

**REPÚBLICA DE CUBA**

**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR**

**UNIVERSIDAD DE HOLGUÍN**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**

**TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO ACADÉMICO DE MASTER**

**EN**

**EFICIENCIA ENERGÉTICA**

**TÍTULO:**

**MODELO MATEMÁTICO PARA LA EVALUACIÓN DE LOS MOTOCOMPRESORES  
HERMÉTICOS EN CONDICIONES DE CLIMA TROPICAL**

**AUTOR: ING. LEANDRO AYARDE HENRÍQUEZ**

**TUTOR: DR. C.KAREL JOEL ARENCIBIA ÁVILA**

**AÑO: 2013**

## *AGRADECIMIENTOS*

*A mi tutor Dr.C. Karel Joel Arencibia Ávila, por el tiempo invertido, su dedicación y sabios consejos.*

*A mi madre, motor impulsor de todo cuanto soy y pudiera ser en la vida.*

*Al ingeniero informático Adrián Quintero Henríquez, por su invaluable ayuda en la parte informática de esta tesis.*

*A los profesores Eduardo Santiesteban, Dania Cuenca, Leonardo Orlando Mora y Rafael Ávila por haberme transmitido tantos y valiosos conocimientos.*

*A todos mi infinito agradecimiento.*

*Muchas gracias.*

## DEDICATORIA

*A mi madre*

*A mi padre*

*A mi familia*

## SÍNTESIS

En la actualidad el refrigerador doméstico constituye un bien imprescindible, el cual, resulta ser uno de los mayores consumidores de energía eléctrica del hogar. Es por ello que se han multiplicado los esfuerzos para hacer que los sistemas frigoríficos sean cada vez más eficientes. Sin embargo, los modelos matemáticos existentes no contemplan las condiciones de países de clima tropical, luego cuando son importados por estos, se produce una disminución de la capacidad frigorífica del motocompresor hermético y el acortamiento de su vida útil.

La tesis tiene como **objetivo** elaborar un modelo matemático que al considerar las características propias de países clima tropical permita determinar, de manera más cercana a la realidad, la capacidad frigorífica del motocompresor hermético.

Los resultados arrojados por el modelo matemático revelan que la capacidad frigorífica de los tres motocompresores herméticos, casos de estudio, se comporta de manera similar, quedando rechazados a partir de 34 °C de temperatura ambiente, evidenciándose así su falta de idoneidad para ser importados por países de clima tropical.

## **ABSTRACT**

Nowadays domestic refrigerator is a basic necessity which is an important user of electricity. Therefore efforts to improve the efficiency of these appliances have been increased. However the mathematical models do not reach for tropical climate countries' conditions hence there will occur losses of the compressor's capacity once it works under the conditions of a tropical climate country.

The goal of this work is to elaborate a mathematical model that does involve the tropical climate countries's conditions as well as it could predict, closer to reality, the capacity of hermetic compressors.

The results reached using the mathematical model show the capacity of the three hermetic compressors, choosed for being studied, goes the same way hence all the hermetic compressors studied were rejected for 34 °C ambient temperature, showing their lack of fitting for being imported throw a tropical weather climate's country.

## ÍNDICE

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I. MOTOCOMPRESORES HERMÉTICOS.</b>	
<b>ASPECTOS GENERALES</b>	<b>9</b>
<b>1.1 El motocompresor hermético. Breve reseña histórica</b>	<b>9</b>
<b>1.2 Análisis de las Normas Cubanas e Internacionales que establecen las condiciones de ensayo</b>	<b>11</b>
<b>1.3 Situación actual de los motocompresores herméticos en Holguín. Consideraciones energéticas</b>	<b>14</b>
<b>1.4 Características generales de los modelos matemáticos utilizados para la evaluación de los motocompresores</b>	<b>21</b>
<b>1.5 Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor</b>	<b>25</b>
<b>1.6 Análisis energético del ciclo de compresión de vapor</b>	<b>30</b>
<b>CONCLUSIONES del capítulo</b>	<b>34</b>
<b>CAPÍTULO II. Fundamentos para elaborar el modelo matemático</b>	<b>36</b>
<b>2.1 Ecuaciones para la entalpía y entropía de los puntos notables del diagrama presión vs entalpía</b>	<b>36</b>

2.2 Forma polinomial de las ecuaciones de entalpía y entropía	39
2.3 Procedimiento para encontrar la entalpía y la entropía de los puntos notables del diagrama presión vs entalpía	41
2.3.1 Entalpía y presión del punto cinco	41
2.3.2 Entalpía y entropía del punto uno	44
2.3.3 Entalpía del punto dos	47
2.3.4 Entalpía de los puntos tres y cuatro	49
2.4 Deducción de la ecuación para el cálculo de la capacidad frigorífica. Criterio de selección para motocompresores	50
2.5 Punto de equilibrio de la unidad condensador – motocompresor	54
2.6 Determinación de la capacidad frigorífica mediante el modelo matemático	59
2.7 Condensación del modelo matemático en un software. Modos del software	65
CONCLUSIONES del capítulo	67
CONCLUSIONES GENERALES	68
RECOMENDACIONES	69
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70
ANEXOS	

## INTRODUCCIÓN

La generación de energía es, en la actualidad, un tema de máxima prioridad para todos los países del mundo. En este sentido no solo se desarrollan nuevas formas de obtener energía, las cuales están basadas en el concepto de fuentes renovables de energía, sino que además se busca que los sistemas alimentados por esta sean cada vez más eficientes.

Una prueba de ello radica en los disímiles trabajos (Bansal y Krüger, 1995; Radermacher y Kim, 1996; Arencibia, 2004; Rigola, 2005; Sattar, 2007; Hermes y Melo, 2008; Gonçalves, 2009; Martínez, 2012) realizados sobre las mejoras en los sistemas frigoríficos así como en la traducción de las mismas en un aumento en la eficiencia de estos. Dentro del tema de la refrigeración, la parte relacionada con la doméstica, tiene un marcado interés dado que en la actualidad se estima que existe un refrigerador doméstico por cada seis habitantes a nivel mundial [15].

Se debe destacar además que en dependencia de la zona geográfica entre un 5 % y un 29 % de la energía eléctrica se emplea en la alimentación de los refrigeradores domésticos [1].

Por otra parte la eficiencia del motocompresor hermético, considerado el corazón de todo sistema frigorífico, depende directamente de las condiciones climáticas del ambiente dentro del cual opera [8]. Sattar en el 2007 demostró

que el consumo energético del refrigerador doméstico estudiado fue superior cuando la temperatura ambiente pasó de 25 °C a 28 °C [56].

Sin embargo las condiciones que se establecen para los ensayos calorimétricos por las normas internacionales, ASHRAE, CECOMAF e ISO 117, están definidas para un único punto de trabajo, esto es 32 °C de temperatura ambiente máxima. Este hecho va a provocar que los motocompresores herméticos operen fuera de los regímenes previstos por los fabricantes cuando se exploten en condiciones de países de clima tropical como lo es Cuba, donde los valores picos de temperatura son superiores a lo definido por las normas.

Luego el sistema frigorífico no será capaz de alcanzar los índices de eficacia declarados por el fabricante pues ocurrirán pérdidas de capacidad frigorífica, lo cual se traduce en un aumento en el trabajo que debe realizar el motocompresor hermético, acortándose su vida útil y consumiendo una mayor cantidad de energía eléctrica.

Tal situación se hace sentir en la provincia Holguín, en la cual desde el año 2005 hasta la fecha se han instalado 350 000 refrigeradores domésticos, marca Haier, de ellos el 30 % se encuentra fuera de servicio, hecho que está en total desacuerdo con las normas internacionales las cuales plantean que por cada 1 000 motocompresores herméticos instalados debe fallar solo uno.

A esta desalentadora realidad se le puede hacer frente empleando la metodología propuesta por Arencibia, K (2004); sin embargo el empleo de la

misma implica la realización de pruebas en laboratorios certificados y como es sabido en nuestro país no contamos con las condiciones para acometer esta tarea. Se pudiera pensar entonces en realizarlas en otro país, sin embargo en la actualidad este tipo de ensayo es altamente costoso.

La realización de pruebas en laboratorios certificados por las normas internacionales de calidad no solo resulta costosa para países como Cuba sino para todos en general, de ahí que la simulación del comportamiento de los motocompresores herméticos por medio de un ordenador sea, en la actualidad, una herramienta de amplio uso internacional.

Pero se debe reconocer que los softwares que se emplean con tal objetivo han sido programados sobre la base de un modelo matemático regido por las condiciones de ensayos dadas por las normas internacionales, las cuales, no contemplan las características reales que existen en países de clima tropical.

Los elementos antecedentes expuestos en la situación problemática, conducen al planteamiento de la interrogante: ¿Cómo determinar la capacidad frigorífica de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración operando en países de clima tropical?, la cual se constituye en el problema de investigación de esta tesis.

Es el **objeto** de la investigación la evaluación de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración, mientras el **campo de acción** se centra en los modelos matemáticos que se utilizan para

determinar la capacidad frigorífica de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración operando en condiciones de países tropicales.

Se plantea como **hipótesis** de este trabajo que si se contara con un modelo matemático que permitiera determinar la capacidad frigorífica de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración cuando estos operen en países de clima tropical se haría una mejor evaluación y selección de los mismos.

El **objetivo general** de esta investigación es elaborar un modelo matemático capaz de determinar la capacidad frigorífica de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración para su correcta evaluación y futura selección operando en condiciones de clima tropical.

Como **objetivos específicos** se definieron los siguientes:

- ✓ Realizar una revisión bibliográfica acerca de las normas nacionales e internacionales que rigen las condiciones de ensayo para los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración.
- ✓ Realizar un estudio de campo que permita conocer la situación actual del índice de roturas de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración en la provincia de Holguín.

- ✓ Analizar los distintos modelos matemáticos que se utilizan en la evaluación de motocompresores herméticos.
- ✓ Elaborar un modelo matemático que permita una correcta evaluación y acertada selección de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y baja presión de aspiración.

Teniendo en cuenta el objetivo y su carácter eminentemente teórico se utilizaron los siguientes **métodos**:

**Del nivel teórico:**

- ✓ Histórico – lógico: para el estudio del estado del arte de las condiciones de ensayo impuestas por las normas nacionales e internacionales.
- ✓ Inducción – deducción: para realizar generalizaciones, inferir ideas y llegar a nuevas conclusiones acerca de la situación de la refrigeración doméstica en el entorno internacional y nacional así como deducir regularidades en el comportamiento de los motocompresores herméticos en diferentes condiciones de explotación y en los métodos actuales para su evaluación y selección.
- ✓ Análisis – síntesis: para el procesamiento de la información documental y de campo, para desligar características esenciales, obtener resultados; emitir criterios, interrelacionar los efectos presentados que constituyen explicaciones al problema y analizar los nexos internos, y las dependencias recíprocas.

**Del nivel empírico:**

- ✓ Revisión de la literatura científica.

- ✓ Revisión de las normas internacionales para las condiciones de evaluación de los motocompresores herméticos de bajo torque de arranque y presión de aspiración.
- ✓ Realización de entrevistas y consultas con expertos.

El problema de investigación abordado tiene actualidad debido a que en la literatura, tanto nacional como internacional, se reconoce que las nuevas tecnologías en materia de refrigeración han introducido una serie de productos que erróneamente han sido catalogados como óptimos.

Es importante el problema tratado pues hay que destacar que Cuba es un país netamente importador de refrigeradores domésticos. De ahí que se tenga la necesidad de encontrar una manera de poder realizar la evaluación de los motocompresores herméticos, teniendo en cuenta las condiciones reales de países de clima tropical.

La novedad de la tesis radica en que se revela un nuevo modelo matemático para la evaluación y futura selección de los motocompresores herméticos. Tal modelo contempla las condiciones de clima tropical y permite determinar la capacidad frigorífica desarrollada por un motocompresor hermético en condiciones reales de explotación.

La tesis consta de dos capítulos. Los aspectos más relevantes abordados en cada uno de ellos se exponen brevemente a continuación:

En el capítulo uno se presentan los resultados de la revisión bibliográfica realizada acerca de la situación actual en que se encuentra la provincia Holguín en cuanto al índice de roturas de refrigeradores domésticos, el sobre consumo energético de los refrigeradores Haier, las condiciones de ensayo establecidas por las normas nacionales e internacionales así como las características de los modelos matemáticos que rigen las prestaciones de los softwares utilizados para la evaluación de los motocompresores.

En el capítulo dos se expone el algoritmo seguido para la elaboración del modelo matemático, esto es, la obtención de expresiones polinómicas empleando el método de interpolación de Lagrange; se deduce la ecuación para el cálculo de la capacidad frigorífica y se muestran los resultados del cálculo de dicha magnitud para tres motocompresores herméticos dentro de un rango de temperatura ambiente típico de países de clima tropical.

El aporte práctico de esta tesis consiste en un programa informático que opera sobre el modelo matemático revelado y cuenta con cuatro modos independientes de trabajo.

*CAPÍTULO I. MOTOCOMPRESORES HERMÉTICOS.*

*ASPECTOS GENERALES*

## **CAPÍTULO I. MOTOCOMPRESORES HERMÉTICOS. ASPECTOS GENERALES**

En nuestro país los motocompresores herméticos se importaban del antiguo campo socialista (sobre todo URSS y RDA). Luego de la caída de este se comienza entonces a importar estos equipos de otros lugares, por tanto, gran variedad de modelos y marcas son introducidos, ocurriendo, que muchas veces no están diseñados para las condiciones que aquí existen.

### **1.1 El motocompresor hermético. Breve reseña histórica**

El motocompresor es el “corazón” del sistema de compresión de vapor [58]. Estos dispositivos forman parte de una antigua técnica utilizada por la humanidad, los hombres en la antigüedad utilizaban sus pulmones como sopladores [52].

En 1762, en Inglaterra, Jack Smith construyó un soplador de pistón impulsado por agua y cuatro años más tarde se estaría fabricando el primer compresor con un coeficiente de presión igual a dos [52].

Una de las primeras patentes de una máquina frigorífica fue concedida a Jacob Perkins, en el año 1834, que utilizaba un ciclo de compresión de vapor, con éter como refrigerante, que puede considerarse un prototipo de las utilizadas hoy [8].

William F. Singer de Nueva York, en el año 1887 patentó la primera unidad eléctrica automática para sistemas refrigerantes de pequeña capacidad. Las más importantes contribuciones técnicas se realizaron por la GENERAL ELECTRIC y la KELVINATOR, esta última lanzó al mercado un refrigerador eléctrico doméstico, lo cual constituyó un elemento trascendental en la historia de la refrigeración [50].

En el año 1926 se utiliza por primera vez en un refrigerador doméstico el motocompresor hermético gracias al progreso en las técnicas de aislamiento eléctrico de los motores, las cuales permitieron que este funcionase en contacto con el refrigerante. Otros factores que contribuyeron al desarrollo de la refrigeración doméstica fueron el advenimiento de nuevos materiales, la mejora de la lubricación así como el fraccionamiento de potencia de los motores eléctricos [47].

Los tres tipos de motocompresores herméticos más comunes son el alternativo, rotatorio y centrífugo. Sucede además que de ellos son utilizados en los congeladores y refrigeradores domésticos aquellos que presentan una baja presión de aspiración (LBP) y un bajo torque de arranque (LST).

Motivado por el progresivo avance de la refrigeración se hizo necesario la introducción de normas que establecieran requisitos y condiciones generales para los ensayos que han sido estandarizadas a escala internacional [58]. En la actualidad el uso masivo de los motocompresores herméticos en la producción

de refrigeradores ha exigido una solución rápida de la cuestión sobre las pruebas de fiabilidad y ha obligado a la estandarización de las mismas.

Sin embargo, dada las diferentes condiciones en que puede encontrarse funcionando un motocompresor hermético, se hacen necesarias una serie de correcciones en este sentido.

