Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones de operación

Modelling of a refrigeration system characterized under extended operating conditions

Cristian Cuevas^{1*} Néstor Fonseca²

Recibido 15 de septiembre de 2014, aceptado 30 de marzo de 2016

Received: September 15, 2014 Accepted: March 30, 2016

RESUMEN

En este estudio se presenta la metodología para desarrollar un modelo semiempírico de un sistema de refrigeración clásico, compuesto de un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, el que es ensayado en un rango muy amplio de condiciones de operación. Los modelos se presentan en forma modular, lo que permite que puedan adaptarse a cualquier tipo de aplicación que utilice un sistema de refrigeración por compresión de vapor: refrigeración, aire acondicionado o bombas de calor, con componentes similares a los utilizados en este estudio. Los resultados de los modelos son confrontados con datos experimentales, los cuales son obtenidos de un sistema de enfriamiento que trabaja con un compresor a espiral, un evaporador a placas y un condensador de tubos planos y de aletas con persianas. Esta confrontación es en este caso utilizada para determinar algunos parámetros empíricos de los modelos. Una vez validados los modelos individuales se procede a conectar cada uno de ellos para definir el modelo global, se asume que el condensador impone la presión de condensación, el evaporador la presión de evaporación y el compresor el flujo de refrigerante, entre otras variables intermedias. Las principales salidas del modelo global son la potencia de refrigeración, la potencia del compresor y el COP (coeficiente de desempeño) del sistema. El modelo de simulación predice el COP del sistema con una diferencia inferior a un 8% con respecto a los valores experimentales, los que consisten en un total de 76 ensayos realizados en régimen estacionario y los que son utilizados para validar los modelos individuales y globales. Una vez realizado lo anterior, se determina, por simulación, el dominio de trabajo del sistema.

Palabras clave: Modelado, sistema de refrigeración, modelo semiempírico.

ABSTRACT

In this study a methodology to develop a semi-empirical modelling of a classic refrigeration system is presented, which is composed by a compressor, a condenser, an expansion valve and an evaporator, and is characterized under extended operating conditions. The models are developed in a modular way, thus these can be adapted to a similar configuration related with refrigeration, air conditioning and heat pumps. The results of the modelling are compared with experimental results obtained in a refrigeration system composed by a scroll compressor, a plate heat exchanger as evaporator a louvered fin and flat tube condenser. This comparison is also used to determine some empirical parameters of the models. First the

¹ Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Concepción. Edmundo Larenas 219. Casilla 160-C. Concepción, Chile.
E-mail: crcuevas@udec.cl

² Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira. AA. 97 Pereira. Risaralda, Colombia.
E-mail: nfonseca@utp.edu.co

* Autor de correspondencia

models are validated individually and then these are interconnected to develop the global model. In this approximation, the condenser imposes the condensing pressure, the evaporator the evaporating pressure and the compressor the refrigerant flow rate, among other intermediate variables. The main outputs of the model are the evaporator cooling power, the compressor power and the system COP (Coefficient of Performance). The model is validated with 76 tests developed in a steady-state, by obtaining a COP with a difference lower than 8% between the measurements and the results of the model, which is here considered as acceptable. Finally, by simulation, the model is used to determine the refrigeration system working domain.

Keywords: Modelling, refrigeration system, semi-empirical model.

INTRODUCCIÓN

El modelado en sistemas térmicos se desarrolla principalmente para la selección o dimensionamiento de sus componentes, o simplemente para determinar su dominio de operación.

La selección de equipos y dimensionamiento del sistema se realiza, generalmente, a una condición de operación nominal, lo que no permite tener una idea de cómo se comporta el sistema en condiciones diferentes a la de diseño o a carga parcial. Además, de los equipos solo se conocen las condiciones nominales de operación, las cuales solo en algunos casos son entregadas por los fabricantes de estos, pero no se sabe cómo estos van a interactuar una vez que se integren al sistema considerado.

La ventaja de realizar un modelo, y posteriormente una simulación del sistema, es que se tiene la respuesta inmediata de todo el sistema a una perturbación cualquiera, realizada a un componente específico o al sistema completo. Sin embargo, este tipo de modelado aumenta el grado de complejidad de la programación como también su resolución numérica.

