the functioning of domestic refrigerators is evaluated. For this experimental study, the performance of hermetic compressors at ambient temperatures of 35 and 38 °C was analyzed and compared with those obtained under the standard CECOMAF and ASHRAE test conditions. Hermetic compressors from three manufacturers were used, in which such thermodynamic parameters were determined through a secondary flow calorimeter and an accelerated run test to know the mechanical wear of the compressor components. The results show that, on the average, more than 10% of the cooling capacity and more than 7% efficiency of the hermetic compressors studied are lost. The assessment in accelerated run showed that none of the compressor components presented intense mechanical wear.

*Keywords: domestic refrigeration, hermetic compressors, refrigerating capacity, efficiency, energy.*

## INTRODUCCIÓN

El consumo de energía es un tema polémico en todo el mundo. Según Ellis et al. (2009) de la International Energy Agency, obedeciendo a la zona geográfica considerada entre el 5% y el 29% del uso final de la energía eléctrica se emplea para el funcionamiento de refrigeradores y congeladores. Una de las estrategias recomendadas para disminuir dicho consumo es el perfeccionamiento y la optimización de los refrigeradores domésticos y en particular de los compresores herméticos objeto de nuestro estudio (Radermacher y Kim, 1996). En la literatura publicada sobre los compresores herméticos en los últimos 35 años se observa en sentido general el que han sido analizados por separado todos los elementos constituyentes del sistema de refrigeración bajo determinadas condiciones de funcionamiento (Radermacher y Kim, 1996; Tiwari y Gupta, 2011). No obstante en la mayoría se observa que quedan como análisis especiales o recomendaciones los de ambientes de clima tropical (Arencibia y Tricio, 2009).

Los rendimientos normales de los compresores herméticos se basan en una temperatura ambiente máxima del aire de 32 °C. El compresor hermético debe estar ventilado a fin de lograr que el aire frío reemplace al aire caliente que despiden el condensador. En caso contrario aumentaría la temperatura del local, con el resultado de altas presiones y la reducción de la capacidad frigorífica del compresor. La temperatura del aire en la zona de condensación y la recirculación del aire caliente es la causa del 50 % por lo menos, de motores quemados en los compresores herméticos (Alarcón, 1992).

Diversos estudios e investigaciones de reconocida relevancia se han desarrollado. Bansaly Krüger, (1995) comparan diferentes normas de ensayo de los frigoríficos y congeladores, y proponen una correlación empírica para el consumo de energía entre las normas de diferentes países. Quinto, et al., (2005), usó la termodinámica endorreversible para evaluar el comportamiento de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Rigola et al., (2005), muestra la influencia de diferentes aspectos como la geometría, el motor, las válvulas y las condiciones de trabajo sobre los parámetros que describen el comportamiento del compresor. Sattar et al., (2007) compara los resultados experimentales del desempeño de un refrigerador utilizando hidrocarburos como refrigerante y HFC - R134a. Las pruebas se realizaron a cabo a 25°C y 28°C temperaturas ambientes, el estudio arrojó también que el refrigerador consume más energía a 28°C de temperatura ambiente para todos los refrigerantes. Hermes y Melo, (2008) desarrollaron y validaron un modelo semi-empírico mediante la aplicación de un enfoque transitorio a un refrigerador de dos compartimentos para evaluar las pérdidas de energía. Borges et al., (2011) desarrolla un enfoque cuasi - estacionario para una simulación dinámica de un refrigerador, el modelo describe cómo la influencia de la apertura de las puertas, las cargas térmicas internas y la descongelación, afectan al consumo de energía. Sin embargo, existe la necesidad de continuar ampliando el conocimiento del comportamiento de los compresores herméticos instalados en los refrigeradores domésticos en un rango de temperatura ambiente muchas veces no previstos en las normas internacionales.