## **1.2 Análisis de las Normas Cubanas e Internacionales que establecen las condiciones de ensayo**

Las normas cubanas que aquí se van a someter a análisis son adaptaciones de las Normas ISO. De acuerdo con la norma cubana 691 del 2009 los aparatos frigoríficos se clasifican de acuerdo a las condiciones en las que van a operar en templada extendida (SN), templada (N), subtropical (ST), tropical (T); estableciendo dicha norma, que el rango de temperatura para la zona subtropical es de [16 °C; 38 °C].

Sin embargo tal norma plantea que para verificar el consumo de energía, el tiempo de subida de la temperatura, la capacidad de congelación y la capacidad de fabricación de hielo de los aparatos de refrigeración la temperatura dentro de la cámara deber ser de 25 °C para equipos ST, pudiendo producirse variaciones dentro de  $\pm 0,5$  °C; y que para la verificación de la temperatura de conservación de alimentos la cámara estará a 36 °C.

Por su parte la NC 117 del 2010 plantea que dentro de las condiciones de ensayo para determinar la fiabilidad del motocompresor hermético, debe

contarse con una cámara donde la temperatura del aire que en ella se encuentre sea de 32 °C, pudiendo esta magnitud física variar en  $\pm 1$  °C durante el tiempo de la prueba.

En el año 1953, la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) estableció las condiciones de ensayo para la evaluación de compresores que se han mantenido hasta nuestros días y es utilizada por la mayoría de los fabricantes de compresores, aunque posteriormente los países europeos decidieron establecer las suyas, conocida como CECOMAF (Air-Conditioning and Refrigeration Equipment Manufactures) [2, 58].

Entre las condiciones establecidas por estas asociaciones solo existe una diferencia, y es que en el caso de CECOMAF no hay subenfriamiento del líquido refrigerante, figura 1. Así estas normativas pretenden fijar los diferentes estados del ciclo frigorífico a la hora de realizar el ensayo que determina la capacidad frigorífica que es capaz de dar el compresor. [61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69].

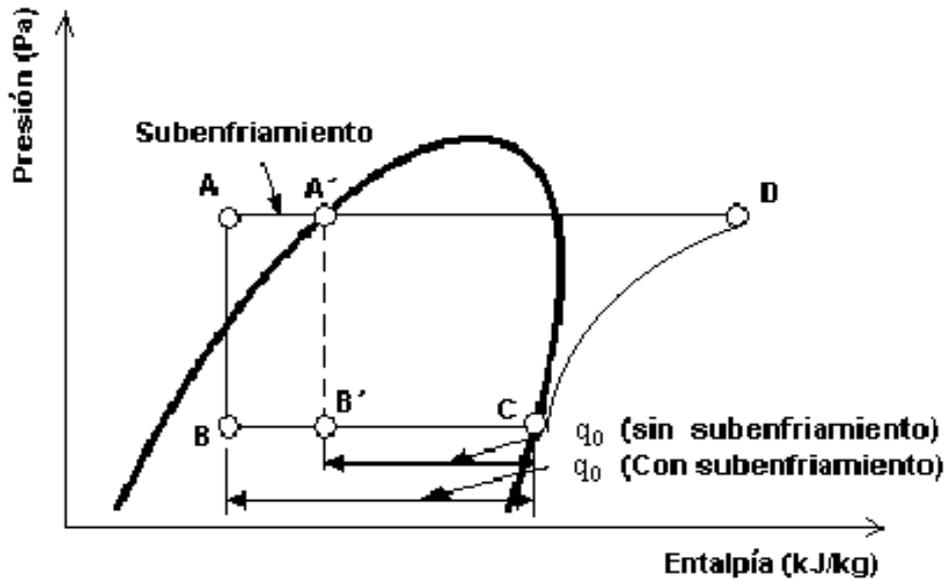


Figura 1 ciclo termodinámico con y sin subenfriamiento del refrigerante.

Lo planteado, tanto por ASHRAE como por CECOMAF, está definido únicamente para un solo punto para el cual se cumpla que para una temperatura ambiente máxima de 32 °C y el voltaje/ciclaje 115 V/ 60 Hz la temperatura de condensación sea de 54,4 °C. Sin embargo en Cuba, muchos compresores funcionan fuera de estos valores.

En las normas analizadas se evidencia que si bien hay coincidencia en las condiciones de ensayo que ellas establecen, hay que reconocer que tales condiciones no aplican para un país como el nuestro donde el valor de la temperatura ambiente máxima, por lo general y sobre todo en las provincias orientales, está por encima de 32 °C.

Según los informes del Instituto de Meteorología del Ministerio de Ciencia Tecnología y Medio Ambiente [16], solo en los meses de enero, febrero y

marzo de los últimos años se registraron temperaturas ambiente máximas por debajo de los 28,5 °C, el resto de los meses superó esta cifra con temperaturas máximas entre 35,0 °C y 37,0 °C.

En el año 2012 de acuerdo con los datos ofrecidos por el Centro Meteorológico Provincial de Holguín, muestran que en esta provincia el valor de temperatura máxima en los meses de enero y diciembre estuvo por debajo de 32 °C, de manera que en los restantes nueve meses del año, es decir el 83,34 % del tiempo, los motocompresores herméticos en esta provincia estuvieron operando en condiciones para las cuales no fueron diseñados, anexos 2 y 3.

Todo ello permite inferir, que la temperatura del aire va a estar por encima de los valores que las pruebas establecen, y por tanto, los resultados obtenidos en los ensayos no serán fiables para las condiciones del país ya que hay diferencias entre la temperatura original de la prueba y la real del país.

### **1.3 Situación actual de los motocompresores herméticos en Holguín. Consideraciones energéticas**

No debe perderse de vista que magnitudes tales como la potencia eléctrica consumida, la temperatura en el local donde se colocan los equipos, la fluctuación de la tensión eléctrica y la temperatura de condensación están fuertemente relacionadas con la variación de la temperatura ambiente, luego es de esperar que la mayoría de las máquinas funcionen fuera del régimen para el que fueron diseñadas [8].

Lo cual va a provocar que se produzcan pérdidas de capacidad frigorífica del sistema frigorífico, luego el motocompresor hermético tiene que trabajar más para poder vencer la carga térmica, acortándose así la vida útil de este y apareciendo de esta manera un consumo energético superior a lo proyectado por el fabricante.

De acuerdo con datos publicados en el 2005 por el departamento Sistema de Información Estadístico Energético (S.I.E.E.) perteneciente a la Organización Latinoamericana de la Energía (O.L.A.DE.) [44] el consumo del sector residencial en América Latina y el Caribe está entre 16, 70 % y 60, 07 % del total, siendo el de Cuba de un 39, 98 %.

Según funcionarios de la Empresa Eléctrica de Holguín el acumulado del consumo de electricidad en la provincia de Holguín durante el año 2012 desde enero hasta agosto, es el que se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 1 consumo de electricidad desde enero hasta agosto del 2012.

<b>Reporte de consumo (MWh)</b>	<b>Provincia Holguín</b>	<b>Municipio Holguín</b>
Consumo total	957 887,7	253 235,1
Consumo sector residencial	458 219,7	162 092,5

La tabla 1 arroja que el consumo energético del sector residencial en el municipio Holguín representó el 64,01 % del total municipal, valor que es

considerablemente superior al porcentaje del consumo del sector residencial a nivel provincial el cual fue de un 47,84 %.

Por otra parte la Agencia Internacional de Energía (I.E.A.) [1] reveló en el 2008 que en dependencia de la zona geográfica el consumo energético del refrigerador doméstico está entre un 5 % y un 29 %.

Si se analiza a los Estados Unidos de América, un país que se encuentre fuera de la zona imaginariamente definida por los trópicos en donde se registran los valores de temperatura ambiente más altos del planeta, vemos que en este el consumo energético de los refrigeradores domésticos es un nueve por ciento del residencial, figura 2.

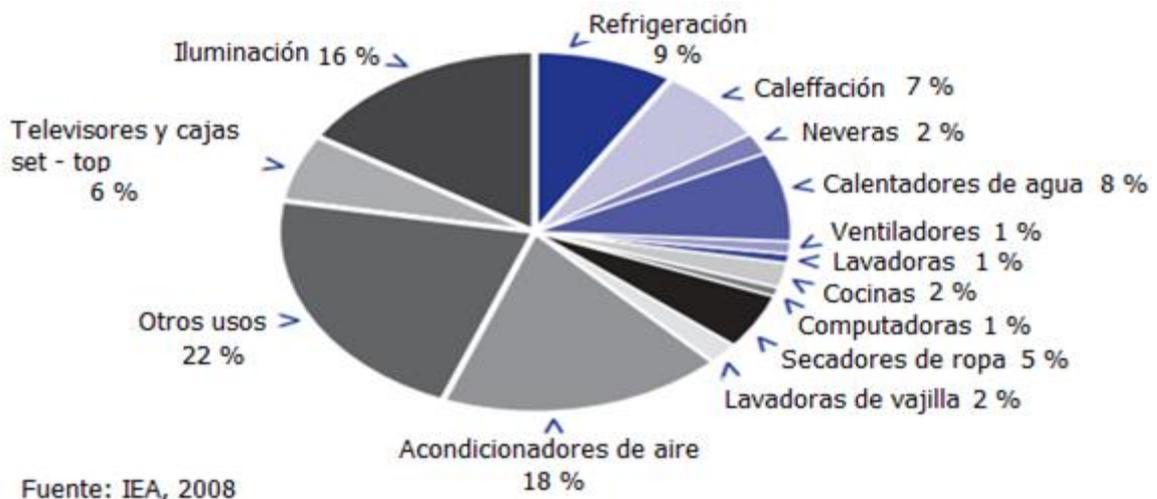


Figura 2 distribución del consumo eléctrico del sector residencial, Estados Unidos, 2005. I.E.A., 2008.

Sin embargo al observar un país como Brasil, que sí se encuentra dentro de la zona delimitada por los trópicos, vemos que el consumo energético de los

refrigeradores domésticos en este país llega a representar el 24 % del total residencial, figura 3.

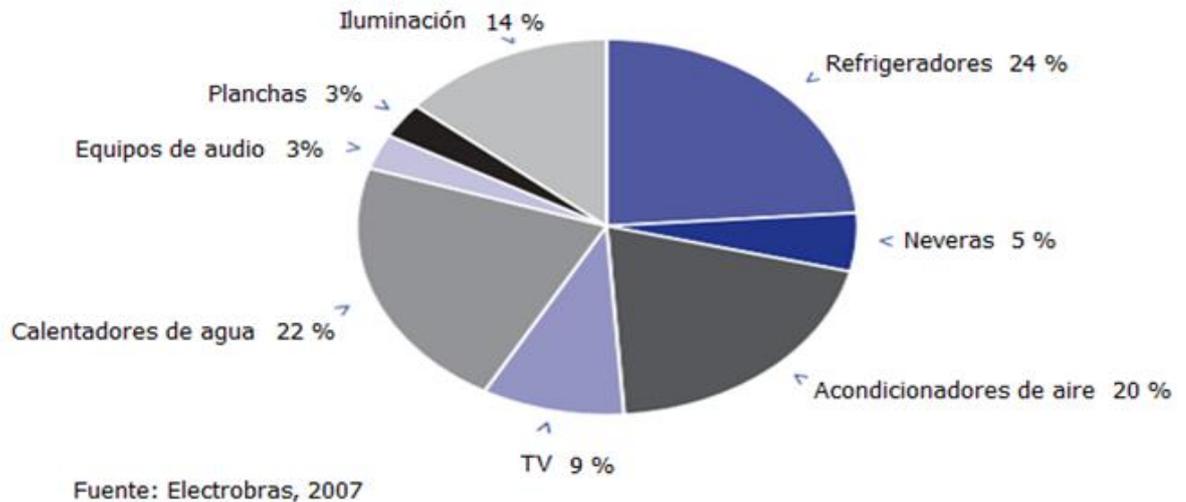


Figura 3 distribución del consumo eléctrico del sector residencial en Brasil, 2005. I.E.A., 2008.

Según Arrastía, A. [10]. En Cuba el consumo del refrigerador doméstico representa entre el 20 y el 30 por ciento del total hogareño. Usarlo adecuadamente contribuye al bienestar y al ahorro eléctrico.

Aparejado a lo planteado está el hecho de que en Cuba, según González [27] y Rodríguez [55], las condiciones económicas que atraviesa el país limitan los códigos de confort que se utilizan a nivel mundial para las viviendas, por lo que ha sido necesario reducir a espacios mínimos de habitabilidad, y dejar insatisfechas algunas necesidades de bienestar.

Dentro de ellos, se deben mencionar los vanos para fenestración (regulados por la norma cubana), que no permiten el 100 % de la ventilación cruzada

dentro de los diferentes espacios de las viviendas, lo que provoca zonas viciadas de circulación y por ende, acumulan mayor cantidad de calor dentro del hogar.

Los valores altos de temperatura dentro del hogar están asociados a algunos materiales en las construcciones que propician la transmisión del calor al interior, y por tanto, alteran las condiciones de temperatura a las que están sometidos los diferentes equipos dentro del hogar [34, 52, 75].

Unos de los materiales de la construcción que más se utiliza es el hormigón armado. Según [37, 43, 55], las variaciones de temperatura a lo largo del día tienen realmente poca influencia sobre él, gracias a la gran inercia térmica que posee. Si la variación de temperatura es de 10 °C, para que disminuya un solo grado la capa situada a 10 cm de la superficie precisa que transcurra una hora.

Expertos de la empresa de la vivienda en Holguín consideran que en determinadas horas la concentración de calor dentro del hogar es prácticamente similar al exterior, y se debe a que los moradores de las viviendas pasan la mayor parte de las horas cálidas del día en sus trabajos, lo que implica que casi el 40 % del día estén cerradas.

Todo cuanto se ha planteado se hace sentir de manera evidente en la situación por la que actualmente atraviesa la provincia de Holguín. Datos ofrecidos por el Departamento Técnico de la Empresa de Servicios Técnicos Generales de esta muestran que desde el año 2005, y como consecuencia del Programa de

Ahorro de Electricidad en Cuba (P.A.E.C.), hasta la fecha se han instalado 350000 refrigeradores domésticos de ellos el 30 % (105000 refrigeradores domésticos) está fuera de servicio, siendo la principal causa el motocompresor hermético.

Tal situación se encuentra en total discordancia con lo planteado por los estándares internacionales de calidad, los que plantean que por cada mil motocompresores herméticos instalados debe fallar uno.

Es por ello la necesidad de establecer principios y estrategias que conduzcan al ahorro energético y al uso eficiente de la energía con un fuerte carácter de sustentabilidad.

En el ámbito internacional hay muestras de diversas investigaciones que persiguen una mayor eficiencia y vida útil de los equipos. Pero en su mayoría están relacionadas con la mejora en los materiales tanto de la parte eléctrica como mecánica del motocompresor, así como la realización de nuevos diseños.

Ejemplo de ello es la firma Danfoss Compressor S.A. de C.V., la que ha realizado un nuevo diseño de compresor para países tropicalizados, que contempla cambios fundamentales en el compresor, específicamente en la parte eléctrica, y permite una mayor resistencia a las altas temperaturas ambientes de hasta 43 °C [17, 60].

En los últimos años en el país se han reportado importantes investigaciones realizadas por Osmín [20], y Valcárcel [70] en las que se analizan más profundamente la selección y evaluación de compresores, donde se tomaron en consideración regímenes diferentes a los de diseño. Los dos investigadores, desarrollan sus trabajos mediante el empleo de la computación y se obtienen los modelos del comportamiento de varios indicadores técnicos fundamentales para una amplia zona de capacidad de frío, así como la identificación de las características técnicas de los compresores, y la evaluación térmica para cualquier régimen de explotación.