En el caso presentado en este estudio se considera un sistema de refrigeración (compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador), que trabaja en condiciones muy diferentes a las condiciones normalmente encontradas en refrigeración industrial, el cual se utiliza para desarrollar y validar los modelos propuestos tanto para los componentes como para el sistema de refrigeración completo. Este sistema es caracterizado experimentalmente con refrigerante R134a a presiones de condensación que van desde 8,6 bar hasta 40 bar (temperatura de saturación de 34 °C hasta 100 °C) y a presiones de evaporación

que van desde 1,6 bar hasta 17,8 bar (temperatura de saturación de 15,6 °C hasta 62,4 °C). Este amplio rango de caracterización del sistema es una de las particularidades de este estudio, debido a que este sistema se caracterizó y validó para refrigerar un fluido de un equipo que debe mantenerse a temperaturas inferiores a 80 °C, y que disipa unos 70 kW térmicos para una aplicación automóvil.

Para realizar el modelado de este sistema se desarrollan primero los modelos individuales de cada equipo: condensador, evaporador y compresor. En este caso no se modela la válvula de expansión. Estos modelos son luego validados y ensamblados para formar así el modelo del sistema de refrigeración, el que es también validado con los resultados experimentales.

Para el modelado de los intercambiadores de calor, por lo general, se utilizan dos tipos de aproximación: una de parámetros concentrados y otra de parámetros distribuidos. En el primer caso el intercambiador puede ser modelado como de una zona, de dos o de tres zonas dependiendo si es evaporador o condensador. En el caso del condensador se prefiere el modelo de tres zonas debido a su mejor precisión en los resultados [1-2]. Por otro lado, el evaporador puede ser modelado considerando una zona con buena precisión, debido a que la zona sobrecalentada no ocupa un porcentaje significativo del área de transferencia de calor total. Sin embargo, un modelo de dos zonas representa de mejor forma el proceso real [1].

Los modelos con parámetros distribuidos son más precisos pero a la vez son más complejos y requieren un tiempo de cálculo mayor [3]. Este tipo de modelo define de mejor forma la interface entre cada zona y permite obtener resultados más precisos a lo largo de todo el intercambiador. La principal dificultad

de este tipo de aproximación es su integración a un sistema compuesto por varios equipos.

En lo que respecta a los modelos de los sistemas de refrigeración, en la literatura se encuentran diferentes aproximaciones. Chan y Lu [4] y Ge y Tassou [5] utilizan una relación polinomial para modelar el compresor, calculando su eficiencia isentrópica y volumétrica con relaciones polinomiales en el caso de Chan y Lu o calculando directamente la potencia del compresor y su potencia de refrigeración en el caso de Ge y Tassou. Para modelar los intercambiadores utilizan un modelo de una zona tanto para el condensador como para el evaporador en el caso del modelo de Chan y Lu. El modelo de Ge y Tassou no modela el evaporador y utiliza la potencia de refrigeración como una entrada. En ambos casos no se modela la válvula de expansión y el efecto de la carga de refrigerante. Otras aproximaciones como las de Corberan, Gonzalez, Montes, Blasco [6]; Pfaffert, Schmitz [7] y Zhou, Zhang, Catano, Wen, Michna, Peles y Jensen [8] mejoran la modelación de los intercambiadores de calor, considerando modelos distribuidos en forma unidimensional y modelan además la válvula de expansión en el caso de las dos últimas referencias. Para el compresor, se siguen considerando modelos polinomiales o valores constantes para determinar las eficiencias isentrópica y volumétrica de este.

En este estudio se propone un modelo de simulación de un sistema de refrigeración de tipo modular, que se puede utilizar para analizar el efecto de algunos parámetros como tamaños de los equipos y condiciones de operación, el cual está en este caso limitado a componentes del mismo tipo que el que se analiza en este estudio. Esto no impide que si se quisiera utilizar un componente distinto, como por ejemplo otro tipo de compresor, se pueda reemplazar en este tipo de modelo para realizar una simulación, lo que obviamente implica reemplazar completamente dicho modelo.

La principal diferencia en los modelos propuestos en este estudio es que presentan un buen compromiso entre una aproximación física importante en la modelación, puesto que se modelan con mejor detalle los fenómenos que ocurren en los equipos en comparación a algunos modelos existentes, como el caso del proceso de compresión del refrigerante, y un nivel de complejidad aceptable para realizar

simulaciones relativamente complejas, como es el caso de la división en zonas en los intercambiadores de calor.

Así se opta por desarrollar un modelo de tres zonas para el condensador y un modelo dos zonas para el evaporador, ambos con parámetros concentrados. El compresor es modelado con una aproximación semiempírica, que considera todos los fenómenos involucrados en el proceso de compresión, siendo las eficiencias isentrópicas y volumétricas calculadas por modelo.

DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS CARACTERIZADOS

A continuación se describen los equipos utilizados para validar los modelos.