Gonçalves et al., (2009), presenta una metodología para la determinación de las pérdidas termodinámicas de sistemas de refrigeración de compresión de vapor mostrando que el consumo total de energía se incrementa con el aumento temperatura ambiente, como consecuencia del aumento de la carga térmica. Negrao y Hermes, (2011) presenta una nueva metodología de diseño para sistemas de refrigeración domésticos teniendo en cuenta el ahorro energético y el coste de los refrigeradores domésticos. Sus resultados demuestran que el refrigerador/congelador se vuelve menos costoso cuando utiliza compresores de alta eficiencia. Martínez et al., (2012) declara que el diseño de un refrigerador de alta eficiencia implicará la selección adecuada de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración.

En este escenario, la mayoría de las investigaciones, aún en las más recientes se enfocan en la identificación de oportunidades para mejorar los rendimientos, consumos energéticos y optimización de los elementos componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Los resultados obtenidos son de suma importancia para el desarrollo actual y futuro de los refrigeradores domésticos. Utilizan los protocolos de las pruebas estandarizadas que proporcionan una amplia gama de información, pero solo en algunos casos se utilizan temperaturas ambientes por encima de los 32 °C, sin embargo, esta consideración no representa completamente las condiciones de operación reales en un clima tropical. Un acercamiento eficaz para mejorar también la eficacia del ciclo de refrigeración en un refrigerador doméstico es conocer el comportamiento de la capacidad frigorífica y eficiencia de los compresores herméticos, pero funcionando en condiciones tropicales. El presente trabajo es fruto del proyecto de investigación "Compresores Tropicalizados" realizado conjuntamente con la Firma Danfoss Compressors y estudia las prestaciones de compresores herméticos en diferentes condiciones de explotación que incluyan valores que reproduzcan precisamente ese conjunto de condiciones ambientales que son habituales en regiones geográficas tropicalizadas. En específico se trata del análisis termodinámico de la capacidad frigorífica y la eficiencia.

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Un parámetro decisivo en la selección de un compresor hermético lo constituye la capacidad frigorífica ( $\dot{Q}_0$ ) y se define como la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado. En el Sistema Internacional la capacidad de refrigeración se expresa normalmente en kW. Para el volumen de control que incluye el evaporador, los balances de masa y energía dan el calor transferido por unidad de masa de refrigerante donde  $\Delta h_{\text{evaporación}}$  es la variación entálpica másica y  $\dot{m}$  es el flujo másico de refrigerante (Poggi et al., 2008). Esto es:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (\Delta h)_{\text{evaporación}} \quad (1)$$

Este parámetro se afecta como consecuencia de la disminución del flujo másico que es capaz de trasegar el compresor, y provoca el decremento de la capacidad frigorífica. El hecho de existir un sobrecalentamiento adicional debido al incremento de la temperatura de succión, no tiene ninguna influencia en la diferencia entálpica de la evaporación por cuanto concluye normalmente en la línea de vapor saturado. El *COP* (Coefficient of Performance) es sinónimo de eficiencia energética y se expresa por la relación que existe entre la capacidad de refrigeración ( $\dot{Q}_0$ ) y el suministro neto de potencia ( $\dot{W}$ )-o potencia eléctrica ( $P_e$ )- al compresor en las mismas unidades (Fatouh y Kafafy, 2006a; Poggi et al., 2008; Souza et al., 2012).

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{P_e} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}} \quad (2)$$

En función de los valores de potencia que se empleen (teórico, efectivo) se pueden obtener los valores del *COP* correspondiente. Los valores del *COP* existentes, relacionados directamente con los regímenes de diseño y trabajo, son:  $COP = f(t_0, t_k, t_s, t_{sc}, \text{refrigerante})$ , siendo:  $t_0$ ,  $t_k$ ,  $t_s$  y  $t_{sc}$ , las temperaturas de evaporación, condensación, subenfriamiento y sobrecalentamiento respectivamente. Entre las variaciones del régimen de trabajo que afectan el *COP* están los incrementos de temperatura de condensación ( $t_k$ ), esto ocurre debido fundamentalmente a las siguientes causas: disminución de la capacidad frigorífica específica, aumento del trabajo teórico del compresor y pérdidas mecánicas y eléctricas (Rigola, et al., 2005; Gonçalves, et al., 2011; Martínez, et al., 2012).