Valcárcel, expone el reacondicionamiento de los compresores para mejorar el comportamiento mecánico y energético en las condiciones reales de explotación en Cuba. El autor logra incrementos de la capacidad frigorífica y la disminución de las pérdidas en los orificios de los platos de válvulas a partir del aumento del diámetro de los mismos. Sus resultados son de gran utilidad para alargar de forma eficiente la vida útil de los equipos, pero, al igual que Osmín, su aplicación fundamental fue en compresores de tipo semihermético (compresores comerciales PRESTCOLD, H2 y ACMARMETIC).

Lamentablemente, los resultados y las condiciones de ensayo en las que se realizaron dichas investigaciones no abarcan las características de funcionamiento de los motocompresores herméticos. En fin, ninguna de las investigaciones precedentes en el país analiza el comportamiento del compresor hermético bajo las condiciones reales de funcionamiento existente en el país.

A esta decepcionante situación se le puede hacer frente mediante el sistema de pruebas para la fiabilidad de los motocompresores herméticos propuesta por Arencibia en el 2004; sin embargo en nuestro país no existe el equipamiento necesario para implementarlo, ocurre además que no basta con tener las herramientas con las que se van a realizar las mediciones se necesita además de un laboratorio certificado por las normas ISO.

A lo expuesto en el párrafo anterior hay sumarle el hecho de que en la actualidad la realización de esta clase de pruebas resultan en extremo costosas, no solo para un país como el nuestro, sino para todos en general. De ahí que la simulación de dichas pruebas sobre las base de modelos matemáticos se haya convertido en una alternativa mundialmente utilizada.

#### **1.4 Características generales de los modelos matemáticos utilizados para la evaluación de los motocompresores**

En la actualidad existe gran diversidad de sistemas y ambientes donde se emplean los refrigeradores domésticos. Los motocompresores herméticos que en ellos se utilizan son incapaces de satisfacer todos los requerimientos, aún los de las firmas más prestigiosas debido, además, a que deben construirse bajo determinados estándares y ser evaluados según las normas elaboras que garanticen un comportamiento dado en cuanto a capacidad frigorífica, eficiencia, temperatura del devanado, arranque a bajo voltaje y otros.

Para garantizar todos esos requisitos es necesario realizar pruebas para el control de la fiabilidad de los motocompresores herméticos que contemple las

condiciones de explotación existentes en Cuba. Tales pruebas se realizan con ayuda del calorímetro, anexo 1.

Sin embargo, como ya se planteó, acometer dichas pruebas resulta en la práctica muy costoso, de ahí que el calorímetro se haya visto reemplazado por modelos matemáticos condensados, por clara necesidad, en softwares.

La utilización del ordenador para la simulación constituye una herramienta tanto para el profesional como para el investigador o estudiante que la utilice pues permite recalcular el sistema de manera muy sencilla bajo diferentes condiciones de funcionamiento, lo cual resulta muy útil cuando se desea estudiar la influencia de algún parámetro específico en el funcionamiento del sistema así como llevar a cabo estudios de optimización [57].

En el campo de la refrigeración existen modelos matemáticos que permiten resolver un gran número de ciclos predefinidos, donde es posible modificar ciertos datos así como fluido refrigerante. Tales modelos se han condensado en programas informáticos y suelen ser muy robustos por el propio hecho de resolver problemas con ciclos predefinidos donde se pueden hacer ciertos cambios, pudiéndose además programar un método de solución fiable y contrastado [57].

Generalmente las simulaciones realizadas suelen ser para sistemas concretos y con fluidos refrigerante específicos, permitiéndose en estos casos la modificación de los valores de los datos de entrada pero siendo el tipo de datos

a introducir predefinidos. La mayor parte de las simulaciones por ordenador encontradas en la bibliografía obedecen al perfil anterior, aunque existen programas informáticos más ambiciosos que permiten simular un mayor número de sistemas bajo diversas condiciones de trabajo y distintos fluidos refrigerantes [22].

Estos modelos matemáticos son, en cierto modo, bases de datos gigantescas a la cual el usuario accede para seleccionar uno o varios componentes del refrigerador domésticos.

Otros tipos de programas tienen como objetivo que el propio usuario defina los parámetros que gobernarán el sistema que él está interesado en resolver. Tales softwares por lo general cuentan con una interfaz gráfica amigable y fácil de utilizar, la cual permite definir de manera gráfica el sistema a estudiar mediante componentes que ya están montados en el programa [57].

La ventaja de este tipo de softwares es que el número de sistemas que el usuario puede definir es, en principio, ilimitado. Sin embargo presentan el inconveniente de que la resolución numérica es mucho más compleja pudiendo ocurrir que el usuario defina un sistema tal que no tenga solución o que la solución del sistema rebase, por así decirlo, la capacidad de resolución del modelo matemático sobre el cual opera el programa informático [57].

Por otra parte el refrigerador doméstico puede modelarse asumiendo que se compone de dos elementos, el mueble o cabina y el sistema de compresión de vapor [34].

Hermes y Melo en el 2008 desarrollaron un modelo matemático para simular el comportamiento global de un refrigerador doméstico de dos compartimientos, sin embargo la mayor dificultad del mismo radica en las altas demandas de tipo computacional que el mismo demanda [36].

Por esta razón Goncalves desarrolló en el 2009 un modelo matemático basado en el concepto de estado estacionario, lo cual simplificaba notablemente el modelo pero el hecho de considerar que los parámetros que caracterizan el funcionamiento del refrigerador no cambian con el tiempo provoca que este modelo solo pueda arrojar resultados aceptables para aquellas magnitudes y variables que permanezcan invariable [36].

Las limitaciones de los dos modelos matemáticos anteriormente presentados dieron lugar a que en el 2012 Martínez – Ballester desarrollara un modelo matemático para predecir el comportamiento global de un refrigerador no frost, el cual se elaboró bajo la idea de los estados cuasi – estacionarios. Lamentablemente la validación del modelo se realizó en una cámara donde la temperatura se mantuvo constante e igual a 25 °C.

Se ha de reconocer, que pese a la existencia de diversos modelos matemáticos, todos muestran claras limitaciones ya sea por el costo

computacional o porque se acogen a las condiciones establecidas para los ensayos calorimétricos.

Como ya se vio en el epígrafe 1.2 de este capítulo las condiciones que se establecen en las normas, tanto nacionales como internacionales, para los ensayos calorimétricos de los motocompresores herméticos no logran abarcar las existentes en países de clima tropical.

Razón por la cual nuestro país se muestra desarmado para realizar la evaluación y selección de los motocompresores herméticos a importar, pues por un lado no contamos con el equipamiento experimental certificado para realizar los ensayos calorimétricos, y por otro, los modelos matemáticos que han sido condensados en los programas informáticos que actualmente se utilizan no contemplan las condiciones climáticas reales de un país tropical.

## **1.5 Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor**

Toda máquina frigorífica opera mediante un ciclo inverso, es decir, en sentido antihorario, de manera que la sustancia de trabajo se mueve por un circuito cerrado experimentando durante su recorrido contracciones y expansiones, resultando que al final de cada ciclo la sustancia de trabajo ha extraído una cierta cantidad de calor de una región de menor temperatura respecto a la zona hacia la cual la llevó, en otras palabras en cada ciclo se “mueve” energía en forma de calor de un foco que se mantiene a baja temperatura a otro que está a una temperatura más elevada, ver figura 4.

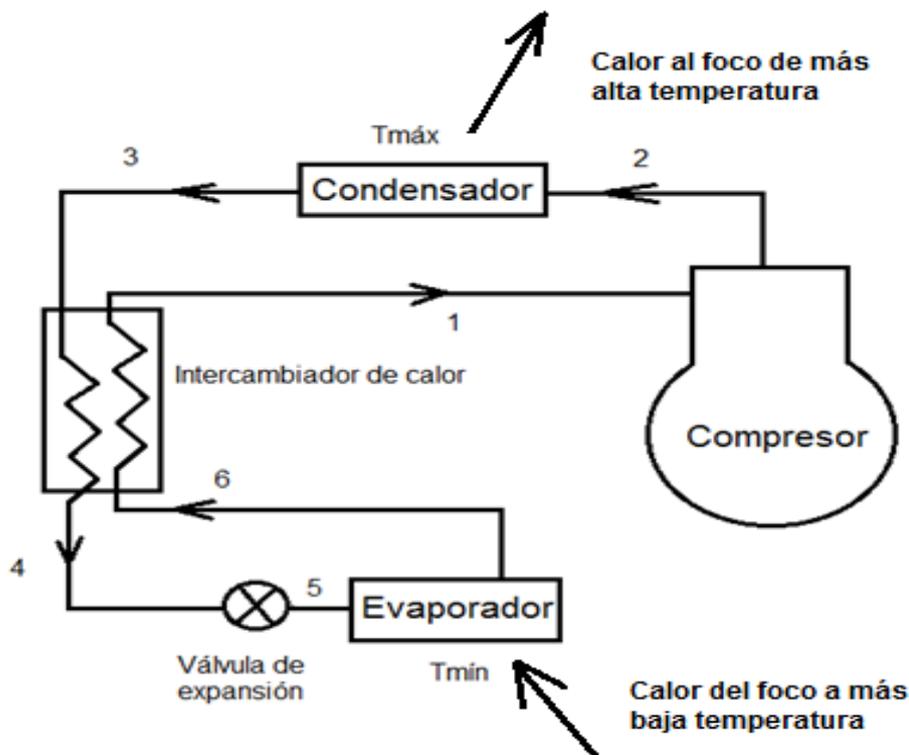


Figura 4 ciclo de compresión de vapor.

En la literatura se puede encontrar varios métodos de refrigeración, sin embargo desde el punto de vista comercial el ciclo de más importancia es el de compresión de vapor [58]; en este la sustancia de trabajo (líquido refrigerante) se evapora y condensa alternativamente.

De manera sencilla podemos definir la condensación como la remoción del calor de un sistema, convirtiéndose el vapor en líquido. Siendo la evaporación el proceso contrario, o sea, esta se produce cuando a cierta masa de líquido se le suministra calor pasando dicho líquido a la fase de vapor.

Si el ciclo de compresión de vapor mostrado en la figura 4 se lleva a un diagrama presión contra entalpía tomará la forma mostrada en la figura 1, con

la diferencia de que por razones técnicas el refrigerante debe sufrir un recalentamiento antes de entrar al motocompresor hermético [58], ver figura 5.

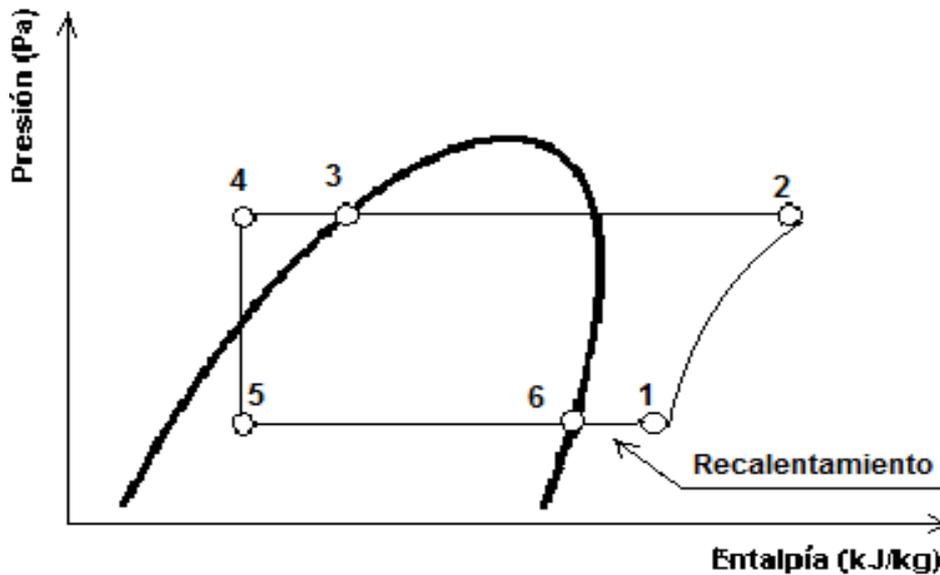


Figura 5 ciclo real de compresión de vapor.

El único efecto útil de este ciclo tiene lugar en el proceso 5 – 6, pues es en este en el cual se extrae calor de la zona que permanece a baja temperatura, ya que la finalidad de todo ciclo de refrigeración no es otra que enfriar, ya sea, un cuerpo o una zona. A la cantidad de calor que es extraída en cada ciclo se le denomina efecto refrigerante y debido a que este proceso se desarrolla en el evaporador la expresión para calcularlo es la siguiente:

$$\Delta\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta t_{MLDT} \quad (1)$$

donde,

$U$  es el coeficiente global de transferencia de calor en  $W/m^2 \cdot K$ .

$A$  área total de transferencia de calor en  $m^2$ .

$\Delta t_{MLDT}$  es la diferencia media logarítmica de temperatura en K.

Es bueno aclarar que aunque se haya hablado de la cantidad de calor que se extrae en el proceso 5 – 6, dadas las unidades de las magnitudes que se utilizan para su cálculo, se trata de potencia calorífica, y para indicarlo se le coloca un punto sobre la letra que denota el efecto refrigerante.

Como ya se vio, en todo ciclo inverso se “transporta” energía calorífica desde un foco cuya temperatura es menor que la del otro hacia el cual dicha forma de energía “viaja”. Pero esto va en contra de nuestro sentido común pues sabemos que el calor se “mueve” desde el cuerpo de mayor temperatura hasta aquel que posee el menor valor, de manera que para lograr el enfriamiento de la manera aquí descrita se necesita realizar trabajo.

Este trabajo se realizará en el proceso 1 – 2 y el encargado de acometerlo es el motocompresor hermético, la fórmula para conocer su magnitud es la siguiente:

$$W = h_2 - h_1 \quad (2)$$

donde,

$h_2$  es la entalpía del punto número 2 dada en kJ/kg.

$h_1$  es la entalpía del punto número 1 dada en kJ/kg.

Debido a que las entalpías están dadas en unidades de energía por unidades de masa el trabajo de compresión también lo estará, de ahí que en este caso se le conozca como trabajo de compresión específico.

El trabajo de compresión se puede calcular además por la siguiente ecuación:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

donde,

$\dot{m}$  es el gasto másico de refrigerante dado en kg/s.

$\dot{W}$  es la potencia de compresión dada en kJ/s.

El calor absorbido por el refrigerante en el proceso 5 – 6 es liberado en el proceso 2 – 3 y tiene lugar en el condensador que al igual que el evaporador es un intercambiador de calor, luego la expresión para la cantidad de calor que se cede es la que sigue:

$$\Delta \dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta t_{MLDT} \quad (4)$$

donde,

$U$  es el coeficiente global de transferencia de calor en W/m<sup>2</sup>·K.

$A$  área total de transferencia de calor en m<sup>2</sup>.

$\Delta t_{MLDT}$  es la diferencia media logarítmica de temperatura en K.

A todas estas potencias caloríficas en el lenguaje técnico se le conocen también como capacidad frigorífica y se suelen expresar tanto en calorías por hora (cal/h) como en toneladas de refrigeración (ton), sin embargo nos hemos acogido al Sistema Internacional de Unidades.

Dado que toda máquina frigorífica consume energía es de esperar que exista un indicador que nos muestre qué también dicha máquina utiliza la energía que se le suministra, tal indicador es el C.O.P. cuyas siglas significan coeficiente de performance y se define de la manera siguiente:

$$C.O.P. = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} (5)$$

donde,

$h_3$  es la entalpía del punto 3 dada en kJ/kg.

## **1.6 Análisis energético del ciclo de compresión de vapor**

Como ya se ha visto los fabricantes de motocompresores herméticos, en general, se rigen por normas internacionales donde se establecen condiciones de ensayo tales, que no se corresponden con las reales de explotación. Por otro lado se tiene que existe una estrecha relación entre la temperatura ambiente y la de condensación, ocurriendo que la segunda está condicionada por la primera de manera que un aumento de la temperatura ambiente provoca la elevación del valor de la temperatura de condensación.