Compresor

El compresor utilizado en este estudio es un compresor a espiral hermético con un volumen barrido teórico de $28,8 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ a una velocidad de 2.900 rpm. Este es lubricado con aceite poliol-ester y utiliza refrigerante R134a como fluido de trabajo. Más detalles de este compresor se pueden encontrar en la referencia [9].

Condensador

El condensador es un ensamble de 5 condensadores de automóvil conectados en serie, compuestos de tubos planos y aletas con persianas. Tiene una sección frontal de 25 dm^2 , un área interna y externa de transferencia de calor de $0,644 \text{ m}^2$ y $5,331 \text{ m}^2$, respectivamente. El diámetro hidráulico del lado refrigerante es de 1,3 mm. Este equipo es enfriado por aire ambiente, el cual es acondicionado en temperatura y velocidad.

Más detalles de este equipo se pueden obtener en la referencia [10].

Evaporador

El evaporador es un intercambiador de placas braseadas, con un ángulo de corrugación de las placas de $58,8^\circ$. Consta de 50 placas, con un área de transferencia de calor de $4,56 \text{ m}^2$, y una distancia entre las placas de 2 mm, lo que da un diámetro hidráulico de 4 mm. El fluido secundario que utiliza este intercambiador es una mezcla de agua con glicol en una proporción 50%/50% en masa.

DEFINICIÓN DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS

Modelo del compresor

El modelo del compresor es realizado utilizando las aproximaciones propuestas en la referencia [11]. El modelo considera los intercambios de calor a la entrada y salida del compresor, y el intercambio con el ambiente. Para esto se define una pared ficticia, a la cual se transfieren estos calores al igual que las pérdidas electromecánicas del compresor. La compresión se descompone en dos partes: a entropía constante y a volumen constante, y se supone como adiabática. El principio de la modelación se muestra en la Figura 1.

Este modelo es capaz de predecir la temperatura del refrigerante a la salida del compresor, el flujo de refrigerante, las pérdidas al ambiente y la potencia eléctrica del compresor, utilizando como entradas las presiones de condensación y evaporación, la temperatura del refrigerante a la entrada, la temperatura ambiente y la velocidad del compresor.

Los compresores a espiral son compresores volumétricos con una razón de volumen interna $r_{v, in}$ fija e impuesta por la geometría de las espirales. Esta razón de volumen fija una razón de presión interna, la que no necesariamente es igual a la razón de presiones externa. Debido a esto se tienen tres posibles condiciones de funcionamiento para este tipo de compresor: cuando la razón de presión externa es igual a la razón de presión interna (adaptado), cuando es mayor (subcompresión) y cuando es menor (sobrecompresión). Debido a esto el trabajo interno del compresor se debe calcular como se indica a continuación:

Figura 1. Principio de la modelación del compresor.

$$w_{in, cp} = w_{in, s, cp} + w_{in, v, cp} = (h_{r, ad} - h_{r, su1}) + v_{r, ad} \cdot (P_{r, ex1} - P_{r, ad}) \quad (1)$$

Donde $w_{in, s, cp}$ es el trabajo interno de compresión del proceso isentrópico (adaptado), que se calcula con la diferencia de entalpías, y $w_{in, v, cp}$ es el trabajo de compresión del proceso isocoro (no adaptado), que se calcula como si el fluido fuera incompresible, multiplicando el volumen específico por la diferencia de presiones. Multiplicando este trabajo interno por el flujo de refrigerante se obtiene la potencia interna del compresor:

$$\dot{W}_{in, cp} = \dot{M}_{r, cp} \cdot w_{in, cp} \quad (2)$$

La potencia eléctrica del compresor es finalmente determinada adicionando la potencia interna y las pérdidas electromecánicas del compresor, con la relación siguiente:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in, cp} + \dot{W}_{cp, loss} = \dot{W}_{in, cp} + (\dot{W}_{loss, 0} + \alpha \cdot \dot{W}_{in, cp}) \quad (3)$$

Donde $\dot{W}_{loss, 0}$ y α son parámetros empíricos del modelo. El primer término representa las pérdidas en vacío del compresor y el segundo es una constante de proporcionalidad para tomar en cuenta el aumento de las pérdidas a medida que se solicita más al compresor.

El flujo de refrigerante se predice con la siguiente expresión:

$$\dot{M}_{r, cp} = \frac{N_{cp} \cdot V_s}{v_{r, su1}} \quad (4)$$

Donde V_s es el volumen barrido del compresor, el cual es también un parámetro del modelo, N_{cp} es la velocidad del compresor y $v_{r, su1}$ es el volumen específico a la entrada de la cámara de compresión.