Del análisis de la ecuación (1) resulta que a medida que es menor la capacidad frigorífica provocada por el aumento de la temperatura ambiente, el coeficiente de performance o relación de la eficiencia de la energía disminuirá. Por tanto, es esencial que la capacidad del equipo sea la conveniente para las necesidades y propias del lugar de utilización, ya que un equipo que no da la prestación para el que se utiliza es un equipo que derrocha la energía que consume.

Dado que los procesos reales son irreversibles, a partir del análisis del ciclo ideal no se puede determinar objetivamente la adecuación del compresor hermético a las condiciones en que se explotan estos equipos. Se concluye, por tanto, que es necesaria la realización de pruebas experimentales a las diferentes temperaturas ambientes registradas en los países tropicales, que permitan cuantificar los valores de capacidad frigorífica y eficiencia al objeto de hacer una selección y evaluación del compresor hermético.

## MATERIALES, MÉTODOS

Las pruebas se aplican a los compresores herméticos de desplazamiento positivo de una sola etapa y alimentados con corriente monofásica. Se consideran aisladamente, es decir, separados de los sistemas frigoríficos de los que forman parte y a los que están destinados y han sido fabricados por los líderes mundiales en esta tecnología.

Para la ejecución del ensayo se empleó el fluido refrigerante recomendado por el fabricante del compresor. Se realizan las pruebas para evaluar el comportamiento de la capacidad frigorífica y vida útil de los compresores de tres fabricantes diferentes. Se ensayan tres muestras por cada tipo de compresor.

Los compresores seleccionados se utilizan preferentemente en los refrigeradores y neveras domésticas, por tanto, su aplicación es de bajo torque de arranque (LST) y de baja presión de aspiración (LBP). Las

características de estos compresores se muestran a continuación en la tabla 1. El compresor hermético tipo III tiene mayor desplazamiento volumétrico que el tipo I y II.

Tabla 1: Características de los compresores en condiciones ASHRAE según catálogos de los fabricantes.

Tipo de compresores	Capacidad frigorífica(W)	Eficiencia (W/W)
Tipo I	95.4	0.84
Tipo II	94.7	1.17
Tipo III	100.7	0.83

En la prueba calorimétrica para evaluar el comportamiento de la capacidad frigorífica se controló la temperatura de evaporación a  $-23, 3^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensación a  $54, 4^{\circ}\text{C}$ , temperatura ambiente a  $32,0^{\circ}\text{C}$  y voltaje/ciclaje a 115 V/60Hz, según establece las condiciones de ensayo ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) y CECOMAF (Air- Conditioning and Refrigeration Equipment Manufacturers). La diferencia entre ambas condiciones de ensayos es que en el caso de CECOMAF no hay subenfriamiento del líquido. Estos resultados servirán como referencia para las comparaciones necesarias y se realizan antes y después de la prueba de vida o marcha acelerada. Los compresores a que se refiere esta norma, deben tener como mínimo el 95% de la capacidad de refrigeración y COP indicado por el fabricante, cuando se determine de acuerdo con el método de prueba que se indica.

La prueba se realiza también para las temperaturas ambientes de  $35$  y  $38^{\circ}\text{C}$  registradas en Cuba. Para estos nuevos valores de temperatura ambiente, la temperatura de condensación fue controlada a partir de su estabilización después de 24 horas de funcionamiento del compresor en correspondencia con dichas temperaturas ambientes Para la determinación de los cálculos se utilizó el software profesional KLM Daten MXHC, instalado en el ordenador, acoplado al calorímetro.

Para el desarrollo de la prueba se contó con laboratorio certificado por la ISO 9002 e ISO 14000 por lo que los equipos de control y producción cumplen con las normas internacionales de calidad. Se describen a continuación dos de las pruebas efectuadas.