Esta situación provoca que se produzca una reducción en el efecto refrigerante de la máquina frigorífica, ver figura 6, y por consiguiente el C.O.P. va a disminuir, ver ecuación 5.

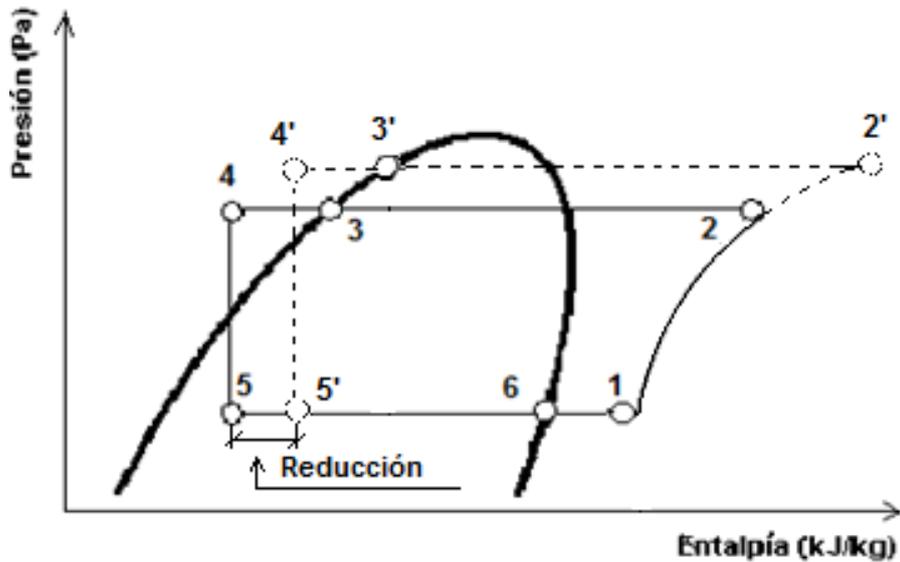


Figura 6 reducción del efecto refrigerante provocado por un aumento de la temperatura ambiente.

Al disminuir el C.O.P. la máquina frigorífica se hace menos eficiente, lo cual implica que no se está aprovechando la energía que se le suministra de acuerdo a lo declarado por el fabricante. No se debe perder de vista que esta situación se produce, no porque la máquina no sea eficiente desde el punto de vista energético, sino porque está operando bajo condiciones para las cuales no fue diseñada.

La implicación de lo señalado es que se está haciendo un mal uso de la energía entregada a la máquina frigorífica, en otras palabras, se está derrochando. La energía consumida por los refrigeradores que tenemos en nuestro país es eléctrica, de manera que esta situación conduce a que se estaría malgastando el petróleo y con ello dinero.

En la actualidad ningún país del mundo se puede dar el lujo de hacer un uso deficiente de la energía eléctrica debido a que en su mayor parte esta es generada a partir de fuentes energéticas no renovables como lo es el petróleo. Hoy ya es un hecho el que el petróleo se agotará en el futuro, siendo esto irreversible, es decir independientemente de las medidas que se tomen.

Tal situación ha motivado que los esfuerzos de todos los países vayan dirigidos a encontrar nuevas fuentes de energía, a desarrollar aquellas ya conocidas así como a hacer un mejor uso de las existentes.

## **CONCLUSIONES** del capítulo:

- 1- La temperatura ambiente máxima en Cuba supera a la establecida en las condiciones de ensayo por las normas internacionales.
- 2- No se cuenta con un laboratorio certificado para la realización de pruebas del motocompresor hermético y tales pruebas son muy costosas.
- 3- Existe en Cuba una amplia variedad de equipos de refrigeración doméstica instalados, los cuales operan fuera de los regímenes de trabajo previstos y presentan un sobre consumo energético.
- 4- El nivel de roturas de los motocompresores herméticos de refrigeración doméstica está muy por encima de lo establecido por los estándares internacionales.
- 5- Los softwares para evaluar los motocompresores herméticos LBP y LST operan sobre la base de un modelo matemático gobernado por las condiciones de ensayo establecidas por las normas internacionales.
- 6- No se cuenta con un modelo matemático que teniendo en cuenta las condiciones de países de clima tropical, permita evaluar los motocompresores herméticos LBP y LST.

*CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS PARA ELABORAR  
EL MODELO MATEMÁTICO*

## **CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS PARA ELABORAR EL MODELO MATEMÁTICO**

En este capítulo se realiza una descripción del algoritmo que se siguió para la elaboración del modelo matemático, el cual nos permitirá un mejor acercamiento al verdadero comportamiento de un motocompresor hermético operando en condiciones de países tropicales.

De manera que este permitirá validar a priori la idoneidad del equipo para trabajar en condiciones reales de explotación, distinguir las ventajas y desventajas entre equipos, discriminar e incluso excluir aquellos, que por su capacidad frigorífica, no puedan operar en las condiciones existentes en el país, y por supuesto, seleccionar los que brinden una mayor probabilidad de éxito en su vida útil.

### **2.1 Ecuaciones para la entalpía y entropía de los puntos notables del diagrama presión vs entalpía**

La definición formal de entalpía requiere escribir el primer principio de la Termodinámica en forma diferencial como sigue:

$$\delta Q = dU + PdV \quad (1)$$

Si ahora aplicamos esta ecuación a un proceso isobárico podemos escribir la expresión anterior de la siguiente manera:

$$\delta Q = d(U + PV) \quad (2)$$

Obsérvese que la magnitud encerrada dentro del paréntesis es un diferencial total y se puede demostrar que es también una función de estado. Es precisamente a dicha función de estado a la que se le ha dado el nombre de entalpía (H), en muchos libros de Termodinámica técnica esta magnitud física se representa no con letra mayúscula sino con minúscula por estar referida a la unidad de masa.

Por otra parte se tiene que la entalpía puede considerarse como función de cualquier par de las variables macroscópicas P, V y T (presión, volumen y temperatura respectivamente) [76].

Con el objetivo de deducir una expresión más cómoda, desde el punto de vista técnico, para el cálculo de la entalpía se escogerán a la temperatura y la presión como variables independientes, luego  $h = h(T, P)$ .

Obsérvese que estamos frente a una función de varias variables luego su diferencial total quedaría como sigue:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \quad (3)$$

Utilizando la relación de Maxwell  $\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = -\left(\frac{\partial S}{\partial P}\right)_T$ , sabiendo además que

$C_p = \left(\frac{dh}{dT}\right)_T$  y haciendo algunas transformaciones llegamos a:

$$dh = C_v dT + d(PV) - [P - \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V T]dV \quad (4)$$

Se tendría entonces que integrar dicha expresión para poder saber el valor de la entalpía, veamos cómo quedarían las expresiones para el cálculo del primer y cuarto sumando respectivamente:

$$\int_{T_0}^T C_v dT = A_{CV} T + \frac{A_{CV} T^2}{2} + \frac{A_{CV} T^3}{3} + \frac{A_{CV} T^4}{4} - \frac{A_{CV}}{T} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = & \frac{R}{V-b} + \frac{B_2 - C_2 \left(\frac{\mu k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}} + \frac{3v}{T^4}\right)}{(V-b)^2} + \frac{B_3 - C_3 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{(V-b)^3} + \\ & + \frac{B_4 - C_4 \left(\frac{\mu k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}} + \frac{3v}{T^4}\right)}{(V-b)^4} + \frac{B_5 - C_5 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{(V-b)^5} + \frac{B_6 - C_6 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{e^{av}(1 + C' e^{av})} \end{aligned} \quad (6)$$

La dificultad de emplear estas ecuaciones va más allá de la complejidad matemática a la hora de sustituir los valores para realizar los cálculos, está más bien dada por la gran cantidad de constantes que en ellas aparecen; expresiones similares se obtienen para la entropía:

$$ds = \frac{C_v}{T} dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V dV \quad (7)$$

$$\int_{T_0}^T \frac{C_v}{T} dT = A_{CV} \ln T + A_{CV} T + \frac{A_{CV} T^2}{2} + \frac{A_{CV} T^3}{3} + \frac{A_{CV}}{2T^2} \quad (8)$$

$$\int_{V_0}^V \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) dV = R \ln(V - b) - \frac{B_2 - C_2 \left( \frac{\mu k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}} + \frac{3v}{T^4} \right)}{(V-b)} - \frac{B_3 - C_3 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{2(V-b)^2} - \frac{B_4 - C_4 \left( \frac{\mu k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}} + \frac{3v}{T^4} \right)}{3(V-b)^3} - \frac{B_5 - C_5 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{4(V-b)^4} + \frac{B_6 - C_6 \frac{k}{T_c} e^{-\frac{kT}{T_c}}}{a} \quad (9)$$

Tales constantes toman valores diferentes para distintos gases y en general no están disponibles; sin embargo las ecuaciones aquí presentadas son utilizadas por el Instituto Internacional del Frío para la confección de tablas y diagramas donde aparecen las propiedades de los distintos gases [52]. De hecho tales tablas brindan una salida para la problemática planteada.

De manera que las propiedades de los puntos del diagrama presión contra entalpía están tabulados, pero los valores de las propiedades que en esta aparecen se comportan de manera discreta como era de esperar. De ahí la necesidad de utilizar polinomios interpoladores.

## 2.2 Forma polinomial de las ecuaciones de entalpía y entropía

Para buscar la entalpía y la entropía de los puntos notables del diagrama presión contra entalpía, ver figura 5, se utilizó el método de interpolación de Lagrange debido a que los valores de las distintas variables termodinámicas que aparecen tabulados se comportan de manera discreta. Sin embargo como no se logró obtener los valores de entalpía para el líquido subenfriado el diagrama considerado en esta tesis así como los puntos notables son los siguientes:

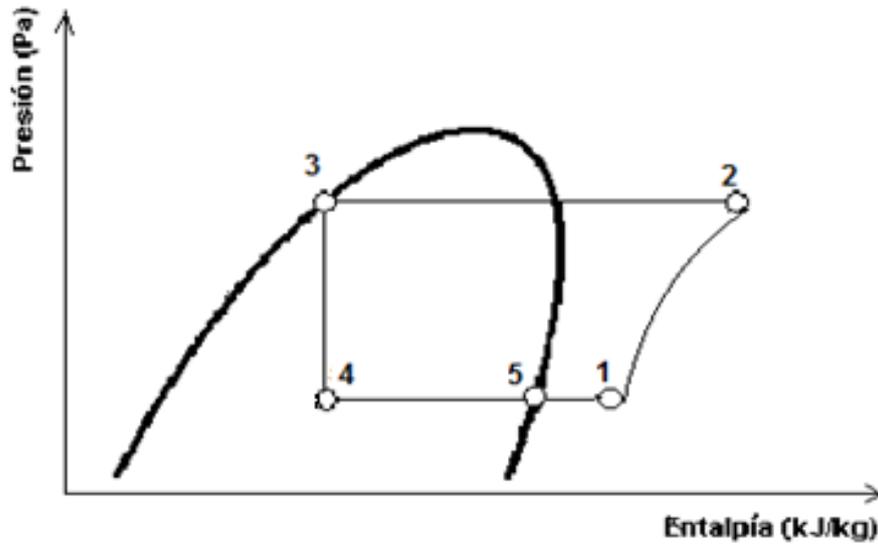


Figura 7 diagrama presión contra entalpía sin subenfriamiento del refrigerante.

La entalpía, la entropía y la presión de estos cinco puntos en función de la temperatura tienen la forma siguiente [3]:

$$h(t) = L_0(t) \cdot h_0 + L_1(t) \cdot h_1 + \dots + L_n(t) \cdot h_n \quad (10)$$

$$L_0(t) = \frac{(t-t_1) \cdot (t-t_2) \cdot \dots \cdot (t-t_n)}{(t_0-t_1) \cdot (t_0-t_2) \cdot \dots \cdot (t_0-t_n)} \quad (11)$$

De manera análoga se definen los  $L_n(t)$ .

$$s(t) = L_0(t) \cdot s_0 + L_1(t) \cdot s_1 + \dots + L_n(t) \cdot s_n \quad (12)$$

Con lo cual se obtienen expresiones para la entalpía, la entropía y la presión de grado cinco que en general tienen la forma siguiente:

$$h_{(t)} = a \cdot t^5 + b \cdot t^4 + \dots + f \quad (13)$$

$$s_{(t)} = a' \cdot t^5 + b' \cdot t^4 + \dots + f' \quad (14)$$

$$P_{(t)} = a'' \cdot t^5 + b'' \cdot t^4 + \dots + f'' \quad (15)$$

## **2.3 Procedimiento para encontrar la entalpía y la entropía de los puntos notables del diagrama presión vs entalpía**

### **2.3.1 Entalpía y presión del punto cinco**

El punto por donde se comienza a trabajar es el cinco, de este necesitamos el valor de su entalpía y el de la presión, de manera que podemos prescindir de su entropía. Para acometer los cálculos lo primero que debe fijarse es el refrigerante que utilizará la máquina frigorífica, en este punto se debe aclarar que solo se encontraron los datos tabulados para la fase líquido – vapor saturados y del vapor recalentado para los refrigerantes freón 12 y 134a.

Una vez que se ha declarado el refrigerante se comenzaron los cálculos por el punto cinco, como ya se indicó, dado que este está en la línea del vapor saturado se trabajó con la columna del vapor de la tabla para la fase líquido – vapor saturado; por lo general el fabricante declara la temperatura de evaporación de manera que esta se utilizó para entrar a la tabla y localizar su correspondiente valor de entalpía.

Sin embargo puede ocurrir que el valor de la temperatura de evaporación dado por el fabricante no coincida con ningún valor de la tabla, para salvar esta situación se interpoló, y para ello se utilizó la siguiente expresión:

$$h = h_1 - \frac{(t_1-t) \cdot (h_1-h_2)}{t_1-t_2} \quad (16)$$

donde,

$t$  es la temperatura de evaporación declarada por el fabricante.

$t_1$  es la temperatura inmediata superior a  $t$ .

$h_1$  es la entalpía que le corresponde a  $t_1$ .

$t_2$  es la temperatura inmediata inferior a  $t$ .

$h_2$  es el valor de entalpía que le corresponde a  $t_2$ .

Para encontrar la presión del punto cinco cuando el valor de la temperatura de evaporación declarado por el fabricante no coincide con ningún valor de la tabla se utilizó la siguiente expresión:

$$P = P_1 - \frac{(P_1-P_2) \cdot (t_1-t)}{t_1-t_2} \quad (17)$$

donde,

$t$  es la temperatura de evaporación declarada por el fabricante.

$P_1$  es la presión inmediata superior a  $P$ .

$h_1$  es la entalpía que le corresponde a  $P_1$ .

$P_2$  es la presión inmediata inferior a  $P$ .

$h_2$  es la entalpía que le corresponde a  $P_2$ .

Puede suceder además que el fabricante no proporcione el valor de la temperatura de evaporación sino el de la presión y si este valor no coincidiera con ninguno de los valores de presión bastaría utilizar la siguiente expresión para buscar su correspondiente valor de temperatura:

$$t = t_1 - \frac{(t_1 - t_2) \cdot (P_1 - P)}{P_1 - P_2} \quad (18)$$

donde,

$P$  es la presión de evaporación dada.

$P_1$  es la presión inmediata superior a  $P$ .

$t_1$  es la entalpía que le corresponde a  $P_1$ .

$P_2$  es la presión inmediata inferior a  $P$ .

$t_2$  es la entalpía que le corresponde a  $P_2$ .

De manera análoga se procedió para la situación en que lo que se tenga sea la presión de condensación y no la temperatura.

