

SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE UN SISTEMA FRIGORÍFICO Y ANÁLISIS DE SUSTITUCIÓN DE REFRIGERANTES NOCIVOS A LA CAPA DE OZONO

Boris Henry Rocha Mercado y Williams Gonzales Mamani

Universidad Privada Boliviana

wgonzales@upb.edu

(Recibido el 15 de enero 2004, aceptado para publicación el 11 de abril 2004)

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla un modelo matemático para un sistema frigorífico en régimen permanente y una simulación computacional de su desempeño térmico. El sistema estudiado fue diseñado para trabajar con R-12 como fluido refrigerante y considera entre sus componentes un compresor hermético, condensador y evaporador de tubos y aletas, un tubo capilar, un separador de líquido y un filtro deshidratador. Los modelos matemáticos de los componentes del sistema fueron desarrollados considerando especificaciones técnicas de los fabricantes y correlaciones disponibles en la literatura. En el compresor de desplazamiento fijo se admite la presencia de un proceso de compresión politrópica, en el condensador y evaporador fueron consideradas las regiones monofásicas y bifásicas que define el fluido refrigerante a su paso por estos componentes y en el tubo capilar la variación de densidad y presión a lo largo de su longitud. La solución del sistema de ecuaciones resultante de los distintos modelos matemáticos, fue obtenida mediante el método de sustituciones sucesivas. Este modelo de simulación computacional fue utilizado para el análisis del desempeño térmico del Retrofit, donde se verifica una disminución de 6% en el COP por la sustitución de R-12 por R-134a.

Palabras Clave: Sistema Frigorífico, Simulación, Modelado Matemático, Retrofit.

1. INTRODUCCIÓN

La simulación computacional de sistemas frigoríficos permite predecir el comportamiento y el desempeño térmico global del sistema y de cada uno de sus componentes. Esta herramienta facilita estudios de diseño, evaluación y optimización de este tipo de sistemas. Con la identificación de los refrigerantes CFCs (Compuestos de Cloro, Flúor y Carbono) como principales agentes reductores de la capa de ozono se han buscado fluidos refrigerantes alternativos a éstos. En los últimos años, en sistemas de pequeña y mediana capacidad de refrigeración que operan con CFCs como el R-12, uno de los refrigerantes alternativos más utilizados es el R-134a que pertenece a la familia de los HFCs (Compuestos de Hidrógeno, Flúor y Carbono). Este proceso de sustitución de refrigerantes es conocido como Retrofit y la literatura presenta pocos estudios relacionados a sus efectos en el desempeño térmico de un sistema frigorífico y sus componentes. El presente trabajo utilizará una herramienta computacional para evaluar los efectos del Retrofit en el desempeño térmico de un sistema frigorífico.

Uno de los aportes más importantes en el modelado y simulación computacional de sistemas frigoríficos fue desarrollado por Stoecker [1]. Entre los trabajos más recientes de simulación puede mencionarse a Koury et al. [2] que simulan numéricamente un sistema de refrigeración simple a compresión de vapor en régimen permanente y transitorio. También, Jabardo et al.[3] presentan un modelo de simulación y resultados experimentales de un sistema frigorífico para aire acondicionado en automóviles en régimen permanente, operando con R-134a.

Entre los estudios de Retrofit, Hewitt y McMullan [4] estudiaron el desempeño de los refrigerantes alternativos R-407c y R-134a como sustitutos del R-22 y R-12. El R-407c presentó un ligero incremento en la potencia del compresor y una caída en la temperatura de descarga. Por su parte el desempeño del R-134a resultó ser 5% inferior al del R-12. Herbe y Lundqvist [5] realizan un diagnóstico de los niveles de ácidos, mezclas y residuos de aceite mineral resultantes de la conversión de bombas de calor de R-12 a R-134^a. Sin embargo, no analizan el desempeño térmico. Devotta *et al.* [6] estudió el desempeño del R-12 y R-134a en enfriadores de agua, concluyendo que, para las mismas condiciones de operación, el R-134a ofrece mejores ventajas en capacidad de refrigeración, comparado con el R-12. Para un rango de temperaturas de evaporación de 0 a -20 °C, Chen y Prasad [7] simularon el comportamiento de un ciclo frigorífico obteniendo un coeficiente de desempeño 3% inferior para el R-134^a, con relación al R-12.

El presente trabajo desarrolla un modelo matemático para el sistema frigorífico instalado en el Laboratorio de Procesos de la Universidad Privada Boliviana. Este modelo permitirá evaluar el desempeño térmico del sistema que trabaja con R-12 y realizar un análisis de Retrofit con R-134a.

2. MODELO MATEMÁTICO

El sistema estudiado está compuesto por un compresor de desplazamiento positivo del tipo hermético (Embraco FFI12BK), un condensador y un evaporador compactos, de tubos de cobre y aletas rectas de aluminio (Mipal), un tubo capilar de cobre como dispositivo de expansión y complementados por un filtro deshidratador (Sporlan) y un separador de líquido. La Figura 1 presenta un esquema del sistema y su equivalente termodinámico, a través de un diagrama presión-entalpía. El modelo desarrollado para el sistema considera régimen estacionario y está compuesto por modelos matemáticos de cada uno de los componentes, los mismos que se resumen a continuación. Información complementaria al sistema simulado se encontrará en Rocha [8].