La transferencia de calor a la entrada y salida del compresor se predice utilizando el método ϵ -NUT (eficiencia - Número de Unidades de Transferencia), donde el coeficiente de transferencia de calor se calcula como:

$$AU = AU_{nom} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{r, cp}}{\dot{M}_{ref}} \right)^{0.8} \quad (5)$$

El coeficiente nominal AU_{nom} es un parámetro del modelo y $\dot{M}_{ref}$ es un parámetro que corresponde a un flujo de refrigerante de referencia. Para el caso de las pérdidas al ambiente, el coeficiente global de transferencia de calor se determina experimentalmente.

Los parámetros identificados para este equipo son los siguientes:

$$\begin{aligned} V_s &= 173 \text{ cm}^3 & r_{v, in} &= 2,609 \\ \alpha &= 0,347 & \dot{W}_{loss, 0} &= 223 \text{ W} \\ AU_{ex, cp} &= 35 \left(\frac{\dot{M}_{r, cp}}{\dot{M}_{ref}} \right)^{0,8} \text{ WK}^{-1} \\ AU_{su, cp} &= 300 \left(\frac{\dot{M}_{r, cp}}{\dot{M}_{ref}} \right)^{0,8} \text{ WK}^{-1} \\ AU_{cp, amb} &= 18 \text{ WK}^{-1} \end{aligned}$$

Para el caso del coeficiente $AU_{su, cp}$ se obtuvo un valor que da una eficiencia de intercambio de calor de 100% [9]. En el caso del volumen barrido, este es un 4,5% mayor al anunciado por el fabricante. Esto puede ser explicado por el fenómeno descrito por Nieter [12], que establece que el fluido comienza a ser comprimido antes que el proceso de admisión termine, debido a la disminución de volumen antes que la cámara de compresión se cierre, lo que hace que el volumen barrido real sea mayor al anunciado por el fabricante.

Modelo del condensador

El condensador es modelado como se indica en la Figura 2, es decir, considerando tres zonas, las

Figura 2. Principio de la modelación del condensador.

cuales se encuentran en flujo cruzado con el flujo de aire. Globalmente este está en contraflujo. Se asume que ambos fluidos se distribuyen de forma homogénea tanto del lado refrigerante como del lado aire.

El balance de energía para cada zona se realiza como se indica a continuación, a modo de ejemplo, para la zona sobrecalentada en régimen estacionario, considerando los flujos de entalpía de ambos fluidos:

$$\dot{H}_{r, sh, cd} - \dot{H}_{cf, sh, cd} = 0 \quad (6)$$

En la nomenclatura anterior la lógica es la siguiente: el primer subíndice indica el fluido (r : refrigerant, cf : cold fluid), el segundo subíndice la zona (sh : superheated, tp : two-phase, sc : subcooled) y el tercero el equipo (cd : condenser).

Los flujos de entalpía se determinan como el producto entre los respectivos flujos másicos y sus diferencias de entalpía en la zona considerada:

$$\dot{H}_{r, sh, cd} = \dot{M}_{r, sh, cd} \cdot (h_{r, su, sh, cd} + h_{r, ex, sh, cd}) \quad (7)$$

$$\dot{H}_{cf, sh, cd} = \dot{M}_{cf, sh, cd} \cdot (h_{cf, ex, sh, cd} + h_{cf, su, sh, cd}) \quad (8)$$

En las ecuaciones anteriores se agregan dos subíndices más, que indican lo siguiente: su : supply y ex : exhaust. El modelo asume que tanto el flujo de refrigerante como el de aire son iguales en cada una de las zonas y que se distribuyen homogéneamente a través del intercambiador de calor.

De la ecuación de transferencia de calor se tiene que el calor transferido entre ambos fluidos está dado por:

$$\dot{Q}_{sh, cd} = \epsilon_{sh, cd} \cdot \dot{C}_{min, sh, cd} \cdot (t_{r, su, sh, cd} - t_{cf, su, sh, cd}) \quad (9)$$

Donde $\epsilon_{sh, cd}$ es la eficiencia del intercambiador de calor de la zona sobrecalentada, $\dot{C}_{min, sh, cf}$ es el flujo capacitivo mínimo de dicha zona y t es la temperatura del refrigerante " r " y del aire " cf " a la entrada " su " de la zona sobrecalentada " sh ".

El coeficiente global de transferencia de calor de la zona sobrecalentada se determina de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{AU_{sh,cd}} = \frac{1}{A_{r,sh,cd} \cdot h_{r,sh,cd}} + \frac{1}{R_{m,sh,cd} + \frac{1}{\eta_{cf,sh,cd} \cdot A_{cf,sh,cd} \cdot h_{cf,sh,cd}}} \quad (10)$$

Donde A y h representan el área de transferencia de calor y el coeficiente convectivo del lado refrigerante “ r ” y del lado aire “ cf ”, $\eta_{cf,sh,cd}$ es la eficiencia global de superficie y $R_{m,sh,cd}$ es la resistencia térmica de la pared del intercambiador de calor.