Hemos considerado estas expresiones para el cálculo de la entalpía del punto cinco y no hemos utilizado el método de Lagrange pues el polinomio encontrado por este método tendría una gran cantidad de términos, por otro lado, se aprovechó que los datos de la tabla poseen un paso de magnitud igual a la unidad con lo cual el error absoluto de interpolación para el caso en cuestión sería de un 0,0011 kJ/kg.

Lo dicho en el párrafo anterior es válido para el refrigerante 12 pero no aplica para el 134a dado que el paso de los datos tabulados para la fase líquido – vapor saturado es mayor que la unidad, de ahí que se haya utilizado el método de Lagrange.

No se debe perder de vista que mientras más complejas sean las expresiones, el software necesitaría más tiempo para realizar los cálculos, lo cual afectaría el tiempo de respuesta de este pudiendo incluso congelarse el sistema operativo sobre el cual corre el programa informático.

### **2.3.2 Entalpía y entropía del punto uno**

Con el procedimiento explicado en el subepígrafe anterior se logró resolver el punto cinco, esto es calcular su valor de entalpía para cualesquiera temperatura o presión de evaporación, pasemos ahora a encontrar la entalpía y la entropía del punto uno.

Se debe tener en mente que el punto uno, ver figura 7, se encuentra en la zona del vapor recalentado, luego los valores de entalpía y entropía se localizaron en la tabla para el vapor recalentado. Para ello se necesita del valor de la presión del punto uno, sin embargo de la figura 7 se desprende que los puntos cinco y uno se encuentran a una misma presión, no se debe perder de vista que la presión del punto cinco quedó determinada en el subepígrafe 2.3.1.

Además de la presión del punto uno se requieren los grados Celsius de recalentamiento a que se somete el refrigerante, así la temperatura del punto en cuestión sería igual a la suma de la temperatura del punto cinco y la

magnitud del recalentamiento; para mayor claridad expresemos esta idea en lenguaje matemático como sigue:

$$t_1 = t_5 + \Delta t \quad (19)$$

donde,

$t_5$  es la temperatura del punto cinco.

$\Delta t$  son los grados de recalentamiento.

$t_1$  es la temperatura del punto uno.

Luego se localiza tal valor de presión en la tabla del vapor sobrecalentado; sin embargo como los valores de presión que aparecen en esta tabla tienen solo un lugar decimal y los valores de presión que están en la tabla de la fase líquido – vapor saturados presentan cinco lugares decimales nunca habrá coincidencia.

Por tanto se tomaron dos puntos, ver figura 8, uno cuyo valor de temperatura superó en cinco grados Celsius la temperatura del punto uno y cuyo valor de presión fue el inmediato superior respecto a la presión del punto uno (punto 1''), de acuerdo con los valores que aparecen en la tabla. El otro punto (punto 1') que se tomó tuvo un valor de temperatura menor en cinco grados Celsius y un valor de presión tal que era el inmediato inferior.

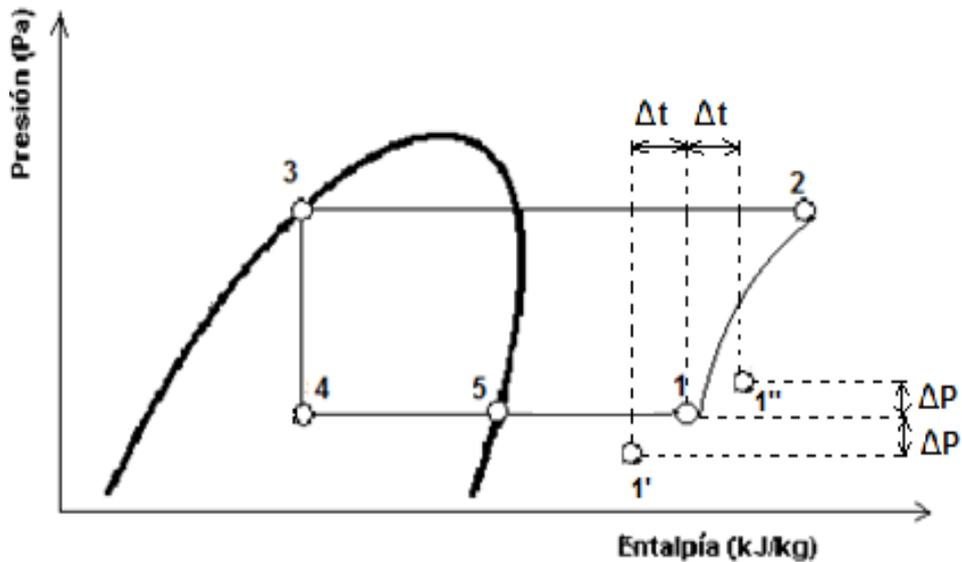


Figura 8 fundamento geométrico del procedimiento para encontrar la entalpía y la entropía del punto 1.

Los puntos uno prima y uno biprima se tomaron con una temperatura de menos cinco y más cinco grados Celsius debido a que se encontró que bajo esta condición se obtenían los resultados más exactos posibles.

Luego los valores de temperatura encontrados por la vía descrita en el párrafo anterior, se introdujeron en polinomios  $h(t)$  y  $s(t)$  para su correspondiente valor de presión; tales polinomios se obtuvieron empleando el método de interpolación de Lagrange y tienen la forma de las ecuaciones (13) y (14), quedando el punto uno resuelto de tal manera.

Es necesario aclarar que los valores para las distintas variables termodinámicas para el vapor sobrecalentado se extrajeron del Moran [40], dichos valores vienen organizados de manera tal que para cada presión de saturación existe un conjunto de valores de temperaturas; sin embargo tales

valores de temperaturas no sobrepasan la docena y barren un amplio intervalo de temperaturas.

Este hecho hizo que no se pudiera aplicar la expresión (16) de manera que se tuvo necesariamente que deducir un polinomio  $h_{(t)}$  y  $s_{(t)}$  para la entalpía y la entropía respectivamente y hacerlo para cada valor de presión de saturación; todo esto con el objetivo de minimizar los errores asociados con la interpolación.

Utilizando el algoritmo descrito en este subepígrafe se obtuvo un error absoluto de interpolación para este punto igual a 0,025 kJ/kg.

La razón por la cual se precisa del valor de la entropía del punto uno es que tal punto es el que se conecta con el punto dos y como el proceso 1 – 2 es isoentrópico quedaría determinada la entropía de este último, en el siguiente subepígrafe se explicará cómo se utilizó esta condición, la igualdad de la entropía del punto uno y el dos, para determinar la entalpía de dicho punto.

### **2.3.3 Entalpía del punto dos**

Como se vio en el subepígrafe anterior ya se tiene el valor de la entropía del punto dos, además de este, contamos también con la temperatura del punto en cuestión, es decir, tenemos la temperatura de condensación declarada por el fabricante.

Luego se utilizó la condición de igualdad de la entropía de los puntos uno y dos evaluando la temperatura de este último en cada uno de los polinomios  $s_{(t)}$  para

ver con cuál coincidía; una vez que se localizó la coincidencia se tomó el valor de entalpía dado por el polinomio  $h(t)$ .

Sin embargo suele suceder que no tiene lugar la coincidencia, en tal caso se tomó el valor inmediato superior de entropía y el inmediato inferior respecto a la entropía del punto dos así como sus respectivos valores de entalpía y se aplicó la siguiente expresión:

$$h = h_1 - \frac{(s_1 - s) \cdot (h_1 - h_2)}{s_1 - s_2} \quad (20)$$

donde,

$s_1$  es la entropía inmediata inferior a la entropía del punto dos.

$h_1$  es la entalpía asociada al valor de entropía  $s_1$ .

$s_2$  es la entropía inmediata superior a la entropía del punto dos.

$h_2$  es la entalpía asociada al valor de entropía  $s_2$ .

El valor de entalpía encontrado por la expresión anterior para el caso en cuestión tiene un error absoluto de 0,67 kJ/kg lo cual es inaceptable debido a que este se va propagando a través de las fórmulas que se utilizan para los cálculos de los distintos parámetros asociados con las bondades que puede brindar una determinada máquina frigorífica y dado su magnitud la diferencia entre, por ejemplo el trabajo de compresión, calculado por el procedimiento que se ha descrito con el aceptado sería apreciable.

Por tal motivo se tuvo que introducir un factor de corrección de manera que una vez que se calculó el valor de entalpía del punto dos por el procedimiento descrito se multiplicó por dicho factor, obteniéndose un error absoluto de interpolación de 0,052 kJ/kg.

Con todo lo explicado en este subepígrafe quedó resuelto el punto número dos del diagrama presión contra entalpía.

#### **2.3.4 Entalpía de los puntos tres y cuatro**

El punto tres del diagrama presión contra entalpía, ver figura 8, tiene la misma temperatura que el punto dos, pero está sobre la línea del líquido saturado, luego, con su valor temperatura se fue a la tabla donde aparecen los datos de las distintas magnitudes termodinámicas para la fase líquido – vapor saturados y se localizó su correspondiente valor de entalpía.

No obstante cabe esperar que el valor de temperatura del punto tres no aparezca en la tabla en tal caso se consideró la expresión número (16), subepígrafe 2.3.1. El error absoluto de interpolación que se obtuvo para este punto es el mismo que para el punto cinco.

Para el caso del refrigerante 134a, como ya se explicó en el subepígrafe 2.3.1, no se utilizó la expresión (16) sino un polinomio interpolador  $h_{(t)}$ .

De tal manera quedó resuelto el punto tres y también el cuatro pues ellos corresponden a un proceso isoentálpico, lo cual se desprende del diagrama presión contra entalpía, ver figura 8.

## **2.4 Deducción de la ecuación para el cálculo de la capacidad frigorífica. Criterio de selección para motocompresores**

Como ya se analizó en el capítulo uno los fabricantes de motocompresores herméticos basan sus pruebas sobre las condiciones de ensayo de normas internacionales, en las cuales no se contemplan las condiciones reales en las que estos se explotan en países de clima tropical. Se conoce además que al aumentar la temperatura del ambiente donde se encuentra la máquina frigorífica se produce un descenso del efecto refrigerante y por ende se producen pérdidas energéticas.

De ahí que se necesite de un criterio bajo el cual seleccionar el motocompresor hermético que más se ajuste a las condiciones de países tropicales operando este en un ambiente de temperatura cambiante; en esta tesis se consideró el rango de 32 °C a 40 °C de temperatura ambiente.

El criterio que se estableció para seleccionar el motocompresor hermético fue el siguiente: si el motocompresor hermético operando en condiciones de países tropicales sufre una pérdida de su capacidad menor o igual al diez por ciento de la capacidad declarada por el fabricante para la temperatura ambiente máxima de 32 °C, será seleccionado.

Para implementar los cálculos necesarios para poner en práctica el criterio de selección establecido por el autor de esta tesis se necesita que el fabricante proporcione los siguientes datos:

- ✓ Temperatura de condensación, para la temperatura ambiente de 32 °C.

- ✓ Temperatura de evaporación, para la temperatura ambiente de 32 °C.
- ✓ Temperatura de salida del condensador, para la temperatura ambiente de 32 °C.
- ✓ Capacidad del motocompresor hermético, para la temperatura ambiente de 32 °C.

No se debe perder de vista que lo que se quiere es conocer la capacidad que tendría el motocompresor hermético una vez que se explote en un ambiente cuya temperatura rebase los 32 °C, para ello se utilizaron las siguientes expresiones [58]:

$$C_{comp} = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (21)$$

$$C'_{comp} = m' \cdot (h'_2 - h_1) \quad (22)$$

$$m = \frac{V}{V_e} \quad (23)$$

$$m' = \frac{V}{V'_e} \quad (24)$$

donde,

$C'_{comp}$  es la capacidad del motocompresor hermético para una temperatura ambiente mayor de 32 °C.

$C_{comp}$  es la capacidad del motocompresor hermético declarada por el fabricante para la temperatura ambiente máxima de 32 °C.

$h_1$  es la entalpía del punto uno del diagrama presión contra entalpía para 32 °C, su valor se determinó con la temperatura de evaporación declarada por el fabricante y se fijó como una constante.

$h_2$  es la entalpía del punto dos del diagrama presión contra entalpía para 32 °C, su valor se determinó con la temperatura de condensación declarada por el fabricante.

$h'_2$  es la entalpía del punto dos del diagrama presión contra entalpía pero ahora para una temperatura ambiente mayor de 32 °C.

$m$  es la masa de refrigerante que llega al punto dos del diagrama presión contra entalpía para una temperatura ambiente de 32 °C.

$m'$  es la masa de refrigerante que llega al punto dos del diagrama presión contra entalpía para una temperatura ambiente mayor de 32 °C.

$V$  es el volumen total de refrigerante.

$V_e$  es el volumen específico de refrigerante asociado a  $m$ .

$V'_e$  es el volumen específico asociado a  $m'$ .

Combinando las expresiones (21), (22), (23) y (24) se llega a la ecuación que se empleó para el cálculo de la capacidad del motocompresor hermético, a esta se llegó considerando la variación de la masa de refrigerante provocada únicamente por el cambio en el volumen específico del mismo:

$$C'_{comp} = \frac{V_e}{V'_e} \cdot \frac{h'_2 - h_1}{h_2 - h_1} \cdot C_{comp} \quad (25)$$

Para relacionar la temperatura ambiente con la temperatura de condensación se consideró la siguiente expresión [58], tal ecuación posibilita cuantificar la temperatura de condensación para cualquier temperatura ambiente:

$$t'_{cond} = \frac{t'_{amb} - \left( e^{\frac{t_{sal} - t'_{amb}}{\Delta t_{MLDT}}} \right) \cdot t_{sal}}{1 - e^{\frac{t_{sal} - t'_{amb}}{\Delta t_{MLDT}}}} \quad (26)$$

donde,

$t'_{amb}$  es la nueva temperatura ambiente, superior a 32 °C.

$t'_{cond}$  es la nueva temperatura de condensación, correspondiente a  $t'_{amb}$ , con la cual se determinó  $h'_2$ .

$t_{sal}$  es la temperatura con que sale el refrigerante del condensador, se fijó como una constante.

$\Delta t_{MLDT}$  es la diferencia logarítmica media de temperatura, se fijó como una constante.

La diferencia logarítmica media de temperatura se calcula de la siguiente manera [58]:

$$\Delta t_{MLDT} = \frac{t_{sal} - t_{amb}}{\ln\left(\frac{t_{cond} - t_{amb}}{t_{cond} - t_{sal}}\right)} \quad (27)$$

donde,

$t_{sal}$  es la temperatura de salida del refrigerante del condensador, cuyo valor se tomó como constante.

$t_{amb}$  es la temperatura ambiente cuyo valor es 32 °C.

$t_{cond}$  es la temperatura de condensación declarada por el fabricante a 32 °C.

## **2.5 Punto de equilibrio de la unidad condensador – motocompresor**

La aplicación de las relaciones mostradas en el epígrafe anterior conduce a que al elevarse la temperatura del ambiente donde se encuentra operando el motocompresor hermético se produce una disminución de la capacidad de este. De ahí que se haya tenido que encontrar el nuevo punto de equilibrio entre el condensador y el motocompresor hermético, lo cual se hace solo si este se acepta.

En esta tesis no se tuvo en cuenta al evaporador porque tal estudio requeriría necesariamente de un laboratorio certificado para realizar las mediciones pertinentes, pues un modelo analítico que contemplara a este elemento tendría claras limitaciones, estando por demás muy lejos de la realidad las predicciones que de este se desprendieran.

Para encontrar analíticamente el nuevo punto de equilibrio se partió de las condiciones y expresiones siguientes:

$$C'_{comp} = C'_{cond} \quad (28)$$

$$C_{comp} = C_{cond} \quad (29)$$

$$C'_{cond} = U \cdot A' \cdot \Delta t_{MLDT} \quad (30)$$

$$C_{cond} = U \cdot A \cdot \Delta t_{MLDT} \quad (31)$$

donde,

$C'_{cond}$  es la nueva capacidad del condensador, para una temperatura ambiente superior a 32 °C.