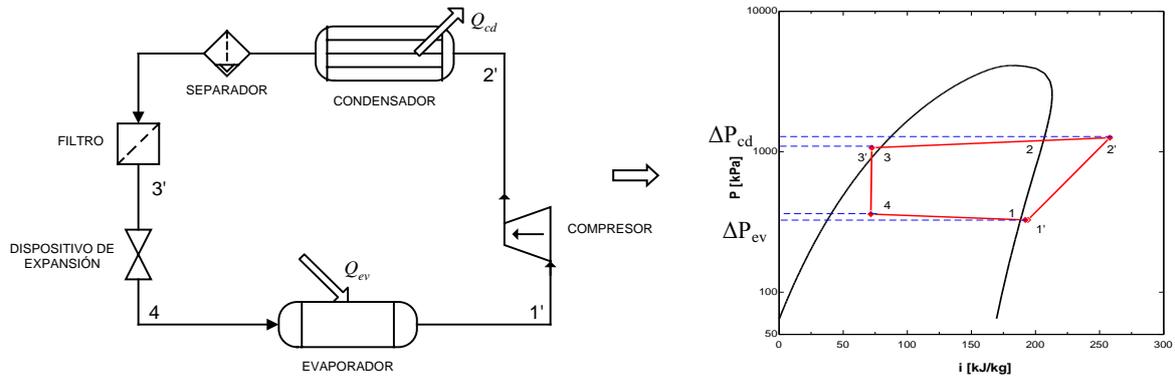


Figura 1 - Esquema y Diagrama de Presión-Entalpía del Sistema Frigorífico Modelado.

2.1 Modelo del Compresor

Este componente adopta una compresión de tipo politrópica, donde el valor del coeficiente politrópico de compresión, n , es fundamental. Por este motivo, este parámetro fue obtenido a partir de datos de potencia y capacidad de refrigeración del compresor proporcionado por el fabricante. Así, n es representado por una función polinomial de segundo orden que depende de dos variables fundamentales, la temperatura de evaporación, T_{ev} , y la temperatura de condensación, T_{cd} . La ecuación resultante para n es de la forma:

$$n = (c_1 + c_2 T_{ev} + c_3 T_{ev}^2) + (c_4 + c_5 T_{ev} + c_6 T_{ev}^2) T_{cd} + (c_7 + c_8 T_{ev} + c_9 T_{ev}^2) T_{cd}^2 \quad (1)$$

donde c_1, c_2, \dots, c_9 son constantes que satisfacen la Ec.(1), considerando datos de catálogo. El rendimiento volumétrico del compresor se obtiene a través de:

$$\eta_{em} = 1 - em(r_p^{1/n} - 1) \quad (2)$$

donde em es la fracción de espacio muerto, r_p es la relación de compresión definida por la presión de descarga, P_{ds} , y la presión de aspiración P_{as} . El flujo másico de refrigerante en el sistema estará dado por:

$$m_r = \frac{V_D \eta_{em}}{v_{as}} \quad (3)$$

donde \dot{V}_D es la tasa volumétrica de desplazamiento del compresor y v_{as} es el volumen específico de aspiración del refrigerante. Por su parte, la potencia del compresor se obtiene a partir de:

$$P = m_r (i_{ds} - i_{as}) \quad (4)$$

con $(i_{ds} - i_{as})$ la diferencia de entalpías entre los estados de descarga y aspiración del compresor.

2.2 Modelo de los Intercambiadores de Calor

Los modelos matemáticos de los intercambiadores de calor (condensador y evaporador) están asociados al estado termodinámico del refrigerante, definido según su paso por estos componentes, Gonzales [9]. El condensador ha sido dividido en tres regiones: Región de vapor sobrecalentado, región de condensación y región de líquido subenfriado. Por su parte, el evaporador fue dividido en dos regiones: Región de evaporación y región de vapor sobrecalentado. El flujo

másico del refrigerante y del aire, así como las condiciones de entrada de ambos fluidos en los intercambiadores de calor se asumen conocidos. Cada región es considerada como un intercambiador de calor independiente, con el flujo total de aire siendo distribuido por cada una de las regiones, como se esquematiza en la Figura 2, para el caso del condensador. En el caso del evaporador se tendrá las regiones de evaporación y de sobrecalentamiento.

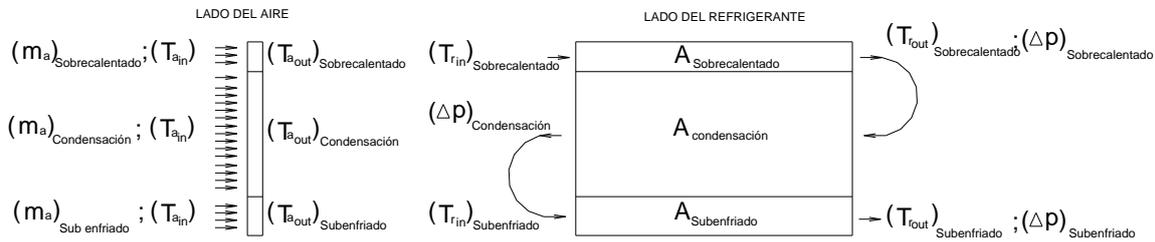


Figura 2 - Esquema del Modelo Matemático del Condensador.

El coeficiente global de transmisión de calor para cada región es determinado asumiendo que la resistencia térmica combinada, debido a incrustaciones, conducción en el tubo y contacto con el metal sea muy pequeña y por tanto despreciable. Así, la resistencia térmica total está determinada por efectos de convección en el refrigerante y en el aire, o sea:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta hA)_{\text{refrigerante}}} + \frac{1}{(\eta hA)_{\text{aire}}} \quad (5)$$

donde η es la eficiencia de las superficies extendidas y externamente representa a la superficie aletada, dada por:

$$\eta = 1 - (A_f / A_e)(1 - \eta_f) \quad (6)$$

El valor de η para la superficie interna es uno, ya que la superficie de los tubos no tiene aletas. En el lado del aire las aletas son asumidas como planas de perfil regular cuya efectividad está dada por:

$$\eta_f = \tanh(m_f L_f) / (m_f L_f) \quad (7)$$

2.2.1 Coeficiente de Transmisión de Calor

a) Lado del Refrigerante

Para las regiones monofásicas en el condensador y evaporador se utilizó la correlación de Dittus y Boelter [10]. Así, el coeficiente de transmisión de calor está dado por:

$$h = 0.023 \left(\frac{k}{D} \right) \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n \quad (8)$$

donde $n = 0,3$ para el condensador y $n = 0,4$ para el evaporador.