#### Ensayo calorimétrico

El método de ensayo se realiza sobre el mismo banco de experimento (calorímetro a fluido secundario) y utilizando la misma válvula y condensador, cuyo esquema se presenta de forma general en la figura 1 (a), en la que los círculos indican posiciones del equipo donde se realizan mediciones directas de los parámetros termodinámicos presión y temperatura. Está compuesto por un serpentín de evaporación directa o por un conjunto de serpentines montados en paralelo, que sirven de evaporador principal. Este evaporador está suspendido en la parte superior de un recipiente termoaislado y resistente a la presión. El calorímetro adecuadamente aislado garantiza que las pérdidas térmicas no sobrepasen el 5 % de la potencia del compresor (ISO, 917). Los puntos  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $g_1$  y  $g_2$ , indicados en esta figura, se corresponden con los estados termodinámicos del refrigerante que se muestran en el diagrama teórico entálpico de la figura 1 (b).

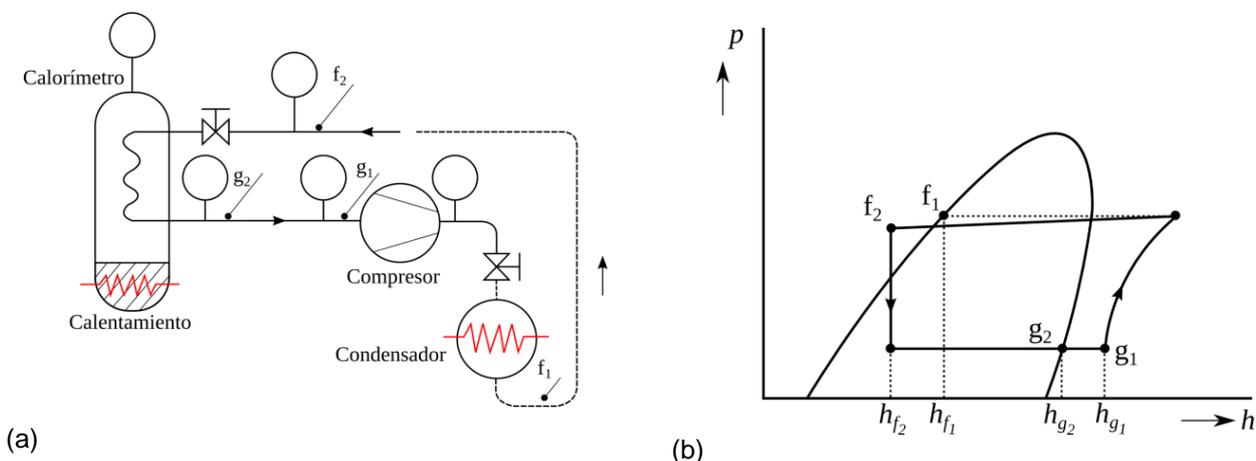


Fig. 1: (a) Esquema general del equipo experimental calorímetro. (b) Diagrama teórico entálpico.

En la figura 1b, desde el estado  $g_2$  (salida del evaporador) hasta el estado  $g_1$  (entrada al compresor), se da un recalentamiento de vapor, con variación en la lectura de temperaturas, como indica esta figura. Los símbolos representan:  $h_{f1}$ , entalpía másica del líquido refrigerante a la temperatura de saturación prescrita, correspondiente a la presión de descarga del compresor especificada en las condiciones de referencia prescritas para los ensayos;  $h_{f2}$ , entalpía másica del líquido refrigerante a la entrada de la válvula de expansión;  $h_{g1}$ , entalpía másica del fluido refrigerante a la entrada del compresor en las condiciones de referencia prescritas para los ensayos;  $h_{g2}$ , entalpía másica del fluido refrigerante vaporizado a la salida del calorímetro. Con esta prueba se obtienen los parámetros que caracterizan los compresores herméticos con un grado de precisión suficiente que permite decidir su aplicación y es una de las vías más eficaces para el perfeccionamiento de la evaluación y selección. Ello significa obtener información sobre las variaciones de la capacidad frigorífica y eficiencia que imponen las condiciones reales de explotación.