Globalmente, integrando las tres zonas, los flujos de entalpía se determinan como la suma de los flujos de entalpía de cada una de las zonas, tanto del lado del refrigerante “ r ” como del lado del aire “ cf ”:

$$\dot{H}_{r,cd} = \dot{H}_{r,sh,cd} + \dot{H}_{r,tp,cd} + \dot{H}_{r,sc,cd} \quad (11)$$

$$\dot{H}_{cf,cd} = \dot{H}_{cf,sh,cd} + \dot{H}_{cf,tp,cd} + \dot{H}_{cf,sc,cd} \quad (12)$$

$$\dot{H}_{r,cd} - \dot{H}_{cf,cd} = 0 \quad (13)$$

Y para las áreas de transferencia de calor:

$$A_{cd} = A_{sh,cd} + A_{tp,cd} + A_{sc,cd} \quad (14)$$

La pérdida de carga es determinada con la siguiente expresión:

$$\Delta P = \Delta P_{in,port} + \Delta P_{in,core} + \Delta P_{m,core} + \Delta P_{f,core} + \Delta P_{out,core} + \Delta P_{out,port} \quad (15)$$

Donde $\Delta P_{i,port}$ es la pérdida de carga en el colector de entrada o salida (i = entrada o salida), $\Delta P_{in,core}$ es la pérdida de carga a la entrada del tubo, $\Delta P_{m,core}$ es la variación de presión en los tubos debido a la variación de densidad, $\Delta P_{f,core}$ es la pérdida de carga por fricción y $\Delta P_{out,core}$ es la recuperación de presión a la salida del tubo.

En este artículo solo se presentarán las correlaciones utilizadas para determinar el coeficiente de transferencia de calor, más detalles del modelado se pueden encontrar en [10].

Del lado refrigerante, y para un escurrimiento monofásico se utilizan las siguientes correlaciones [13-14] para determinar el número de Nusselt:

Laminar

$$Nu = 0,488 \cdot (f \cdot Re)^{1/3} \left(\frac{L}{D \cdot Re \cdot Pr} \right)^{-1/3} \quad (16)$$

Turbulento

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re-100) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Donde f es el factor de fricción, Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl, L es el largo del tubo y D es el diámetro hidráulico.

Para la zona bifásica, se opta por la siguiente correlación [15] para determinar el número de Nusselt:

$$Nu_{l,\delta} = \frac{h_{tp} \cdot \delta}{k_l} = 0,003 \cdot Re_{l,\delta}^{0,74} \cdot Pr_{l,\delta}^{0,5} \cdot f_i \quad (18)$$

Donde h_{tp} es el coeficiente convectivo, δ es el espesor de la capa de líquido condensado, k_l es la conductividad térmica de la fase líquida, $Re_{l,\delta}$ es el número de Reynolds de la fase líquida, $Pr_{l,\delta}$ es el número de Prandtl de la fase líquida y f_i es el factor de rugosidad en la interfase líquido-vapor.

Para determinar el coeficiente convectivo de esta zona, que depende de la calidad x , se debe integrar para obtener un valor promedio, tal como se indica a continuación:

$$\bar{h}_{tp} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} h_{tp}(x) dx \quad (19)$$

Para la pérdida de carga, la cual es determinada con el método del factor multiplicador, se usa también una integración similar a la anterior.

Este modelo predice principalmente la presión de trabajo del condensador, la cual se determina a partir de los balances de energía de cada zona y

Figura 3. Principio de la modelación del evaporador.

de las ecuaciones de transferencia de calor. Esto permite determinar el flujo de calor transferido por el condensador.

La principal diferencia está en el número de zonas, en este caso se tienen dos: la zona bifásica y la zona sobrecalentada. En el modelado se supone que el refrigerante y la mezcla agua-glicol se reparten uniformemente en cada uno de los canales del intercambiador.

Los coeficientes convectivos para los escurrimientos monofásicos se calculan con la correlación propuesta por el fabricante del intercambiador:

$$Nu = C \cdot Re^n Pr^m \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^s \quad (20)$$

Donde $C=0,363$, $n=0,659$, $m=1/3$ y $s=0$. μ y μ_w representan la viscosidad dinámica determinada a la temperatura media del fluido y a la temperatura de la pared del tubo.