En las regiones bifásicas de condensación y evaporación, se consideró la variación local del coeficiente de transmisión de calor a lo largo de la región. En la región de condensación se utilizó la correlación de Shah [11] y en la de evaporación la ecuación de Klimenko [12], ambas obtenidas para el tipo de refrigerante y rangos de temperatura considerados en el presente estudio (ver Tabla 1). El coeficiente de transmisión de calor medio en las regiones bifásicas fue evaluado integrando $h(x)$ a lo largo de la región, considerando un flujo de calor constante.

TABLA 1 - COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN DE CALOR LOCAL EN LAS REGIONES BIFÁSICAS

Región	Coefficientes de Transferencia de Calor en Regiones Bifásicas	Ec.
Condensación Shah (1979)	$h(x) = h_l \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3,8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_{red}^{0.38}} \right]$	(9)
Evaporación Klimenko (1988)	$h(x) = 0,087 \text{Re}_m^{0.6} (\rho_v / \rho_l)^{0.2} (k_v / k_l)^{0.09} (k_l / D_l)$ $\text{Re}_m = [(u_m D_l) / (\mu_l / \rho_l)]; u_m = [1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]; D_l = \sqrt{\sigma / [g(\rho_l - \rho_v)]}$	(10)

b) Lado del Aire

La resistencia térmica del lado del aire es, generalmente, la que domina en la resistencia térmica total del condensador. Existe un número importante de publicaciones relacionadas a la transmisión de calor del flujo de gases a través de intercambiadores de calor compactos, incluyendo algunos libros como Kays y London [13] y Webb [14]. Así, considerando la configuración geométrica de ambos intercambiadores de calor, Figura 3, se utilizó los resultados presentados por Kays y London para evaluar el factor de Colburn, j_H , para, posteriormente, determinar el coeficiente de transmisión de calor.

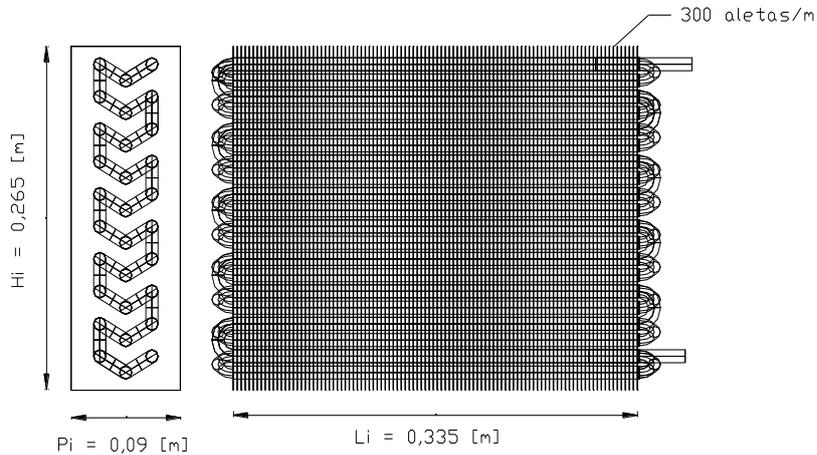


Figura 3 - Representación esquemática de la geometría de los intercambiadores de calor.

La correlación resultante para el factor de Colburn está dada por:

$$j_H = 0,167549 \text{ Re}^{0,398586} \tag{11}$$

Para incluir los efectos de humedad en el coeficiente de transmisión de calor, h_a , por la presencia de una superficie húmeda en el evaporador, la Ec.(5) es corregida utilizando el modelo de Didion y Domanski [8], definido por:

$$h_{ah} = h_a \left(1 + \frac{i_{lv_a} (w - w_s)}{c p_a (T_{ae_{ev}} - T_{dp})} \right) \tag{12}$$

donde w y w_s representan la humedad absoluta y humedad absoluta de saturación del aire, i_{lv_a} es la entalpía de vaporización del agua, $T_{ae_{ev}}$, la temperatura de entrada del aire al evaporador y T_{dp} la temperatura de punto de rocío en la superficie externa del evaporador.

2.2.2 Caída de Presión del Refrigerante

La caída de presión en el refrigerante afecta la distribución de temperaturas a lo largo de los intercambiadores de calor y por tanto su desempeño térmico. La caída de presión en las regiones monofásicas fue calculada a través de la relación:

$$\Delta P_f = \frac{f G^2 L}{2 \rho D} \tag{13}$$

donde f representa el factor de fricción de Darcy, definido por Colebrook [8] como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right] \tag{14}$$

En regiones bifásicas, la caída de presión es resultado de los efectos de fricción y de aceleración (inercia). La caída de presión en estas regiones varía localmente y una metodología de evaluación consiste en utilizar los multiplicadores bifásicos, ϕ^2 , que permiten evaluar los efectos de fricción en estado bifásico en función del comportamiento monofásico, o sea:

$$(dP/dz)_{f_{bifásico}} = \phi^2 (dP/dz)_{f_{monofásico}} \quad (15)$$

Así, para el condensador se utiliza la correlación de Soliman [15], Ec.(16) y para el evaporador se adoptó el modelo de Souza [16], Ec.(17):

TABLA 2 - MULTIPLICADOR BIFÁSICO LOCAL PARA EVALUACIÓN

Región	Correlaciones para Caídas de Presión	Ec.
Condensación Soliman (1968)	$\phi_v^2 = (1 + 2,85X_{tt}^{0,523})$	(16)
Evaporación Souza (1995)	$\phi_{lo}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1)x^{1,75} (1 + 0,9524\Gamma X_{tt}^{0,4126})$ $\Gamma = (\rho_l/\rho_v)^{0,5} (\mu_v/\mu_l)^{0,125}$	(17)

La contribución de los efectos de inercia a la caída de presión total en la región de condensación y evaporación puede ser evaluada a partir de:

$$\Delta P_{inercia} = G^2 \left[\left(\frac{x_{out}^2}{\rho_v \alpha_{out}} + \frac{(1-x_{out})^2}{\rho_l (1-\alpha_{out})} \right) - \left(\frac{x_{in}^2}{\rho_v \alpha_{in}} + \frac{(1-x_{in})^2}{\rho_l (1-\alpha_{in})} \right) \right] \quad (18)$$

Los efectos de caída de presión en los distribuidores y en las curvaturas de los tubos en ambos intercambiadores de calor fueron despreciados para efectos del modelo.