$C_{cond}$  es la capacidad del condensador, para un valor de temperatura ambiente de 32 °C.

$U$  es el coeficiente global de transferencia de calor.

$A$  es el área de transferencia de calor del condensador.

$A'$  es el área de transferencia de calor que tendría que tener el condensador para que se pueda cumplir la condición (28).

Utilizando las condiciones y ecuaciones anteriores se llegó a la siguiente expresión para el cálculo del área que debería tener el condensador para que se pueda alcanzar el equilibrio entre este y el motocompresor hermético:

$$A' = \frac{C'_{comp}}{C_{comp}} \cdot A \quad (32)$$

Sin embargo para llegar a deducir la expresión (32) se tuvo que demostrar primeramente que el coeficiente global de transferencia de calor permanecía constante cuando se producía un cambio en la temperatura ambiente dentro del intervalo considerado [32 °C; 40 °C].

Para realizar la demostración se asumió que todo el calor cedido por el condensador se transfería al aire por convección libre o natural, de manera que lo que se analizó fue el comportamiento del coeficiente de transferencia convectivo del aire  $h_c$  ante un cambio de la temperatura ambiente, para lo cual se utilizaron en las siguientes expresiones extraídas de Incropera [31]:

$$h_c = \frac{k \cdot N_{ud}}{d} \quad (33)$$

donde,

$k$  es la conductividad térmica.

$d$  es el diámetro de uno de los tubos del condensador.

$N_{ud}$  es el número de Nusselt.

$$N_{ud} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot (R_{ad})^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (34)$$

donde,

$R_{ad}$  es el número de Rayleigh.

$P_r$  es el número de Prandtl.

$$R_{ad} = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{T}_p - T_{amb}) \cdot d^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (35)$$

donde,

$g$  es el módulo del vector intensidad del campo gravitatorio en Holguín.

$\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica.

$\bar{T}_p$  es la temperatura media de la pared de uno de los tubos.

$T_{amb}$  es la temperatura ambiente.

$\nu$  es la viscosidad cinemática.

$\alpha$  es la difusividad térmica.

Para calcular la temperatura media de la pared de uno de los tubos ( $\bar{T}_p$ ) se utilizó la siguiente ecuación:

$$\bar{T}_p = \frac{\bar{T}_{0p} + \bar{T}_{fp}}{2} \quad (36)$$

donde,

$\bar{T}_{0p}$  es la temperatura media de la pared del tubo al principio del condensador.

$\bar{T}_{fp}$  es la temperatura media de la pared del tubo al final del condensador.

Para el cálculo de  $\bar{T}_{0p}$  y de  $\bar{T}_{fp}$  se consideró la siguiente expresión dada por Incropera [30] para un cilindro con condiciones convectivas en su superficie:

$$T(r) = \frac{T_{fi} - T_{fe}}{\ln(r_i/r_e)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_e}\right) + T_{fe} \quad (37)$$

donde,

$T(r)$  es la temperatura del cilindro en función de su radio.

$T_{fi}$  es la temperatura del fluido que circula por dentro del cilindro.

$T_{fe}$  es la temperatura del fluido que envuelve al cilindro.

$r$  es la posición radial en donde se quiera hallar la temperatura.

$r_i$  es el radio interior del cilindro.

$r_e$  es el radio exterior del cilindro.

Utilizando la ecuación (37) y el teorema del valor medio escrito en una forma conocida como primera fórmula del valor medio [48] se llegó a las siguientes expresiones para calcular la temperatura media de la pared del tubo al principio del condensador y la temperatura media de la pared del tubo al final del condensador:

$$\bar{T}_{0p} = [(T_{amb} - T_{cond}) \cdot \left[ \frac{r_i}{r_e - r_i} + \frac{1}{\ln(r_i/r_e)} \right]] + T_{amb} \quad (38)$$

$$\bar{T}_{fp} = [T_{amb} - T_{sal}] \cdot \left[ \frac{r_i}{r_e - r_i} + \frac{1}{\ln(r_i/r_e)} \right] + T_{amb} \quad (39)$$

Utilizando las ecuaciones de la (33) a la (39) se obtuvieron los valores del coeficiente convectivo para cuatro puntos del intervalo de temperatura ambiente considerado, siendo dos de dichos puntos los extremos del intervalo, anexo 4.

Si bien es verdad que el coeficiente convectivo no permanece estrictamente constante ante los cambios de la temperatura ambiente, la diferencia relativa máxima alcanzada por este fue de un 7,26 % para los extremos del intervalo de temperatura considerado. La variación del coeficiente convectivo dada por este porcentaje se consideró despreciable en esta tesis, de ahí que se haya considerado válida la expresión (32).

## **2.6 Determinación de la capacidad frigorífica mediante el modelo matemático**

Utilizando el modelo matemático que se propone se calculó la capacidad calorífica de los motocompresores herméticos tipo I, tipo II y Haier HSE08WNAWW para distintos valores de temperatura, dentro del rango considerado en esta tesis, y diferentes magnitudes de recalentamiento.

Los datos de los motocompresores herméticos objetos de estudio se muestran en los anexos 5, 6 y 7 respectivamente.

A continuación se ofrecen los resultados arrojados por el modelo matemático, la línea roja representa la capacidad frigorífica umbral, esto es, la capacidad a partir de la cual se acepta el motocompresor hermético.

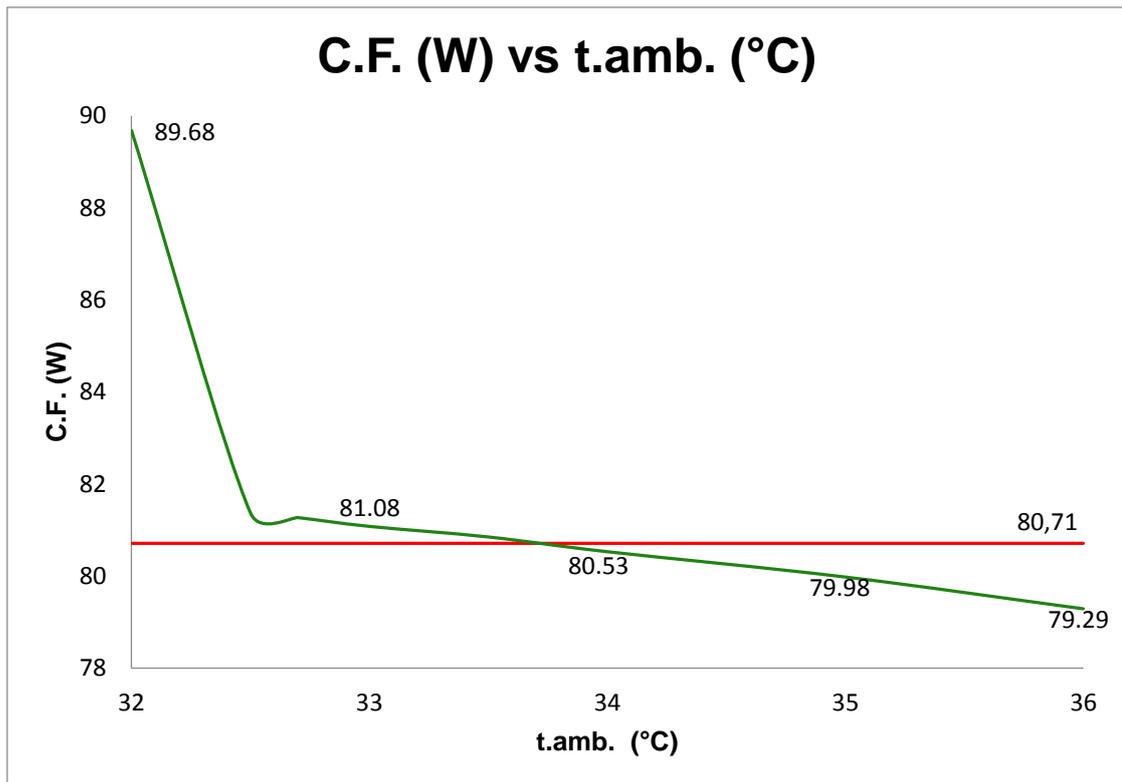


Figura 9 capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo I calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 5 °C de recalentamiento.

Para este juego de datos, 5 °C de recalentamiento y refrigerante 134a, la capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo I sufre un decrecimiento tal que es menor que el 10 % de la capacidad declarada por el fabricante para la temperatura ambiente máxima (32 °C), lo cual ocurre a partir de 34 °C de temperatura ambiente, quedando así rechazado el motocompresor hermético.

Nótese además que a medida que se continúa elevando la temperatura ambiente la disminución de la capacidad frigorífica del motocompresor hermético es cada vez mayor.

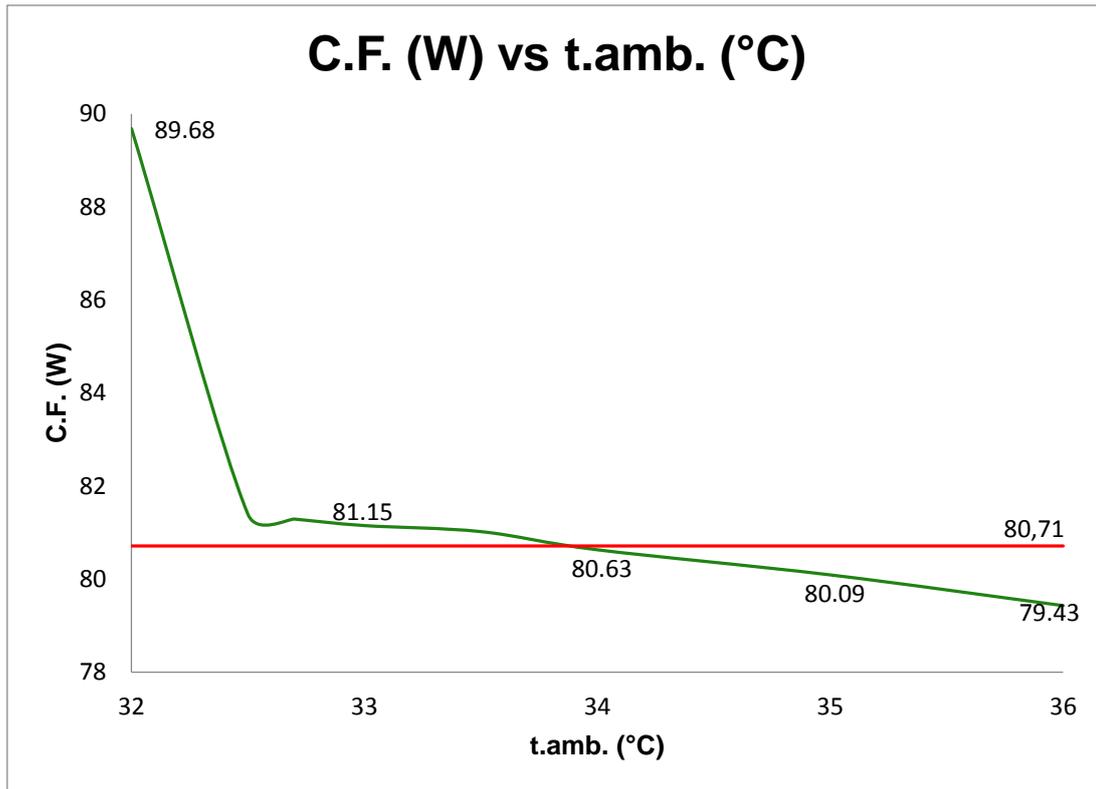


Figura 10 capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo I calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 10 °C de recalentamiento.

Los valores que aparecen en la figura 10 muestran que aunque la disminución de la capacidad frigorífica sea menor, el motocompresor se rechaza de igual manera a partir de 34 °C de temperatura ambiente.

Veamos cómo se comportó la capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo II.

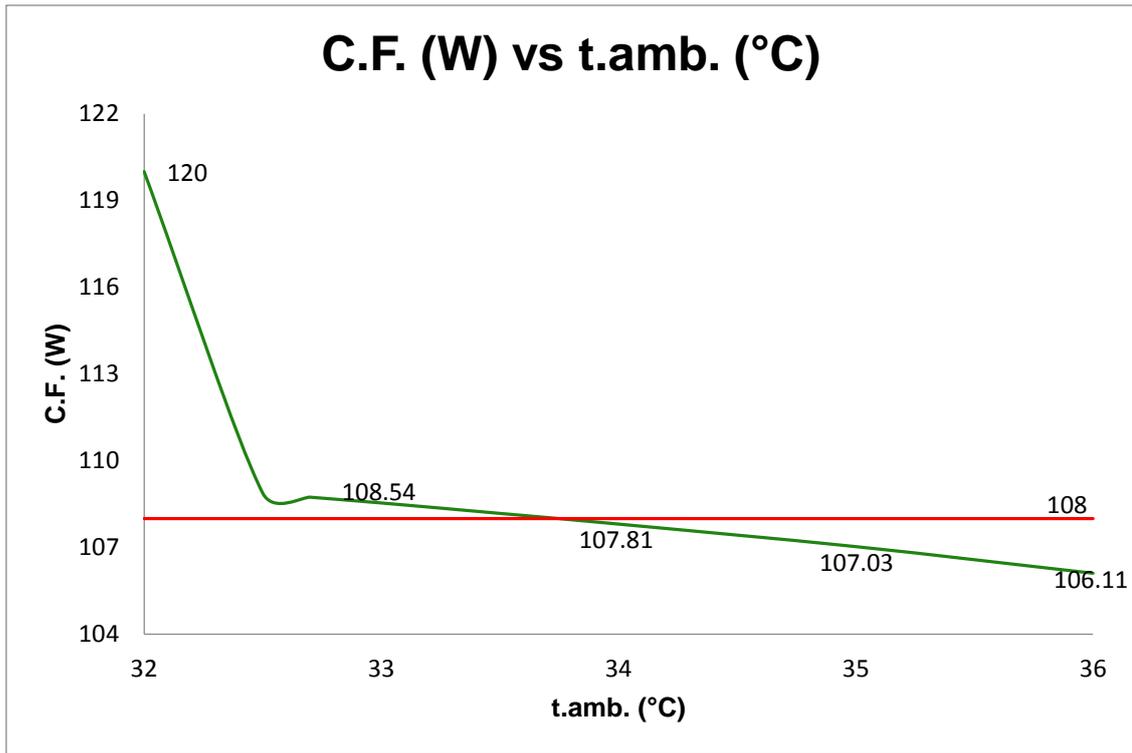


Figura 11 capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo II calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 5 °C de recalentamiento.