Determinar los valores antes mencionados, resulta práctico para el análisis de los compresores en los sistemas de refrigeración, lo que permite garantizar que a cualquier temperatura ambiente existente se cuente con la capacidad frigorífica y eficiencia necesarias (Arencibia y Tricio, 2009). Esto brinda un alto por ciento de factor de seguridad y fiabilidad ante la situación de las condiciones de ventilación, apertura de la puerta del refrigerador, máxima carga calórica, fenómenos cotidianos e inevitables durante el funcionamiento de un refrigerador doméstico (Alarcón, 1992; Radermacher, 1996; Gonçalves, et al., 2011).

#### Ensayo de marcha acelerada

El propósito de este ensayo es determinar la durabilidad y resistencia mecánica del compresor de manera rápida. El ensayo de marcha acelerada diagnostica con anticipación y en un tiempo relativamente corto cualquier insuficiencia en la calidad de un elemento o conjunto de elementos de un equipo dado. Los ensayos acelerados se realizan con regímenes forzados de trabajo. Las condiciones de pruebas se realizan según incisos del 3 al 5 de la norma DIN 8978 (DIN 8978, 1973). El tiempo de duración del ensayo fue de 672 horas con el objetivo de poder realizar conclusiones más precisas sobre el desgaste y el comportamiento de los grupos constructivos del compresor. Por razones de seguridad no se deben de alcanzar presiones de  $\geq 4$  MPa en ninguno de los componentes del sistema de pruebas. Las tolerancias sobre las temperaturas son de  $\pm 2$  °C para la temperatura de condensación, evaporación y temperatura de retorno de los gases, y de  $\pm 1$  °C para la temperatura de evaporación. Cuando se logra el estado de equilibrio deben de chequearse las temperaturas por lo menos dos veces al día. En el diseño de experimento se concibió la prueba de marcha acelerada, antes y después del ensayo calorimétrico, con el objetivo de conocer si existían diferencias significativas después de realizarlo para todos los parámetros evaluados en dicha prueba. Al concluir todos los ensayos, los tres tipos de compresores objeto de estudio se evaluaron por parte del departamento de control y calidad y análisis de fallas.

### RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA

La comparación de los resultados arrojó que entre los valores obtenidos del ensayo calorimétrico antes y después de la prueba de marcha acelerada no existen diferencias significativas, teniendo en cuenta las condiciones de pruebas ASHRAE y CECOMAF. La figura 2 representa el porcentaje de pérdida de capacidad frigorífica considerando como valores de referencia los obtenidos con ASHRAE y CECOMAF.

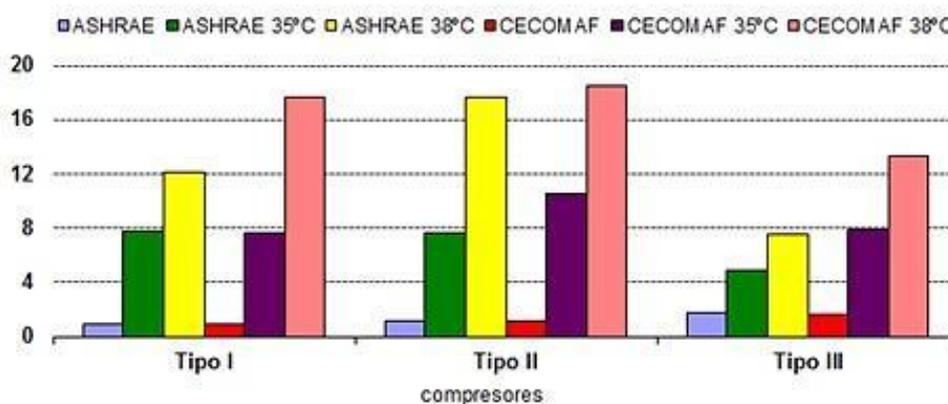


Fig. 2: Comportamiento de  $\dot{Q}_0$  en condiciones ASHRAE, CECOMAF y PROPUESTAS.