2.2.3 Análisis Global de los Intercambiadores de Calor

El procedimiento ε - NUT fue utilizado para el análisis del desempeño térmico del intercambiador. Las siguientes correlaciones (ε , NUT) han sido adoptadas en los modelos de los intercambiadores de calor (ver Tabla 3).

TABLA 3 - RELACIONES ε - NUT PARA LOS INTERCAMBIADORES

Región	Correlaciones para Caídas de Presión	Ec.
Monofásicas	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C^*} NTU^{0,22} (\exp(-C^* NTU^{0,78}) - 1)\right]$	(19)
Bifásicas	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$	(20)

El balance de energía global debe complementarse con las correlaciones (ε , NUT) en cada región. Las ecuaciones siguientes son consideradas para este propósito en el modelo:

a) Lado del aire

$$Q_{región} = C_a [(T_a)_e - (T_a)_s] \quad (21)$$

b) Lado del refrigerante

Regiones monofásicas

$$Q_{región} = C_r [(T_r)_e - (T_r)_s] \quad (22)$$

Regiones bifásicas

$$Q_{región} = m_r [i_v - i_l] \quad (23)$$

c) Intercambiador de calor completo

Condensador

$$Q_{condensador} = \Sigma Q_{región} = Q_{enfriamiento} + Q_{condensación} + Q_{subenfriamiento} \quad (24)$$

Evaporador

$$Q_{evaporador} = \Sigma Q_{región} = Q_{evaporación} + Q_{sobrecalentamiento} \quad (25)$$

2.3 Modelo del Tubo Capilar

El tubo capilar es uno de los dispositivos de expansión de mayor uso en sistemas frigoríficos de pequeña capacidad. La reducida sección transversal de estos dispositivos permite la reducción de la presión del refrigerante en el sistema. El modelo matemático del tubo capilar considera expansión adiabática y aplicando las leyes de conservación de energía, de masa y de cantidad de movimiento se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$i_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = i_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (26)$$

$$m_r = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (27)$$

$$\left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{2v} \frac{V^2}{D} \right] = \frac{m}{A} (V_2 - V_1) \quad (28)$$

Aplicando las ecuaciones anteriores a lo largo de la longitud del tubo es posible identificar el estado del refrigerante a la salida del mismo.

3. ANÁLISIS DE RETROFIT

En estos últimos años, con la eliminación de las sustancias halocarbónicas, como es el caso de los CFCs, se han intensificado los estudios para analizar el comportamiento de los sistemas con refrigerantes alternativos no nocivos, como es el caso de los HFCs. El principal objetivo de esta sustitución es de mantener los componentes del sistema original y determinar de qué manera queda afectado el desempeño térmico del sistema y sus distintos componentes. Este proceso es conocido como Retrofit. Una de las características más importantes que se debe tomar en cuenta para realizar la sustitución óptima del refrigerante, es la similitud de las propiedades termofísicas de ambos refrigerantes. La Tabla 4 contiene las propiedades de los refrigerantes R12 y R134a a diferentes temperaturas de saturación, las cuales permiten establecer las diferencias que definen el posible comportamiento de los sistemas con ambos refrigerantes.

TABLA 4 - PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL R12 Y R134a

Refrigerante	P_{sat} [kPa]	v_l [m ³ /kg]	v_v [m ³ /kg]	i_v [kJ/kg]	k_l [W/m-K]	k_v [W/m-K]	μ_l [kg/m-s]	μ_v [kg/m-s]
Temperatura de Saturación - 4 [°C]								
R12 (ODP=0,88)	269,8	0,000 71	0,062 93	153,5	0,079 764	0,008 355	0,000 256	0,000 011 51
R134a (ODP=0)	252,9	0,000 76	0,079 80	201,6	0,096 319	0,011 707	0,000 290	0,000 006 86
Temperatura de Saturación 38 [°C]								
R12 (ODP=0,88)	913,6	0,00079	0,019 12	130,0	0,064 39	0,010 998	0,000 205	0,000 013 62
R134a (ODP=0)	963,7	0,00087	0,021 12	165,1	0,076 75	0,015 893	0,0001704	0,000 013 76

El nivel de ODP (Ozone Depletion Potencial, $1 \geq ODP \geq 0$) determina la capacidad del refrigerante para eliminar las partículas de ozono. Así, el R-12 tiene un ODP superior al R-134a. Otros factores importantes que deben ser considerados en el Retrofit, son los parámetros que definen la compatibilidad del refrigerante alternativo con el sistema en consideración. Estos parámetros son:

a) Lubricantes

Debe evitarse el problema de miscibilidad entre el refrigerante y el lubricante. Es recomendable la utilización de polyol-ester como lubricante con R134a para evitar este problema.

b) Compatibilidad de Materiales

El refrigerante sustituto debe ser compatible con metales, plásticos, acrílicos, celulosas, elastómeros, etc., materiales de los componentes. El R134a es compatible con la mayoría de los metales y no así con acrílicos y celulosas.

c) Modificación de Componentes

Es importante tomar en cuenta la higroscopicidad del refrigerante, para tener en consideración la utilización del filtro deshidratador adecuado. El aspecto más importante que se debe analizar en este parámetro, está relacionado con el tubo capilar. Las propiedades termodinámicas de la Tabla 4, para las mismas temperaturas de saturación, muestran mayores presiones de saturación en el R134a en comparación con el R12. Esto significa que es posible que el tubo capilar no llegue a expandir al refrigerante en la misma proporción que el R12 cuando el sistema trabaje con R134a. En ese caso sería necesaria la sustitución del tubo capilar para que cumpla con las condiciones de funcionamiento establecidas en el sistema.

d) Coeficiente de Desempeño (COP)

Es el parámetro de mayor interés en el análisis del Retrofit. Esta característica está asociada a la potencia de consumo en el compresor y la capacidad de refrigeración obtenida. Estos dos parámetros son afectados por las propiedades termodinámicas del refrigerante.