Para la parte bifásica, los coeficientes convectivos se determinan con la siguiente correlación [16]:

$$h_{tp} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (21)$$

Donde E es el factor de mejoramiento y S es el factor de supresión. En este caso se considera una ebullición de tipo combinada: forzada y nucleada. h_l es el coeficiente convectivo calculado para la fase líquida con la correlación de Dittus-Boelter [17], que toma en cuenta la parte forzada, y h_{pool} es el coeficiente convectivo de la ebullición nucleada.

Como la ecuación 21 es válida para tubos circulares lisos, se debe introducir un factor empírico igual a 1,566, que multiplica dicha ecuación, para ajustar los valores simulados con los valores medidos.

Debido a que las pérdidas de carga en el evaporador son bajas, estas no son consideradas para su modelación.

Este modelo predice principalmente la presión de trabajo del evaporador, la que se determina de la misma forma que se explicó para el condensador, y con ello el flujo de calor del evaporador.

Modelo del sistema de refrigeración

El modelo del sistema de refrigeración se obtiene interconectando los modelos del compresor, del condensador y del evaporador, como se indica en [18]:

Compresor/condensador

$$\begin{aligned} \text{Flujo másico} \quad \dot{M}_{r,cd} &= \dot{M}_{r,cp} \\ \text{Entalpía} \quad h_{r,su,cd} &= h_{r,ex,cp} \\ \text{Presión} \quad P_{r,ex,cp} &= P_{r,su,cd} \end{aligned}$$

Evaporador/compresor

$$\begin{aligned} \text{Flujo másico} \quad \dot{M}_{r,ev} &= \dot{M}_{r,cp} \\ \text{Entalpía} \quad h_{r,su,cp} &= h_{r,ex,ev} \\ \text{Presión} \quad P_{r,su,cp} &= P_{r,ex,ev} \end{aligned}$$

En este caso se supone que el compresor impone el flujo de refrigerante que circula en la instalación y la temperatura del refrigerante en su descarga, que el condensador impone la presión de condensación y que el evaporador impone la presión de evaporación.

Considerando las interconexiones presentadas previamente y los modelos individuales, las entradas del modelo global se reducen a las siguientes:

Compresor: temperatura ambiente, velocidad.

Condensador: flujo másico del fluido frío, temperatura de entrada del fluido frío, subenfriamiento del refrigerante (se supone que este está impuesto por la carga de refrigerante).

Evaporador: flujo másico del fluido caliente, temperatura de entrada del fluido caliente, sobrecalentamiento del refrigerante (se supone que este está impuesto por el modelo de la válvula de expansión).

Se debe notar que el subenfriamiento del condensador y el sobrecalentamiento del evaporador podrían ser salidas del modelo si se considerara un modelo de carga de refrigerante y un modelo de la válvula de expansión, los cuales no son considerados en el modelo actual. Para el modelo de carga se debería utilizar un modelo de fracción de vacío para determinar las cantidades de refrigerante que se encuentran en las zonas bifásicas de los intercambiadores de calor.

El modelo del sistema de refrigeración, mostrado en la Figura 4, predice la potencia eléctrica del compresor, el calor disipado en el condensador, el calor absorbido en el evaporador, las pérdidas de carga, presiones y temperaturas del refrigerante y de los fluidos secundarios. Este modelo puede también ser fácilmente utilizado para analizar un sistema que trabaje con un compresor a velocidad variable, imponiendo por ejemplo como entrada del sistema de la demanda de frío en el evaporador y determinando como salida la velocidad de giro del compresor.

Figura 4. Principio del modelado del sistema de refrigeración.

Este modelo es programado en EES [19] y validado con 76 ensayos, en las condiciones de presión que se muestran en la Figura 5. En esta figura se logra apreciar el amplio dominio explorado en los ensayos y el barrido que se realizó entre las presiones mínima y máxima.

Figura 5. Rango de presiones cubiertas en las mediciones.

A modo de ejemplo de la validación de los modelos individuales, las Figuras 6 y 7 presentan las comparaciones de las presiones de evaporación

y presión de entrada al condensador medidas y simuladas, respectivamente. Se logra apreciar una buena correlación entre ambos valores.

Figura 6. Predicción de la presión de evaporación.

Figura 7. Predicción de la presión a la entrada del condensador.

Una vez realizada esta validación individual se procede a ensamblar el modelo global y se comparan los resultados globales del modelo con los que se obtuvieron experimentalmente. En esta etapa no fue necesario reajustar ninguno de los parámetros identificados o hipótesis realizadas en los modelos individuales.