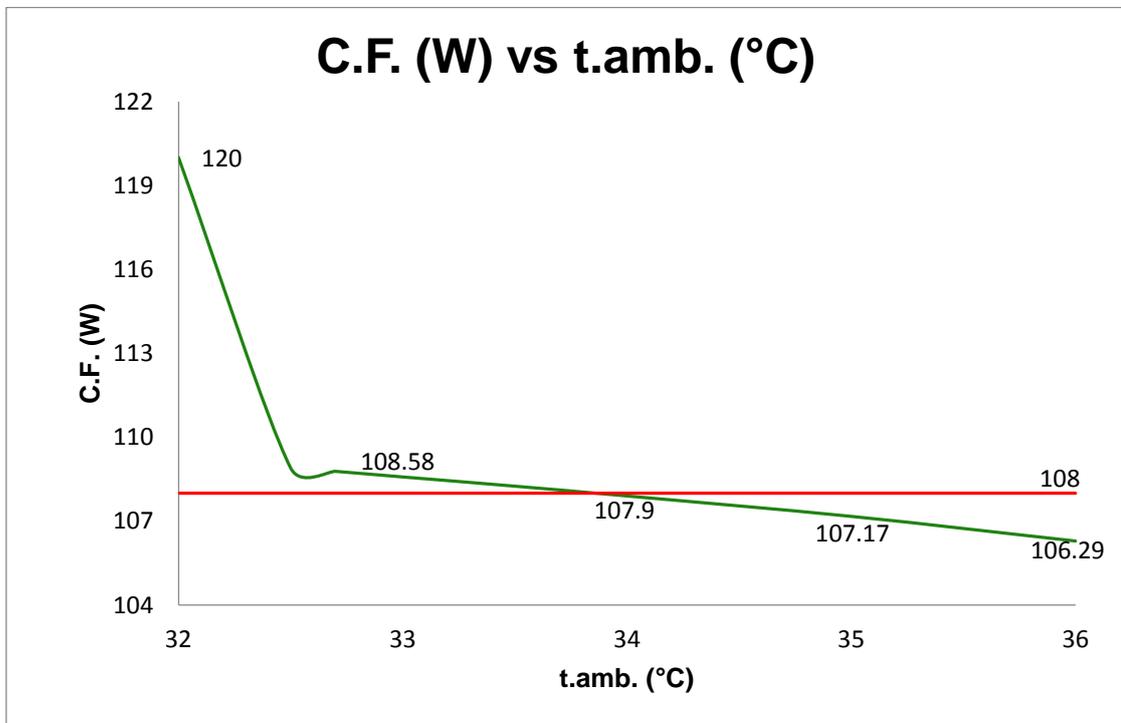


Figura 12 capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo II calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 10 °C de recalentamiento.

Como se aprecia en las figuras 11 y 12 la capacidad frigorífica del motocompresor hermético tipo II sufre una disminución tal, que es inferior al 10 % de la capacidad declarada por el fabricante, lo cual ocurre a partir de 34 °C de temperatura ambiente independientemente de la magnitud de la magnitud del recalentamiento considerado en esta tesis.

Por último, en las figuras 13 y 14 se graficó el comportamiento de la capacidad frigorífica del motocompresor hermético utilizado por el refrigerador doméstico Haier HSE08WNAWW.

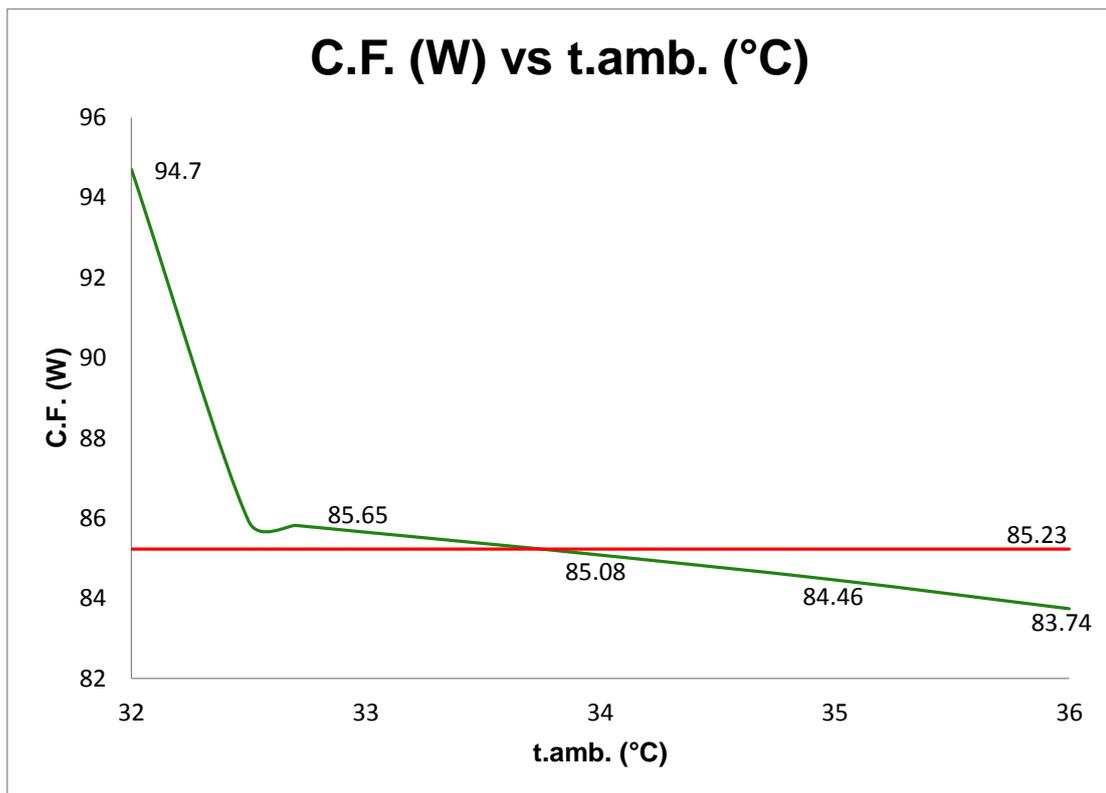


Figura 13 capacidad frigorífica del motocompresor hermético utilizado por el Haier HSE08WNAWW calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 5 °C de recalentamiento.

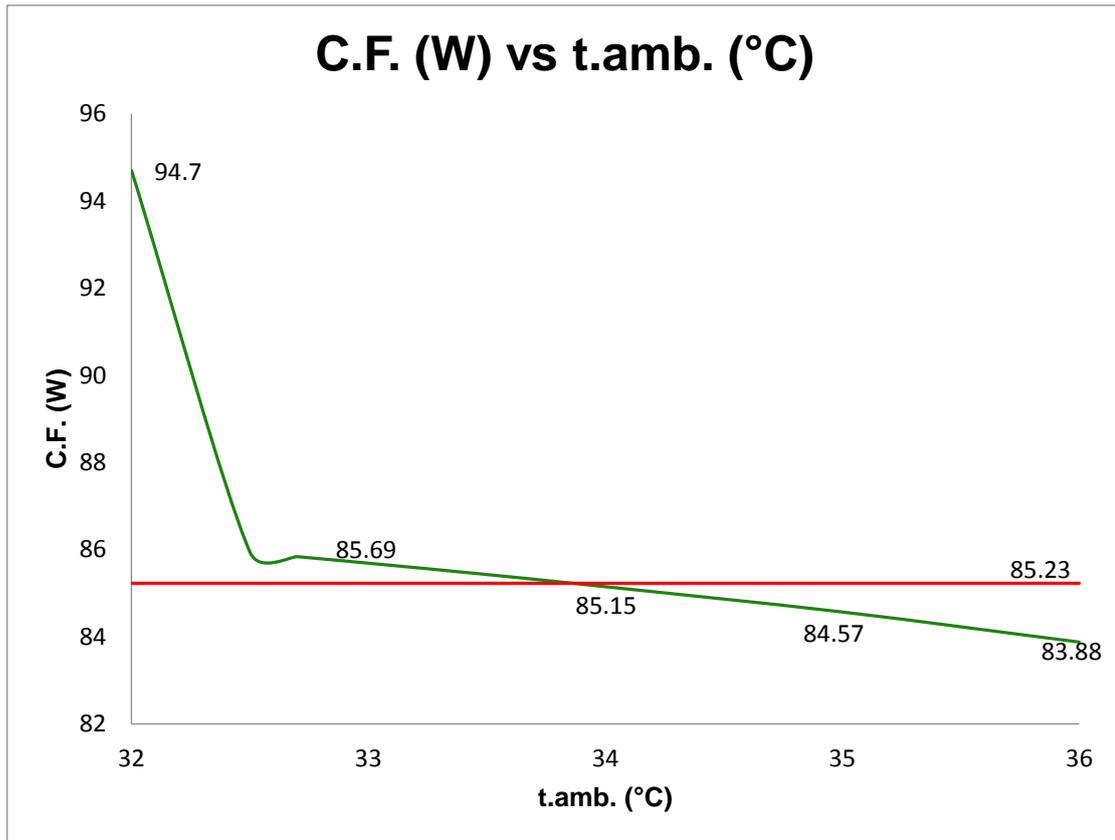


Figura 14 capacidad frigorífica del motocompresor hermético utilizado por el Haier HSE08WNAWW calculada empleando el modelo matemático, para el 134a y 10 °C de recalentamiento.

La capacidad frigorífica del motocompresor hermético utilizado por el refrigerador doméstico Haier modelo HSE08WNAWW se comporta de manera análoga a como lo hacen la de los motocompresores tipo I y II.

Los resultados arrojados por el modelo matemático muestran que a partir de 34 °C de temperatura ambiente, la capacidad frigorífica para los motocompresores herméticos en cuestión, sufre un decaimiento más allá del 10 % del valor declarado por el fabricante para 32 °C. Luego sobre la base del criterio de selección seguido en esta tesis y teniendo en cuenta los valores picos de

temperatura ambiente que existen en nuestro país los motocompresores estudiados se rechazarían.

## **2.7 Condensación del modelo matemático en un software.**

### **Modos del software**

En la práctica resulta muy engorroso, tortuoso y poco eficiente realizar en una hoja de cálculo, dígase el Excel, la determinación de la capacidad frigorífica de algún motocompresor hermético empleando el modelo matemático que se propone.

Por tal motivo se diseñó un programa informático, el cual cuenta con cuatro modos a saber, el Modo E – S (evaluación – selección del motocompresor hermético), el Modo bondades, el Modo auxiliar 1 y el Modo auxiliar 2.

El Modo E – S tiene como función explorar el comportamiento de la capacidad del motocompresor hermético operando en condiciones de países tropicales; cuando se ejecuta dicho modo considerando una temperatura superior a 32 °C este devuelve la nueva capacidad del motocompresor. Por otra parte, este modo permite el conocimiento del área de transferencia de calor que debería tener el condensador para que se alcance el equilibrio entre este y el motocompresor.

Este modo de manera automática (cuando no se cumple el criterio de selección expuesto en el epígrafe 2.4) lanza un mensaje en el cual se informa que el motocompresor hermético debe ser rechazado y que no es necesario pasar a

calcular el área del punto de equilibrio de la unidad motocompresor – condensador.

El Modo bondades brinda la posibilidad de conocer el valor de ciertas magnitudes relacionadas con las potencialidades del ciclo estándar de compresión de vapor, tales como, el efecto refrigerante, el trabajo de compresión y el C.O.P. A este modo se lo equipó además con la posibilidad de graficar en un diagrama presión contra entalpía el ciclo en cuestión.

Aunque no es la intención de esta tesis, tal modo se incluyó pues este resulta ser una herramienta útil para estudiantes y profesores cuando se estudia la refrigeración.

Los modos auxiliares 1 y 2 se incluyeron debido a que en ocasiones existe el interés no por examinar las bondades de cierto ciclo estándar de compresión de vapor sino que solo se desea conocer para un valor de temperatura cualesquiera de un refrigerante dado, su correspondiente valor de entalpía, entropía, presión; por solo citar algunos.

## **CONCLUSIONES** del capítulo:

- 1- Las tablas proporcionadas por el Instituto Internacional del Frío se pueden utilizar para el cálculo de magnitudes físicas tales como la entalpía.
- 2- El método matemático de interpolación propuesto por Lagrange, el uso de factores de corrección así como el empleo de restricciones al tomar los polos, posibilitan el cálculo de magnitudes físicas para puntos que no están tabulados con errores aceptables.
- 3- El modelo matemático que se propone incluye a la temperatura ambiente y la considera como una variable independiente.
- 4- La aplicación del modelo matemático que se propone permite evidenciar la disminución de la capacidad del motocompresor hermético a medida que se eleva la temperatura ambiente.

## CONCLUSIONES GENERALES

- 1- La temperatura ambiente real de explotación de los LBP y LST en Cuba supera a la máxima establecida en las condiciones de ensayo de las normas internacionales.
- 2- El nivel de roturas de los motocompresores herméticos de refrigeración doméstica, en Holguín, es 300 veces superior a lo establecido por los estándares internacionales.
- 3- Los modelos matemáticos para evaluar los motocompresores herméticos trabajan sobre la base de las condiciones de ensayo establecidas por las normas internacionales, no contemplando las condiciones reales de clima tropical.
- 4- Mediante el modelo matemático que se propone se puede evidenciar que la disminución de la capacidad frigorífica del motocompresor hermético es tanto mayor cuanto mayor es el valor de la temperatura ambiente.
- 5- El modelo matemático ayudará a prevenir situaciones de pérdidas de capacidad frigorífica del motocompresor hermético contribuyendo así a disminuir el índice de consumo energético del sector residencial.

6- Los motocompresores herméticos estudiados se rechazan a partir de 34 °C de temperatura ambiente.

## RECOMENDACIONES

- 1- Localizar tablas con mayor número de puntos tabulados y reaplicar el método lagrangiano de interpolación.
- 2- Agregar a la base de datos del software información de otros refrigerantes, donde se incluyan los valores de las distintas variables termodinámicas para la región del subenfriamiento.
- 3- Realizar ensayos calorimétricos de manera que se puedan contrastar los resultados obtenidos mediante el modelo matemático que se propone.
- 4- Determinar, mediante el modelo matemático, la capacidad frigorífica de los motocompresores herméticos casos de estudio así como de otros, considerando un intervalo de grados de recalentamiento más amplio.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Agencia Internacional de Energía (I.E.A.), Gadgets and Gigawatts – Policies for Energy Efficient Electronics, París y Francia, 2009.
2. AHSRAE Handbook, Equipment, Estados Unidos, 2000, 780 p.
3. Álvarez, M. Matemática Numérica, La Habana, Editorial Félix Varela, 2008, 573 p.
4. ANSI/AHAM HRF - 1- 2000. Household refrigerators, combination refrigerator – Freezers, and household freezers.
5. Arencibia, K. Evaluación de los compresores herméticos utilizados en la refrigeración doméstica a través de pruebas experimentales, Taller Nacional de Energía Renovables y no convencionales, Holguín, 2003.
6. Arencibia, K. Caracterización teórica - Experimental del nivel global de vibraciones en los compresores herméticos de refrigeración doméstica, Conferencia Internacional de Ingeniería Mecánica Universidad de Holguín, agosto, 2000.
7. Arencibia, K. Experiencia cubana en la utilización de hidrocarburos, Taller internacional Reconversión de refrigerados domésticos CFC-12 a hidrocarburos. República Dominicana, agosto, 2002.

8. Arencibia, K. Sistemas de pruebas de control para la comprobación de la fiabilidad de los motocompresores herméticos, Tesis Doctoral, Holguín, 2004.
9. Arencibia, K. Verónica Tricio, Ramiro Valledor. Experimentación en un entrenador de refrigeración, XXIX Reunión Bienal de RSEF, Termodinámica y calorimetría, Editorial Real Sociedad Española de Física. ISBN 84-688-2573-5, Vol. II, 2003,p 1018.
10. Arrastía, A. M. Cuentas en frío con el refrigerador, 2009, digital@juventudrebelde.cu. Acceso: 12 de diciembre de 2012.
11. 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).
12. Brossard, L. y otros. Mezcla refrigerante ecológico LB-12, Sustituto directo del R-12, Forum Tecnológico Nacional de gases refrigerantes, Santiago de Cuba. 27-28, noviembre, 2000.
13. Cartaya, G. Diagnóstico técnico de compresores herméticos, Informe técnico, Laboratorio de ensayos de compresores, 2003, 22 p.
14. Chustalev, Z y otros. Mathematical model of reciprocating compressor with one or several stages for the real gases. Proceedings 1996 International Compressor Engineering Conference, Purdue University, US, 1996.07.23-26, vol. 1, 211-216.