4. ALGORITMO DE SOLUCIÓN DEL SISTEMA FRIGORÍFICO

El algoritmo de solución del sistema de ecuaciones, resultante del modelado del sistema frigorífico, fue desarrollado dividiendo al sistema en dos subsistemas: el subsistema de condensación conformado por el compresor, condensador y tubo capilar y el subsistema de evaporación conformado por el evaporador. El método de solución del sistema de ecuaciones adoptado para este propósito es el de Sustituciones Sucesivas o Iteración Funcional. El sistema de ecuaciones fue codificado en el programa computacional Engineering Equation Solver (EES), donde se elaboró un ambiente gráfico de simulación, que permite una interacción amigable con el usuario. El algoritmo de solución se detalla a seguir:

- Inicialmente se definen las condiciones de trabajo del sistema, es decir, las temperaturas de entrada del aire al condensador y evaporador, y la selección del fluido refrigerante.
- Se definen las estimaciones de los resultados para iniciar el método de solución adoptado. Entre las estimaciones se encuentran la temperatura de evaporación T_{ev} , temperatura de condensación, T_{cd} , diferencial de temperatura de subenfriamiento ΔT_{se} , y el diferencial de temperatura de sobrecalentamiento ΔT_{sc} .
- Con las estimaciones iniciales se determinan las condiciones de salida del refrigerante del compresor a través de su modelo.
- Se calculan las condiciones de entrada al condensador, evaluando el modelo de las líneas de conexión. El estado del refrigerante a la salida del condensador es determinado considerando las regiones definidas en el desarrollo del modelo. A la salida del condensador se verifica el grado de subenfriamiento y la temperatura de condensación resultante. Las variaciones en las estimaciones son recalculadas nuevamente desde (b).
- Los resultados del condensador permiten evaluar el modelo del tubo capilar. Los resultados se comparan con los establecidos en las estimaciones iniciales a través de la T_{ev} . Se verifica que la presión del refrigerante a la salida del tubo capilar no supere en más del 1%, a la presión de evaporación definida en la estimación inicial. De esta manera se alcanza el equilibrio en el subsistema de condensación. Las variaciones de las estimaciones son recalculadas desde (b).
- Una vez alcanzado el equilibrio en el subsistema de condensación, el equilibrio en el subsistema de evaporación es determinado, verificando las condiciones de salida del evaporador. El grado de sobrecalentamiento y la temperatura de evaporación obtenidas a partir del modelo definen el equilibrio de este subsistema.

Los resultados obtenidos en ambos subsistemas representan la solución final del sistema. Estimaciones adecuadas para el sistema aceleran el proceso de solución del mismo, verificándose en todos los casos que, el error de las nuevas estimaciones con respecto a las anteriores no supere el 1%. Las variables de interés obtenidas de la simulación son: la temperatura de evaporación, temperatura de condensación, flujo másico de refrigerante, potencia del compresor, capacidad de refrigeración y coeficiente de desempeño.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Los resultados de la simulación numérica fueron analizados considerando el efecto de la variación de la temperatura de entrada de aire en el condensador y en el evaporador. En la Figura 4 se muestran los resultados obtenidos de la

simulación, representando el ciclo termodinámico del sistema en diagramas de presión y entalpía. La Figura 4(a) muestra el resultado del incremento en la temperatura de entrada de aire al condensador de 20 a 30 °C, donde se nota un desplazamiento del ciclo termodinámico del sistema. El desplazamiento se debe a la variación en la temperatura de aire, que induce al sistema a incrementar su temperatura de condensación para tener la capacidad de transmitir la misma cantidad de calor a los alrededores.

El resultado de este incremento y considerando la dependencia del subsistema de evaporación con el de condensación la respuesta del sistema muestra el incremento en la temperatura de evaporación sin considerar una variación en la carga térmica.

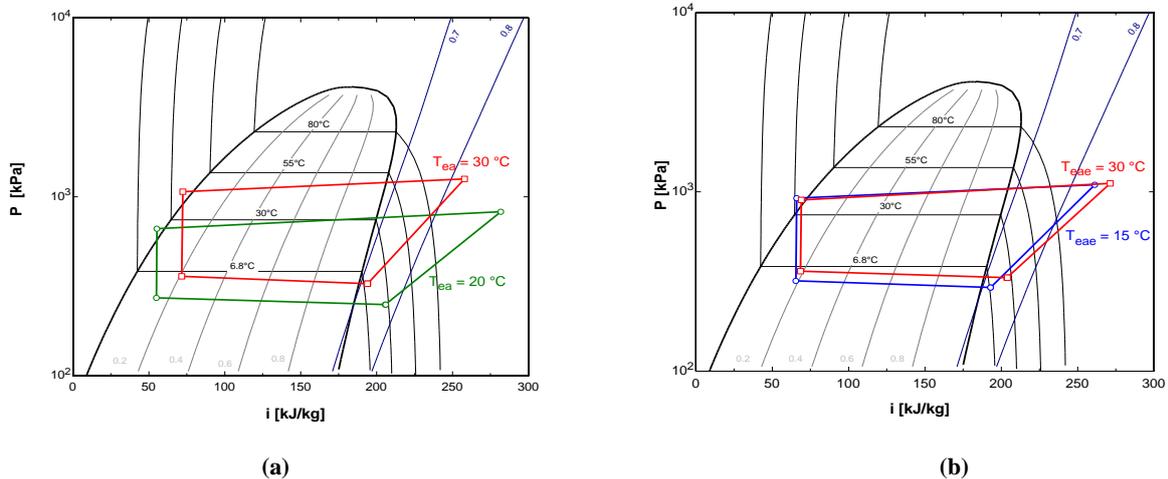


Figura 4 - Comportamiento del sistema con R12 frente a variaciones de la temperatura de entrada del aire: (a) en el condensador, (b) en el evaporador

Los efectos en la variación de temperatura de aire en el evaporador de 15 a 30 °C, ilustrado en la Figura 4(b) muestra un comportamiento algo diferente al descrito anteriormente. Al mantener la temperatura de aire en el condensador constante, la temperatura de condensación del sistema se mantiene prácticamente constante. El aumento en la temperatura de aire en la entrada al evaporador incrementa la temperatura de evaporación así como el grado de sobrecalentamiento a la salida del evaporador, lo que representa una mayor capacidad de absorción de calor como efecto del incremento en la carga térmica.