La comparación entre lo que predice el modelo y los valores medidos se presenta en las Figuras 8, 9 y 10. Se obtiene una muy buena correlación entre ambos valores, excepto algunos puntos (marcados en azul) donde el modelo subestima la potencia del compresor. Esto se debe a que para estos puntos el compresor fue sobrecargado, por lo que el motor eléctrico estaba trabajando

a corrientes iguales o superiores a la máxima admisible del motor eléctrico del compresor, de acuerdo a lo especificado por el fabricante. El COP se predice con una diferencia inferior a un 8%, lo que es considerado como aceptable en este estudio.

Figura 8. Predicción de la potencia del compresor.

Figura 9. Predicción de la potencia del evaporador.

Figura 10. Predicción del COP del sistema.

UTILIZACIÓN DEL MODELO PARA DETERMINAR EL DOMINIO DE TRABAJO DEL SISTEMA

Este tipo de modelo permite, una vez validado, determinar las condiciones de funcionamiento del sistema bajo diferentes condiciones de operación, en particular en las condiciones extremas, para determinar con esto el dominio de operación del sistema considerado. Esto permite determinar las principales restricciones que puede tener el sistema y determinar su desempeño sin la necesidad de realizar costosos y largos ensayos. Para ilustrar esto se realiza una simulación utilizando un subenfriamiento de 8 K, un sobrecalentamiento de 5 K, un flujo de agua con glicol de 1,44 kg/s, una temperatura ambiente de 45 °C y diferentes potencias de evaporación, las cuales se hacen variar de 10 a 80 kW, y flujos de aire.

Las principales restricciones de operación del sistema son: la temperatura a la salida del compresor limitada a 120 °C por el termostato instalado en él y principalmente limitada por el aceite del compresor, una presión máxima de trabajo de 40 bar, para permanecer en la zona bifásica a nivel del condensador (el R134a tiene una presión crítica de 40,6 bar), y una potencia máxima del compresor de 16 kW, la que está limitada por la corriente máxima admisible del motor eléctrico.

Las variables anteriores permiten determinar el dominio de operación de este sistema de refrigeración, lo cual se muestra en las Figuras 11 a 13. Dado que el flujo de agua-glicol del evaporador es fijo, se hace variar el flujo de aire sobre el condensador, en las condiciones extremas

Figura 11. Variación de la temperatura del refrigerante.

Figura 12. Variación de la potencia del compresor.

Figura 13. Variación del COP del sistema.

presentadas anteriormente, para determinar una primera variable de operación, como es la temperatura de salida del refrigerante del compresor, la que está limitada por los posibles problemas de carbonización del aceite a altas temperaturas, y una segunda variable de operación, como es la potencia del compresor, la cual está limitada por la potencia máxima del motor eléctrico. Finalmente estas variables permiten determinar el COP del sistema, quien indica la eficiencia de este sistema de refrigeración.

La Figura 11 presenta los resultados obtenidos para la temperatura a la salida del compresor en función del flujo de aire del condensador y para diferentes potencias de enfriamiento. La principal conclusión en este caso es el rápido aumento de la temperatura del refrigerante para potencias de enfriamiento inferiores a 20 kW. Esto es debido al bajo flujo de refrigerante que se tiene en dichas condiciones, que hace que se recaliente rápidamente debido a las pérdidas electromecánicas del compresor. Sobre

esta figura se han indicado las fronteras del dominio de trabajo, el que está principalmente limitado, para estas condiciones, por la presión máxima impuesta a nivel del condensador y por la temperatura máxima a la salida del compresor.

La Figura 12 presenta la variación de la potencia del compresor en el dominio de operación del sistema. Se observa que las principales variables que acotan este dominio son la temperatura a la salida del compresor a bajas potencias de refrigeración y bajos flujos de aire, y la presión a la salida del compresor a altas potencias de refrigeración.

Finalmente la Figura 13 muestra la evolución del COP del sistema. Se observa que en el dominio de trabajo el COP del sistema varía de 1,25 a bajas potencias de refrigeración hasta 5,8 a altas potencias de refrigeración. En este punto es importante hacer notar que en todos estos casos el compresor se mantuvo funcionando a plena carga, es sabido que los COPs a bajas demandas de refrigeración mejoran si se usa un tipo de regulación sobre el compresor para hacerlo trabajar a carga parcial.

El mismo estudio se podría realizar en otras condiciones de operación o cambiando uno de los componentes del sistema o incluyendo alguna regulación como, por ejemplo, el uso de un compresor a velocidad variable. Esto muestra la flexibilidad de este tipo de modelado de tipo modular.