En la evaluación en el banco de pruebas calorimétrica en condiciones tropicales de funcionamiento, que fueron determinadas en evaluaciones de campo, se obtuvieron reducciones de la capacidad frigorífica en los tres tipos de compresores estudiados, tipo I, tipo II y tipo III, que afectan el correcto funcionamiento del equipo en su conjunto.

Se obtiene una pérdida máxima de capacidad frigorífica a 38 °C con subenfriamiento para el Tipo II, que alcanza 17,65 %. Es decir, que sólo el hecho de que la temperatura ambiente haya variado 6°C por encima del valor del ensayo que establece ASHRAE, ha sido suficiente para que se pierda cerca del 18 % de la capacidad frigorífica declarada por el fabricante. Para el compresor Tipo I, la pérdida es de 12,11 % y para el Tipo III de 7,51 %. Para ofrecer un criterio general del fenómeno se calcula el promedio de estas pérdidas como dato de referencia y se obtiene 12,42 % suponiendo que se adquiriera de forma proporcional los tres tipos de compresores. Un análisis similar puede hacerse con los otros resultados, obteniéndose un promedio de pérdidas de 16,50% a 38°C sin subenfriamiento.

La diferencia entre tipos, se atribuye a los detalles que distinguen la calidad de su construcción, tales como reducción de espacio muerto, disposición y sistema de válvulas, perfecto ajuste, solidez de construcción y eficaz sistema de lubricación. Ahora bien, a pesar de las diferencias de pérdidas de capacidad por tipos de compresores es evidente que en todos los casos dichas pérdidas son superiores cuando se varía la temperatura ambiente.

Los autores consideran preciso esclarecer que la selección de un compresor debe de realizarse a partir de un estudio minucioso de la aplicación final que va a tener. Sería iluso pensar que un compresor pueda responder eficientemente si se desconocen de antemano las características climáticas donde va a instalarse y explotarse.

Todo ello conduce a que el compresor no tenga un buen funcionamiento y presente una baja capacidad frigorífica. La existencia de la pérdida de capacidad frigorífica de los compresores al evaluarlos para las condiciones propuestas, los invalida para su uso según la capacidad declarada por el fabricante.

## RESULTADOS DEL COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA

La aplicación racional y correcta de los compresores herméticos, el cumplimiento de los requerimientos relacionados con la eficiencia energética y los aspectos de preservación y cuidado del medio ambiente contribuyen a evitar pérdidas innecesarias de energía.

En la figura 3 se observan las pérdidas de eficiencia (COP) para las condiciones estudiadas en los tres tipos de compresores herméticos objetos de estudio.

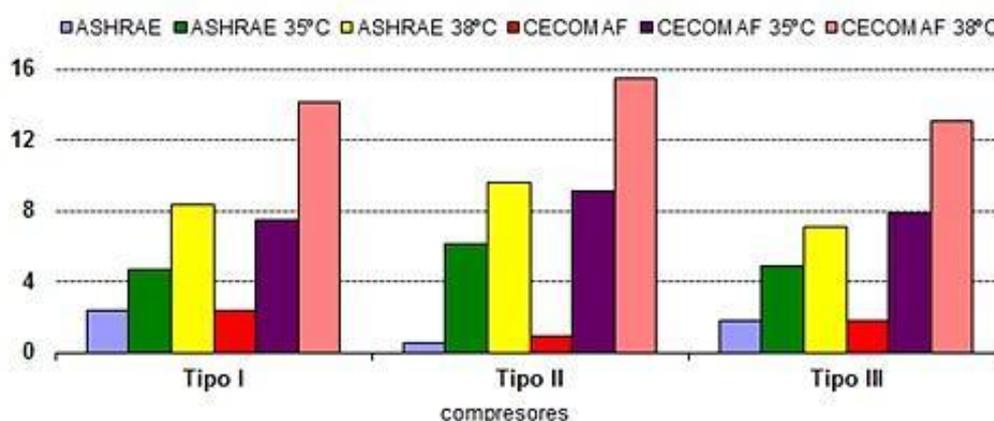


Fig. 3. Comportamiento del COP en condiciones ASHRAE, CECOMAF y PROPUESTAS.