5.1 Efecto de la temperatura de entrada del aire en el condensador

Los parámetros de mayor importancia en cualquier sistema frigorífico son la potencia del compresor, la capacidad de refrigeración y, finalmente, el coeficiente de desempeño como resultado de los anteriores dos. La potencia del compresor está definida principalmente por el flujo másico y el trabajo de compresión $E_c(3)$ y $E_c(4)$. Con el incremento en la temperatura de condensación, el volumen específico del refrigerante disminuye produciendo un incremento en el flujo másico del sistema. La disminución del volumen específico del refrigerante produce al mismo tiempo una ligera disminución en el trabajo de compresión, como muestra la Figura 4(a).

El comportamiento obtenido en las simulaciones con ambos refrigerantes, Figura 5(a), muestra una tendencia creciente en ambos casos como resultado del aumento del flujo másico de refrigerante. La potencia del compresor con R-134a es mayor en un 31% con respecto a la obtenida con R-12. Esta variación está relacionada con las propiedades termodinámicas de los refrigerantes. En el caso del flujo másico para el refrigerante R-134a, éste es menor al de R-12 debido a su mayor volumen específico para la misma temperatura de saturación. El trabajo de compresión con R-134a es mucho mayor al obtenido con R-12 debido a una mayor diferencia de entalpías de entrada y salida.

Las curvas de capacidad de refrigeración obtenidas en la simulación presentan tendencia creciente con ambos refrigerantes como muestra la Figura 5(b). La tendencia creciente en ambas curvas obedece al incremento en el flujo másico de refrigerante del sistema, aún considerando la disminución en la diferencia de entalpías en el evaporador. Analizando el comportamiento del sistema en la Figura 4(a), éste muestra que la reducción en la diferencia de entalpías se debe principalmente a que el sistema no varió su carga térmica, lo que también ocasionó una reducción en la temperatura de sobrecalentamiento a la salida del evaporador.

La capacidad de refrigeración con R-134a es 24% mayor a la obtenida con R-12 bajo las mismas condiciones de trabajo. Esta variación tiene relación directa con las propiedades del refrigerante, que en el caso del R-134a muestran

mayor conductividad térmica en las fases de vapor y líquido, además de considerar que la entalpía en el caso del R-134a es mayor a la de R-12 para la misma condición.

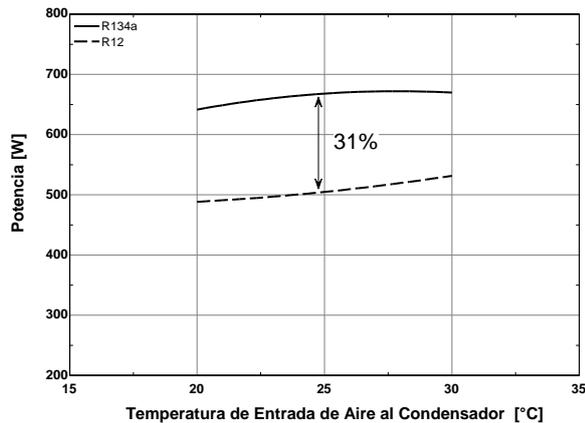


Figura 5(a) - Potencia del compresor.

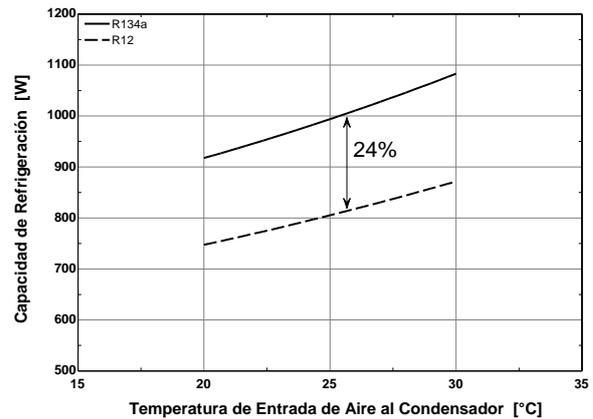


Figura 5(b) - Capacidad de Refrigeración.

5.2 Efecto de la temperatura de entrada del aire en el evaporador

Los efectos obtenidos variando la temperatura del aire en el evaporador son similares a los descritos anteriormente en el condensador pero bajo circunstancias diferentes. En la Figura 4b se mostró que los efectos de variar la temperatura en la carga térmica, es decir la temperatura de entrada de aire al evaporador, están relacionados únicamente con la temperatura de evaporación del sistema.

Al incrementar la temperatura de 15 a 30 °C en el evaporador, es necesario absorber una mayor cantidad de calor, por lo tanto la temperatura del refrigerante en el evaporador aumenta y al ocurrir esto se producen efectos similares con el flujo másico de refrigerante, anteriormente descritos en el análisis del condensador. Con respecto al trabajo de compresión, este se mantiene prácticamente constante debido a que el incremento en el sobrecalentamiento del refrigerante a la entrada y salida del compresor es proporcional. El resultado que muestra la Figura 6(a), presenta una tendencia creciente leve en las curvas de potencia de R-12 y R-134^a. Esto debido a la poca variación en la temperatura de evaporación, siendo la potencia mayor con R-134a en 30% comparada con el resultado obtenido con R-12.

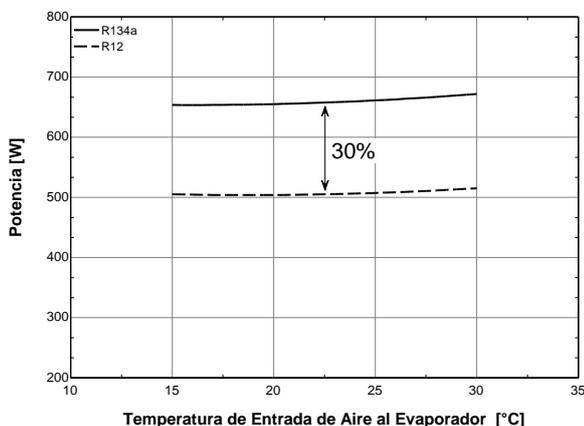


Figura 6(a) - Potencia en el compresor.