CONCLUSIONES

Se ha presentado un modelo matemático de un sistema de refrigeración, el que fue validado con condiciones de operación determinadas en un amplio rango de funcionamiento del sistema, sobre todo en los niveles de presión de evaporación y condensación, los que en este caso distan de los valores normalmente encontrados en aplicaciones de refrigeración industrial.

El modelo propuesto necesita ocho entradas para predecir las principales variables de salida del sistema de refrigeración, como son las potencias de refrigeración, el consumo del compresor y el COP del sistema. Este modelo fue validado con 76 ensayos realizados en régimen estacionario, presentando una muy buena correlación con

los valores medidos. El número de entradas de este modelo puede aún ser reducido a seis si se modelara la válvula de expansión y si se usara un modelo para determinar la carga de refrigerante en la instalación, lo que se traduce en una buena elección de un modelo de fracción de vacío, que permite determinar la carga de refrigerante de la zona bifásica de los intercambiadores de calor.

Este tipo de modelo, que se puede clasificar como modular, permite un análisis rápido de un sistema dado, como por ejemplo para determinar su dominio de operación, así como el efecto de uno de sus componentes sobre el funcionamiento del sistema. Esto se ejemplificó en este caso con la determinación del dominio de operación del sistema, al fijar algunas restricciones de operación como son la temperatura de descarga del compresor, limitada por el aceite, la potencia eléctrica del compresor, limitada por el motor eléctrico, y la presión de descarga, que en este caso se limitó a 40 bar para permanecer en la zona bifásica en el condensador.

REFERENCIAS

- [1] J. Saiz, W. Gonzales and M. Ianella. "Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor". *International Journal of Refrigeration*. Vol. 25, pp. 1157-1172. 2002.
- [2] M. Kempf and R. Crawford. "Three-zone, steady-state modeling of a mobile air-conditioning condenser". *ASHRAE Transactions*. Vol. 98, pp. 475-488. 1992.
- [3] F. Wang, G. Maidment, J. Missenden and R. Tozer. "A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation". *International Journal of Refrigeration*. Vol. 30, pp. 887-903. 2007.
- [4] K. Chan and F. Yu. "Optimum setpoint of condensing temperature for air-cooled chillers". *HVAC&R Research*. Vol. 10, Issue 2, pp. 113-127. 2004.
- [5] Y. Ge and S. Tassou. "Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model SuperSim, Part I: Model description and validation". *International Journal of Refrigeration*. Vol. 34, pp. 527-539. 2011.
- [6] J. Corberan, J. Gonzalvez, P. Montes and R. Blasco. "ART A computer code to assist the design of refrigeration and AC equipment". *International Refrigeration and air conditioning conference*, West Lafayette, Indiana, USA. 2002.
- [7] T. Pfaffert and G. Schmitz. "Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica". *International Journal of Refrigeration*. Vol. 27, pp. 42-52. 2004.
- [8] R. Zhou, T. Zhang, J. Catano, J. Wen, G. Michna, Y. Peles and M. Jensen. "The steady-state modeling and optimization of a refrigeration system for high heat flux removal". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 30, pp. 2347-2356. 2010.
- [9] C. Cuevas, J. Lebrun, V. Lemort and E. Winandy. "Characterization of a scroll compressor under extended operating conditions". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 30, pp. 605-615, 2010.
- [10] C. Cuevas, J. Lebrun, V. Lemort and Ph. Ngendakumana. "Development and validation of a condenser three zones model". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 29, pp. 3542-3551. 2009.
- [11] E. Winandy, C. Saavedra and J. Lebrun. "Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 22, pp. 107-120. 2002.
- [12] J. Nieter. "Dynamics of scroll suction process". *Proceeding of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, pp. 165-174. 1988.
- [13] R. Shah and A. London. "Laminar flow forced convection in ducts". *Academic Press*. New York, Estados Unidos. 1978.
- [14] V. Gnielinski. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow". *Int. Chemical Engineering*. Vol. 16, pp. 359-368. 1976.
- [15] J. Thome, J. El Hajal and A. Cavallini. "Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 46, pp. 3365-3387. 2003.
- [16] K. Gungor and R. Winterton. "A general correlation for flow boiling in tubes and

- annuli". International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 29, pp. 351-358. 1986.
- [17] F. Dittus and L. Boelter. "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type". Vol. 2. University of California Publications in Engineering, pp. 443-461. 1930.
- [18] C. Cuevas, E. Winandy and J. Lebrun. "Modelling of an automotive engine cooling system by refrigeration loop". 21st IIR International Congress of Refrigeration. Washington, Estados Unidos. 2003.
- [19] S. Klein and F. Alvarado. "EES - Engineering Equation Solver". F-chart Software. Wisconsin, Estados Unidos. 2001.