15. Coulomb, D. Refrigeration: the Challenges associated with Sustainable Development, 6<sup>th</sup> on Compressors and Coolants, Papiernicka, Slovakia, 2006.
16. CUBA. Resumen climático por estaciones, Academia de Ciencias, Instituto de Meteorología, Departamento de Climatología, La Habana, 2000, 378 p.
17. DANFOSS. Compresores Fraccionarios, Informe Técnico, 2003, 20 p.
18. DANFOSS. Información de características del compresor, Catálogo, 2002.
19. DANFOSS. Problemas operacionales en sistemas de refrigeración herméticos, México, noviembre, 2002.
20. Díaz, L. Evaluación de regímenes de trabajo en máquinas semi-herméticas, Fórum Provincial de Ciencia y Técnica, Cuba, 1996, 8 p.
21. ELECTROLUX Compressors, Ficha técnica, Catálogo, 2002.
22. Elmegaar, B y otros. Software for the simulation. 15th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Alemania, 2002.
23. EMBRACO. Empresa Brasileña de Compresores. S. A, Compresores 115 V / 60 Hz para R134a. Información Técnica, Brasil, agosto, 2002.

24. EMBRACO. Empresa Brasileña de Compresores. S. A, Isobutano (R600a) como refrigerante en sistemas herméticos de refrigeración, Informativo Técnico, Brasil, diciembre, 2000.
25. EMBRACO. Empresa Brasileña de Compresores, S. A, R 134 A, Información técnica, Brasil, septiembre, 2002.
26. Gonçalves, J. M. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation, Applied Energy, 86: 1311–1319, 2009.
27. González, D. Ahorro de recursos materiales y energéticos en la vivienda. Principales variables de diseño en soluciones hasta de dos plantas, Tesis Doctoral, La Habana, 1994.
28. Guevara, O. Generalizar el LB 12, imperativo de los servicios y de la economía, Granma, La Habana, 30 de noviembre de 2000, p. 2.
29. Hermes, L. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. International Journal of Refrigeration, 31: 1341–1357, 2008.
30. ICS: 2002 Refrigerant Compressors Rating Conditions, Tolerances and Presentation of Performance Data.
31. Incropera, F y otros. Fundamentos de transferencia de calor, México, 2000.

32. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (I.D.A.E), Guía práctica de la energía.
33. INFRAS. Natural Fluid Based Refrigeration, INFRAS Zúrica, Switzerland. Germany FKW Hannover, 2000, 55 p.
34. Insua, M. Diseño organizacional en el sector de la construcción en Cuba. Caso Asociación Constructora de Cienfuegos, Tesis Doctoral, ISPJAE, La Habana, 1998.
35. ISO 8561: 2000. Aparatos de refrigeración domésticos sin escarcha, frigoríficos – congeladores, conservadores de alimentos congelados y congeladores de circulación forzada de aire interno, Características y métodos de ensayos.
36. Martínez, B. L. Dynamic Performance Simulation of a Household Refrigerator with a Quasi-Steady Approach. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 16 -19, 2012.
37. Meli, R. Diseño estructural, Ediciones ENPES, S/A.
38. Ministerio del comercio interior. Programa de Refrigeración Doméstica, 2001.
39. Monserrat, J y otros. Compresores. España ETSEIB, UPC, Departamento de máquinas y motores térmicos, 2001, 56 p.

40. Moran, M.J. Fundamentos de termodinámica técnica, Barcelona, Editorial Reverte, S.A, 1995.
41. NC 1:2000. Reglas para la estructura, redacción y edición de las Normas Cubanas. Cuba, 2000.
42. NC 117, 2010.
43. NC 691, 2009.
44. Organización Latinoamericana de la Energía (O.L.A.D.E.), Sistema de Información Estadístico Energético, 2005, [www.olade.org.ec/sieehome/home\\_siee.htm](http://www.olade.org.ec/sieehome/home_siee.htm).
45. PECOMARX. Maquinarias elementos y accesorios para instalaciones frigoríficas y acondicionamiento de aire, núm. 2037, septiembre, 2000.
46. Peterssen, G. El desarrollo sostenible en los materiales de construcción para la vivienda en Cuba. Tesis presentada para la obtención del grado científico de doctor en ciencias técnicas, Facultad de Arquitectura, ISPJAE, abril, 1998.
47. Pistono, Jorge. La refrigeración: antecedentes históricos, Revista Refrigeración Frial, España, núm. 38, 1996.
48. Pozniak, E. Fundamentos del análisis matemático, Editorial MIR Moscú URSS, T 1, 1991.

49. Radermacher, R. y K. Kim. Domestic refrigerators: recent developments, *International Journal of Refrigeration*: 19 (1), 61-69 1996.
50. Rapin, P. J. Instalaciones frigoríficas. España: Editorial Marcombo – Boixercó, 2 t, 1986.
51. Recomendaciones sobre el uso de los compresores. Electrolux. Informe técnico, febrero, 2001.
52. Remedios, H. Compresores, Editorial ISPJAE, La Habana Cuba, 1987.
53. Rhyner, K. La sostenibilidad en las soluciones de techos para la vivienda popular en países en vías de desarrollo, Metodología, divulgación y transferencia tecnológica. Tesis Doctoral, La Habana, 1999.
54. Rigola, J., y otros. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors, *International Journal of Refrigeration*: 28 (2), 253-266 2005.
55. Rodríguez. Q., Ana Luisa. Aplicación de Metodologías de Avanzada en la búsqueda de la eficacia y la eficiencia del Sector de la Construcción. Caso Provincia Holguín. Tesis Doctoral, Editorial ISPJAE. La Habana, 1999.

56. Sattar, M.A., R. Saidur, y H.H. Masjuk, Butane, Isobutane and their mixtures as an alternatives to R-134a in domestic refrigerator, International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME): 2 (2), 154-160, 2007.
57. Sieres, J y otros. Simulación de sistemas de refrigeración por absorción, Evento CIAR, 2003.
58. Stoecker, W. F. Refrigeración y acondicionamiento de aire, Editorial ISPJAE, La Habana Cuba, 2004.
59. TECUMSEH. Compresores herméticos LBP. Ficha técnica. Catálogo 2002.
60. TLES – Nuevo compresor optimizado desde el punto de vista energético. The Danfoss Journal, núm. 3, 1991.
61. UNE – EN 153. Métodos de medida del consumo de energía eléctrica y de sus características asociadas, de los frigoríficos, conservadores y congeladores de uso doméstico y sus combinaciones, España, 1995.
62. UNE – EN 441 – 9. Muebles frigoríficos. Parte 9, Ensayo de consumo eléctrico, España, 1992.

63. UNE – EN ISO 5155. Aparatos de refrigeración domésticos, Conservadores de alimentos congelados y congeladores, Características y métodos de ensayo, España, 1995.
64. UNE – EN ISO 7371. Aparatos de refrigeración domésticos, Frigoríficos con o sin compartimiento de baja temperatura, España, 1996.
65. UNE 20303. Armarios frigoríficos eléctricos de compresión para uso doméstico.
66. UNE 86-004-83. Fluidos refrigerante orgánicos, Designación numérica, España, 1984.
67. UNE 86-202-84 (ISO 917). Ensayos de compresores para fluidos refrigerantes, España, 2000.
68. UNE 86-300-83 (2). Símbolos, unidades y definiciones en el campo del frío, Parte 2, Definiciones para motocompresores frigoríficos de una etapa herméticos y herméticos accesibles, Potencia nominal y datos correspondientes a esta potencia, España, 2000.
69. UNE en 8187. Aparatos de refrigeración domésticos, Frigoríficos con o sin compartimiento de baja temperatura, Características y métodos de ensayos.

70. Valcárcel, A. Rediseño mecánico de compresores semiherméticos, Tesis Doctoral, ISPJAE, La Habana, 1998.
71. Valledor, R. Aplicación de la tecnología de hidrocarburos en la producción de refrigeradores domésticos, VII Congreso Iberoamericano de aire acondicionado y refrigeración, Evento CIAR, Cuba, 2003.
72. Valledor, R. Evaluación de compresores. Informe técnico, Laboratorio de Ensayos INPUD, Villa Clara, 2003, 12 p.
73. Valledor, R. Análisis ecológico y energético del mercado nacional de refrigeradores, Laboratorio de Ensayos INPUD, Villa Clara, 2002.
74. Valledor, R. Refrigeradores domésticos, Informe técnico, INPUD, 2000, 20 p.
75. Waiel, A. Evaluación y Diagnóstico del Estado Técnico de Edificaciones de Viviendas, Tesis Doctoral, Universidad Central de Las Villas, Facultad de Construcciones, 1992.
76. Zemansky, M y otros. Calor y Termodinámica, Editorial Félix Varela, La Habana Cuba, 2011.

## ANEXOS

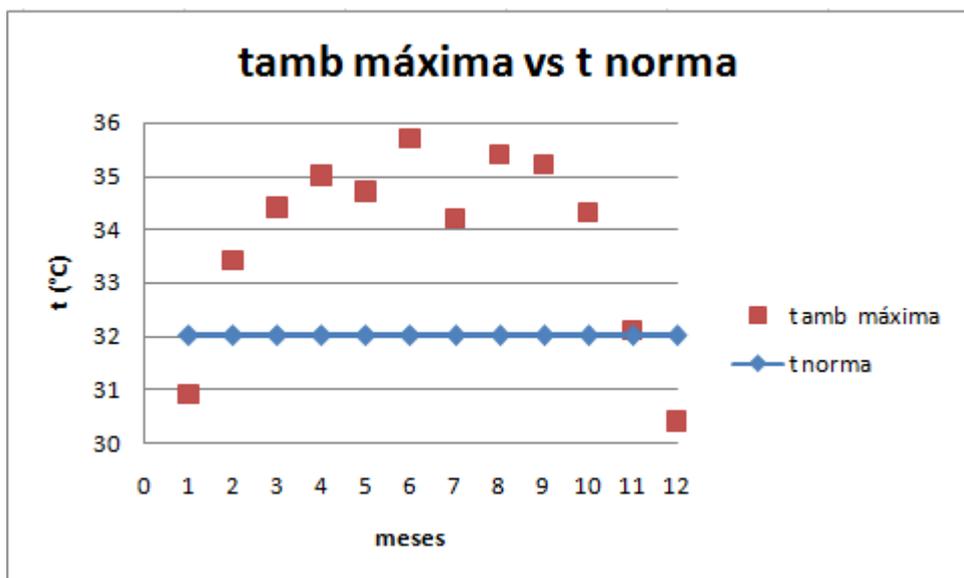


Anexo 1. Calorímetro, dispositivo experimental para la realización de pruebas de fiabilidad de los motocompresores.

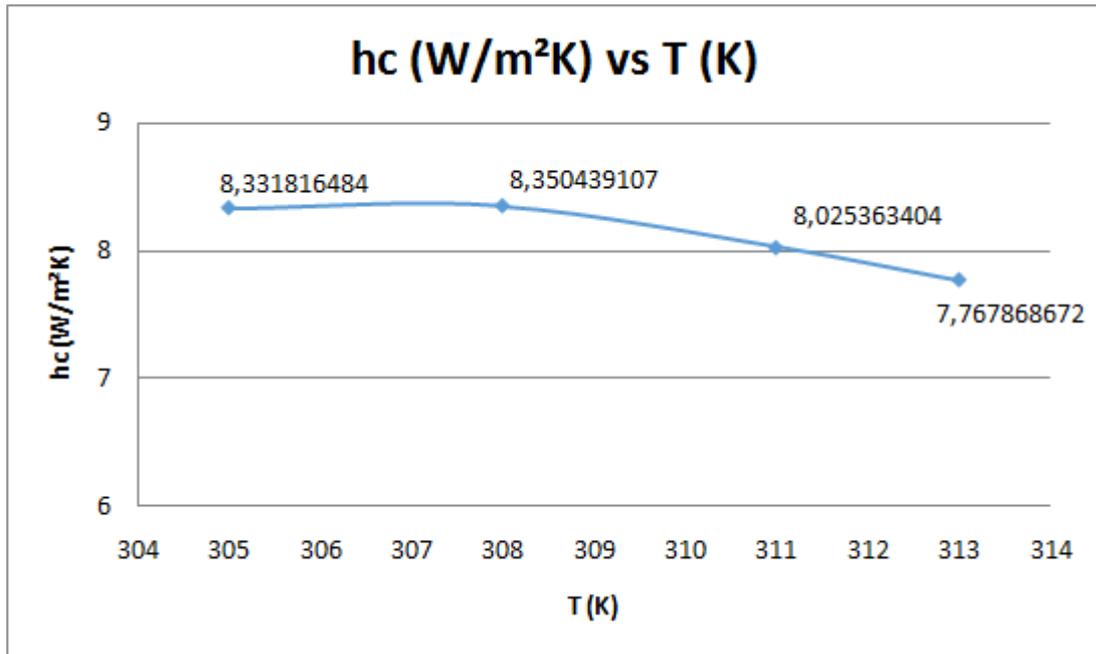
Anexo 2. Comportamiento de la temperatura ambiente máxima en el año 2012.

Cortesía del Centro Meteorológico Provincial de Holguín.

<b>Meses</b>	<b>Temperatura ambiente máxima (°C)</b>
Enero	30,9
Febrero	33,4
Marzo	34,4
Abril	35,0
Mayo	34,7
Junio	35,7
Julio	34,2
Agosto	35,4
Septiembre	35,2
Octubre	34,3
Noviembre	32,1
Diciembre	30,4



Anexo 3. Comportamiento de la temperatura ambiente máxima en Holguín con respecto a la temperatura ambiente máxima establecida por la norma.



Anexo 4. Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor convectivo del aire.

Anexo 5. Datos del motocompresor hermético tipo I, mediciones realizadas en octubre de 2011.

**ASHRAE LBP** 115V, 60Hz, static cooling

Evap. temp. in °F	-49	-40	-30	-20	-13	-10	0	10	14	20	30	32	40	45	50	59	68
Capacity in BTU/h			131	203	272	306	441	612	696	824	1078	1138	1380	1550	1733	2097	
Power cons. in W			71	82	91	96	111	129	136	147	167	170	187	197	207	225	
Current cons. in A			1.69	1.72	1.74	1.75	1.79	1.86	1.9	1.96	2.10	2.14	2.30	2.41	2.55	2.83	
EER in BTU/Wh			1.83	2.47	2.97	3.19	3.96	4.76	5.15	5.60	6.47	6.68	7.39	7.87	8.37	9.32	

**EN 12900 Household (CECOMAF)** 115V, 60Hz, static cooling

Evap. temp. in °F	-49	-40	-30	-20	-13	-10	0	10	14	20	30	32	40	45	50	59	68
Capacity in W			31	49	65	73	105	146	163	197	257	268	328	368	412	497	
Power cons. in W			71	82	91	96	111	129	136	147	167	170	187	197	207	225	
Current cons. in A			1.69	1.72	1.74	1.75	1.79	1.86	1.90	1.96	2.10	2.14	2.30	2.41	2.55	2.83	
COP in W/W			0.44	0.59	0.71	0.76	0.95	1.14	1.20	1.33	1.54	1.56	1.76	1.87	1.99	2.21	

<b>Test conditions</b>	<b>ASHRAE LBP</b>	<b>ASHRAE HBP</b>	<b>EN 12900/CECOMAF</b>
Condensing temp.	130°F	130°F	131°F
Ambient temp.	90°F	95°F	90°F
Suction gas temp.	90°F	95°F	90°F
Liquid temperature	90°F	115°F	131°F

Anexo 6. Datos del motocompresor hermético tipo II, bajo condiciones ASHRAE.

Tipo de compresores	Capacidad frigorífica (W)	Potencia consumida (W)	Eficiencia Kkkf (W/W)	I(A)
Tipo II	94,7	80,3	1,17	1,07

Anexo 7. Datos del motocompresor hermético del HaierHSE08WNA WW.

Modelo	HSE08WNA WW
Capacidad Total(LTR)	255
Capacidad Neta(LTR)	230
Consumo chapilla(W/H)	31.7
Potencia(W)	120
Temperatura congelador(C)	-12
Clase climática	T
Temperatura Conservación(C)	0 -10
Frost/ No Frost	F
Dimensiones(Prof x Ancho x Alto)(mm)	600x615x1265
Dimensiones del empaque	656x710x1334
Cantidad de puertas	1