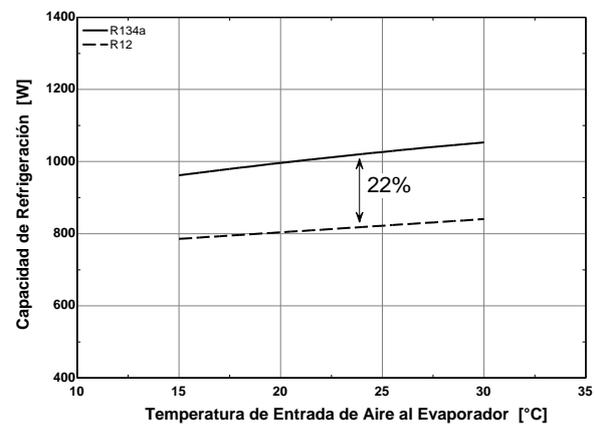


Figura 6(b) - Capacidad de Refrigeración.

El aumento de la temperatura de aire en el evaporador, incrementa el grado de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del mismo. Esta variación aumenta la capacidad de refrigeración, ya que se incrementa la diferencia de entalpías entre la salida y entrada del evaporador, produciendo así una mayor capacidad. En la Figura 6(b) se muestra el comportamiento ya descrito y se aprecia una capacidad 22% mayor en el R-134a comparada con la de R-12. El efecto de la conductividad térmica, enunciado anteriormente, incide en una mayor capacidad de refrigeración.

5.3 Efectos del Retrofit en el tubo capilar

Los tubos capilares están dimensionados, en longitud y diámetro, para fronteras de trabajo limitadas, lo cual los hace ineficientes cuando se pretende variar la condición de trabajo fuera de ese rango. Con el incremento en la temperatura de condensación y considerando una longitud y diámetro establecido en el tubo capilar, este dispositivo no tiene la

capacidad de expandir al refrigerante hasta la presión de evaporación establecida en sus condiciones iniciales. El desplazamiento del ciclo termodinámico del sistema en la Figura 4(a), se debe a este fenómeno.

Una de las propiedades termodinámicas importantes en el R-134a es la mayor presión de saturación comparada con el R-12, a la misma temperatura de saturación. Debido a esta característica, las condiciones de equilibrio con ambos refrigerantes son diferentes. Este fenómeno se puede apreciar en la Figura 7, la cual muestra como varía la temperatura del refrigerante a lo largo del tubo. La simulación ilustra que partiendo de las mismas condiciones con ambos refrigerantes, es posible alcanzar la temperatura de evaporación deseada con una longitud menor de tubo para el caso de R-134a. Debido a la mayor presión de saturación en el R-134a, la expansión del mismo lleva mucho antes a la temperatura deseada a la salida del tubo capilar, lo que da como resultado una menor longitud de tubo necesaria. En realidad, este fenómeno es poco probable que ocurra debido a que en el funcionamiento del sistema, las condiciones de entrada al dispositivo de expansión son muy diferentes con ambos refrigerantes tanto en temperatura, presión y flujo másico.

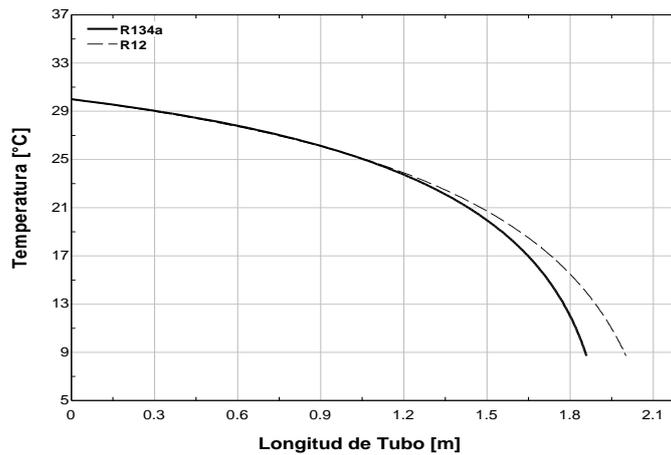


Figura 7 - Efecto del Retrofit en el Tubo Capilar: Temperatura Vs. Longitud.

5.4 Efectos del Retrofit en el Desempeño Térmico del Sistema

Los efectos de la sustitución de refrigerantes o Retrofit, fueron evaluados a partir del coeficiente de desempeño térmico del sistema (COP) que representa un indicador importante en cualquier sistema de refrigeración. El comportamiento del sistema con ambos refrigerantes mostró un incremento tanto en la capacidad de refrigeración como en la potencia al aumentar las temperaturas de entrada de aire en el condensador y en el evaporador. Como resultado, el coeficiente de desempeño térmico se incrementó en ambos casos en proporciones prácticamente similares, como muestran las Figuras 8(a) y 8(b).