Entre los valores indicados en dicha figura, es importante señalar que los tres tipos de compresores para la condición 38 °C, con subenfriamiento (ASHRAE) tienen una disminución del COP por encima del 7 %. Esta disminución es mayor cuando se evalúa para la misma condición pero sin subenfriamiento (CECOMAF), alcanzando valores máximos para el compresor hermético Tipo I de 14,10%, Tipo II de 15,44 % y Tipo III de 13,02%. De este análisis se obtiene que la disminución o pérdida del COP para las condiciones estudiadas sea significativa.

## RESULTADOS DEL ENSAYO DE MARCHA ACELERADA

La evaluación mostró que ningún compresor manifiesta en sus partes desgaste mecánico intenso. No obstante, se debe señalar que en el sistema de válvulas del compresor Tipo I aparece el chapeado de cobre con criterio 3, es decir, la aparición de depósitos de cobre en forma de nido, formación de pequeñas superficies de desgastes que sobresalen del espejo de rodamiento, mayor formación de estrías y ligera formación de aristas mostrándose un desgaste moderado. En los otros tipos de compresores el resultado fue de criterio 2, depósitos de cobre de forma puntual hasta en forma de nido, no generándose desgaste para cada una de las muestras analizadas. Los resultados de la evaluación del aceite lubricante permitieron conocer la ausencia de humedad y material metálico, apariencia clara y transparente, no presencia de sedimentos y reacción neutral. Sin embargo, en algunas de las muestras de los diferentes compresores el aceite se torna de color amarillo.

La experiencia adquirida en los últimos años y las recomendaciones realizadas por líderes mundiales en la industria de la refrigeración advierten que no deben, después de esta prueba, producirse diferencias significativas respecto a los parámetros que caracterizan el funcionamiento del compresor alcanzando como máximo el desgaste leve que se corresponde con el criterio 1. A modo de resumen debe señalarse que con independencia de las características constructivas que presentan los compresores analizados y que pueden parecer ventajosas en determinada esfera de explotación, es necesario asumir un orden de prioridad de aquellos aspectos que sean de interés para las condiciones tropicales y estos tienen que estar relacionados con criterios de evaluación y selección que respondan a los intereses de cada país.

## CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados se pueden extraer las siguientes conclusiones principales:

1.- El estudio experimental ha sido realizado a temperaturas habituales de un clima tropical y superiores a las normadas, concordantes con las condiciones reales de explotación de los compresores herméticos. El ensayo calorimétrico evidenció que bajo las condiciones de temperatura ambiente existentes en los países de clima tropical como Cuba, la capacidad frigorífica disminuye como mínimo en un 10 %. La eficiencia en las condiciones propuestas es menor que las de referencia en todos los compresores. A 38 °C, sin subenfriamiento, la pérdida alcanza en todos los compresores valores por encima del 13 %. La existencia de la pérdida de capacidad frigorífica y la eficiencia en los compresores herméticos al evaluarlos para las condiciones propuestas, los invalida para su uso según la capacidad declarada por el fabricante. La evaluación en banco de marcha acelerada mostró que ningún compresor manifiesta en sus partes desgaste mecánico intenso.

2. El orden de prioridad en la selección y evaluación de los compresores herméticos estudiados es primeramente el Tipo III y Tipo I, quedando el Tipo II en tercer lugar. En opinión de los autores, para las condiciones citadas propias de un clima tropical, la simple transferencia tecnológica no puede ser una solución para las necesidades crecientes de equipos de refrigeración y se hace entonces necesario incorporar nuevos estudios para analizar el comportamiento de otros compresores y poder así seleccionar aquellos que sean más adecuados en cuanto a la eficiencia, lo que redundará en beneficio de un menor consumo energético, además de adecuar las normas a las condiciones de aplicación.