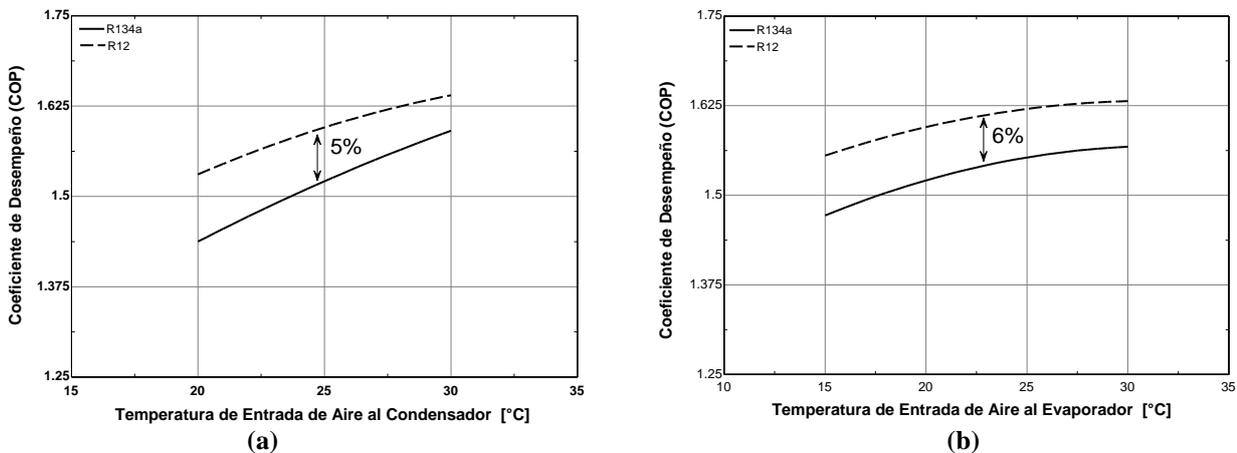


Figura 8 - Efecto del Retrofit en el Desempeño Térmico del Sistema: (a) Condensador (b) Evaporador.

Las curvas de COP con la variación de temperatura de aire en el condensador y evaporador, mostradas en las Figuras 8(a) y 8(b) indican un mayor desempeño con R-12. Varían entre el 5 y 6% en ambos casos. Esto se debe al mayor incremento en la capacidad de refrigeración, comparada con la potencia utilizada para el caso del R-12, para las

variaciones de temperatura adoptadas. Analizando el comportamiento del R134a, éste mostró alrededor de 24% de capacidad de refrigeración mayor a la de R-12, pero al mismo tiempo su incremento en la potencia alcanzó el 30%, lo que hizo que la relación de ambas fuera menor comparada con la obtenida con R-12. Esta es una de las ventajas del R-12, pues se necesitaría menor potencia en el compresor para una misma capacidad de refrigeración. Sin embargo, su gran desventaja radica en su elevado nivel de ODP y, por consiguiente, su efecto dañino a la capa de ozono.

6. CONCLUSIONES

El modelo matemático desarrollado en el presente trabajo presenta resultados cualitativamente consistentes con la literatura disponible, Stoecker [1], considerando las distintas variables fundamentales que definen el desempeño del sistema, como: Capacidad de refrigeración, potencia del compresor, comportamiento del tubo capilar y el coeficiente de desempeño térmico (COP). El estudio de la sustitución de refrigerantes nocivos a la capa de ozono, permitió definir una metodología de análisis de compatibilidad del nuevo refrigerante y el sistema analizado. Por otro lado, los resultados de la sustitución del refrigerante (Retrofit) R-12 por R-134^a, presentaron una reducción en el desempeño térmico de 5 a 6%. Estos resultados son comparables a los obtenidos por Hewitt y McMullan [4] que verificaron una reducción de 5% y, también con el trabajo realizado por Chen y Prasad [7], que obtuvieron una reducción en el coeficiente de desempeño de 3% para el R-134. Finalmente, es posible afirmar que la herramienta computacional desarrollada para la simulación del comportamiento del sistema puede ser utilizada como herramienta de proyecto para evaluar el comportamiento térmico de estos sistemas, así como, para predecir el desempeño térmico antes de la sustitución de refrigerantes nocivos a la capa de ozono.

7. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Laboratorio de Refrigeración de la Escuela de Ingeniería de San Carlos-Universidad de San Pablo, a través de su coordinador, el Prof. Dr. José M. Saiz Jabardo, por facilitar el acceso al material para la investigación bibliográfica.

8. REFERENCIAS

- [1] W. F. Stoecker and J.W. Jones. *Refrigeration and air conditioning*, Ed. McGraw-Hill, São Paulo, Brazil, 1985.(in Portuguese).
- [2] Koury et al. "Numerical simulation of a variable speed refrigeration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, 2001, pp. 192-200.
- [3] Jabardo et al. "Simulation of automotive refrigeration System," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, 2003, pp.192-200.
- [4] N.J. Hewitt and J.T. McMullan. "The replacement of cfc in refrigeration equipment by environmentally benign alternatives," *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, 1997, pp. 955-972.
- [5] L. Herbe and P. Lundqvist. "CFC y HCHC refrigerants retrofits – experiences and results," *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, 1997, pp. 49-54.
- [6] Devota et al. "Performance and heat transfer characteristics of HFC-134a and CFC-12 in a water chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, 1998, pp. 569-578.
- [7] Q. Chen and R.C. Prasad. *Simulation of a vapour-compression refrigeration cycles using hfc134a*, Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol. 26, 1999, pp. 513-521.
- [8] M. B. Rocha. *Simulación de sistemas frigoríficos*, Trabajo Final de Grado, Universidad Privada Boliviana, Bolivia, 2003.
- [9] M.W. Gonzales. *Simulation of automobile refrigeration systems*, Master of Science Thesis, University of São Paulo, São Carlos, Brazil. (in Portuguese).
- [10] S.J. Dittus and L.M. Boelter. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*, University of California publications on engineering, vol. 2, 1930, pp. 443-461.
- [11] M.M. Shah. "A general correlation for heat transfer during film condensation in tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, 1979, pp. 547-556.
- [12] V.V. Klimenko. "A general correlation for two phase forced flow heat transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, 1988, pp. 541-552.
- [13] W. M. Kays. *Compact heat exchangers*, Ed. Mc Graw-Hill, New York, USA, 1984.
- [14] R. L.Webb and C.Y. Yang. "Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, 1996, pp. 791-800.
- [15] Ashrae Handbook. *Fundamentals*, Atlanta, ASHRAE, 1993.

- [16] A. L. Souza. "Prediction of pressure drop during horizontal two phase flow of pure and mixed refrigerants," *Symposium on Multiphase Flow*, vol. 210, 1995, pp. 161-171.
- [17] T. N. Wong and K.T. Ooi. *Evaluation of capillary tube performance for CFC12 and HFC-134A*, Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 23, 1996, pp. 993-1001.