3. Finalmente, los autores concluyen que para la selección adecuada y óptima de un compresor hermético se tengan en cuenta 5 elementos fundamentales: diversidad de sistemas en que se utilizan, diferentes condiciones medioambientales en que se explotan, estandarización bajo las cuales deben construirse, condiciones en que son evaluados y las políticas y criterios de los fabricantes.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Fábrica de Compresores Danfoss S.A de C.V, México, por el apoyo prestado para la realización de las pruebas experimentales de este trabajo y a investigaciones propias de la firma.

## REFERENCIAS

Alarcón, C. J., Tratado práctico de refrigeración automática, 12ª edición, 1-456. Marcombo, S. A, Barcelona, España (1998).

Arencibia, K. y V. Tricio, Evaluación de Compresores Utilizados en la Refrigeración Doméstica, Avances en Ciencias y Técnicas del Frío, CYTEF-2009, 1-7, Universidad Jaume I, España (2009).

- Bansal, P.K. y R. Krüger, Test standards for household refrigerators and freezers I: preliminary comparisons, *International Journal of Refrigeration*: 18 (1), 4-20 (1995).
- Borges, B.N. et al., Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach, *Applied Energy*: 88 (3), 748–754 (2011).
- DIN 8978, Wear test for refrigerant compressors, 1-4, Deutsches Institut Fur Normung E.V. German (1973).
- Fatouh, M. y M. Kafafy, Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators, *Energy Conversion and Management*: 47 2644-2658, (2006a).
- Gadgets and Gigawatts – Policies for Energy Efficient Electronics, Ellis, M., International Energy Agency, IEA Publications, Paris, France. (2009).
- Gonçalves, J.M., C. Melo, y C.J.L. Hermes, A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators, *Applied Thermal Engineering*: 29, 1622–1630 (2009).
- Hermes, C.J.L. y C. Melo, A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators, *International Journal of Refrigeration*: 31(8), 1341–1357 (2008).
- ISO 917: Testing of refrigerant compressors, 10-12, USA (1989)
- Martinez-Ballester. S. et al., Dynamic Performance Simulation of a Household Refrigerator with a Quasi-Steady Approach, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2321, 1-8, Purdue, USA, 16-19 July (2012).
- Negrao, C.O.R. y C.J.L. Hermes, Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach, *Applied Energy*: 88 (9), 3051-3060 (2011).
- Poggi, F. et al., Refrigerant charge in refrigeration systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration* 31, 353-370, (2008).
- Quinto, P. et al., Evaluación de un Sistema de Refrigeración usando la Termodinámica Endorreversible, *Información Tecnológica*: 16 (5), 49-55 (2005).
- Radermacher, R. y K. Kim, Domestic refrigerators: recent developments, *International Journal of Refrigeration*: 19 (1), 61-69 (1996).
- Rigola, J., C.D. Pérez-Segarra, y A. Oliva, Parametric studies on hermetic reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration*: 28 (2), 253-266 (2005).
- Sattar, M.A., R. Saidur, y H.H. Masjuk, Butane, Isobutane and their mixtures as an alterantives to R-134a in domestic refrigerator, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*: 2 (2), 154-160 (2007).
- Souza, Luís M. P., Vicente L. Scalón y Alcides Padilha, Coeficiente de Operación de un Sistema formado por un Refrigerador Doméstico Acoplado a un Acumulador de Agua Caliente para la Recuperación de Energía, *Información Tecnológica*: 23 (2), 141-150 (2012).
- Tiwari, A. y R.C. Gupta, Recent developments on domestic refrigerator-a review, *International Journal of Engineering and Science Technology (IJEST)*: 3 (5), 4233- 4239 (2011).