

MODELADO CUASISTACIONARIO DE UNA MÁQUINA FRIGORÍFICA POR COMPRESIÓN SIMPLE MEDIANTE TRNSYS®

MUÑOZ CÁMARA, José ⁽¹⁾; VERA GARCÍA, Francisco ^{(1),*}

francisco.vera@upct.es

⁽¹⁾Universidad Politécnica de Cartagena, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

RESUMEN

Los sistemas de refrigeración, en particular los de compresión simple, tienen una amplia aplicación tanto a nivel industrial como doméstico, siendo una parte sustancial del consumo energético mundial. Actualmente, en Europa, se están imponiendo normativas cada vez más restrictivas en cuanto al uso de refrigerantes halogenados, debido a lo cual están tomando mayor importancia refrigerantes de reciente descubrimiento y los, bien conocidos, refrigerantes naturales. Para la adaptación de las instalaciones a estos refrigerantes es deseable disponer de herramientas que permitan estimar el consumo en las nuevas condiciones; sin embargo, son escasos los medios disponibles para ello, estimándose en la mayoría de los casos a partir de las condiciones de diseño. Este hecho supone una simplificación considerable al desprejiciarse la influencia de las condiciones de trabajo variables (fundamentalmente la temperatura ambiente), y que en el caso de sistemas con CO₂ es inadmisibles, dado que el sistema podrá trabajar en régimen subcrítico o transcrito según las condiciones de funcionamiento.

El objetivo de este trabajo es modelar un sistema de refrigeración por compresión simple para, a partir del modelo, poder estimar el consumo energético anual de la instalación. Con dicha finalidad se han modelado los componentes principales (compresor, condensador, válvula de expansión y condensador) del sistema en el software TRNSYS®, a partir de sus ecuaciones de comportamiento y sus entradas y salidas al sistema; con esto se obtiene una arquitectura modular, lo que proporciona gran versatilidad al modelo.

El modelo planteado se ha empleado para la simulación del comportamiento de un tráiler de transporte refrigerado, se ha simulado el sistema para todo un año operando con un refrigerante convencional (R410a) y con CO₂, así se ha podido estimar y comparar el consumo energético que implica el paso de un refrigerante a otro. Se ha comparado a su vez con las simulaciones, que el modelo resulta práctico desde el punto de vista de la sencillez de su implementación y en cuanto a coste computacional.

Palabras clave: Modelado, instalación frigorífica, refrigerante dióxido de carbono, TRNSYS®.

1. Introducción

El modelado de sistemas de refrigeración ha sido motivo de varios artículos, entre los que destacamos dos vertientes, los realizados con el fin del diseño de ciclos de frío [1] y, por tanto, permiten obtener la respuesta del sistema ante unas condiciones fijadas y se centran en un mayor detalle de sus componentes; y por otro los planteados para estudiar la evolución temporal del sistema [2]. Son estos últimos los que sientan el antecedente del modelado que se plantea en este artículo.

El modelo que se presenta en este artículo trata de recoger un comportamiento más complejo del sistema en cuanto a la resolución del ciclo propiamente dicho, esto es, deducir las presiones de condensación y evaporación en base a unas condiciones exteriores dadas y mantener la filosofía de las referencias anteriores en cuanto a la arquitectura modular del modelo.

En cuanto a los sistemas de refrigeración por CO₂ han sido objeto de numerosos estudios en las últimas décadas, especialmente en lo referente a las características del gas-cooler [3] y de la configuración del ciclo de frío. Entre las principales configuraciones y los estudios realizados destacamos los ciclos de compresión que hacen uso de un dispositivo de expansión [4], ciclos con eyector [5], con intercambiador intermedio [6] y/o control de la presión de operación del gas-cooler [7].

El presente artículo trata de sentar las bases de un modelo de ciclo por compresión simple de CO₂ que funcione tanto en condiciones subcríticas como transcíticas para permitir obtener en trabajos futuros modelos de cualquiera de los sistemas planteados.

2. Esquema y funcionamiento de la instalación a modelar

Se presenta la instalación que será objeto de modelado. Se trata fundamentalmente de un sistema de compresión de vapor. La principal diferencia es que deberá estar pensado para poder trabajar en régimen transcítico adecuadamente, para lo cual respecto al ciclo de compresión de vapor habitual incorpora una doble etapa de expansión, con una válvula presostática que controlará la presión aguas arriba en el gas-cooler y otra termostática para controlar el recalentamiento en el evaporador. Entre ambos procesos de expansión se sitúa un recipiente separador que asegurará que a la válvula termostática entrará líquido saturado. Este sistema fue ideado por miembros de la Universidad Jaume I de Castellón conjuntamente con la Universidad Politécnica de Valencia [13], el esquema de la instalación se recoge en la Figura 1 (a).

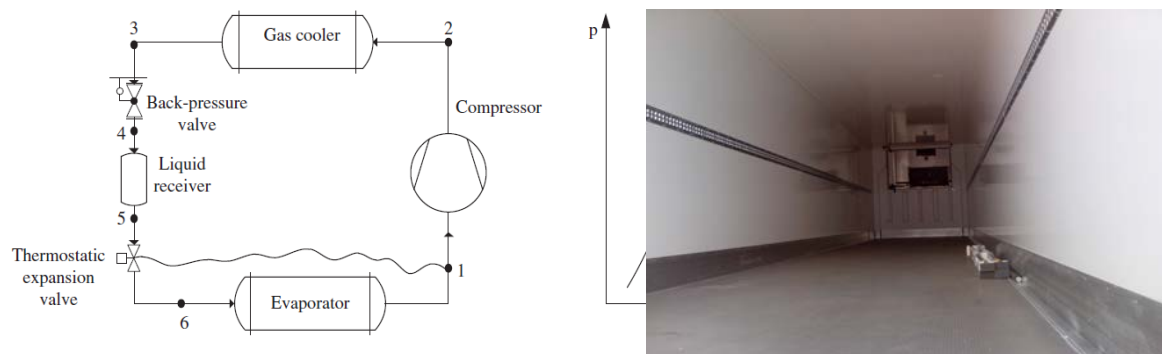


Figura 1. (a) Esquema del sistema de refrigeración a modelar. (b) Imagen del remolque frigorífico objeto de estudio

Hay que decir que se considerará que la válvula presostática y el recipiente acumulador solamente se utilizan de cara al funcionamiento en régimen transcítico, lo que implica que es necesario un control que permita derivar el paso flujo hasta la válvula de expansión termostática cuando el sistema funcione como subcrítico, una forma de hacerlo bastante simple es en función de la temperatura del aire que entra al gas-cooler, que es el que principalmente gobierna el paso a régimen transcítico, si la temperatura supera un valor prefijado se cerrará el sistema de bypass y funcionará la doble etapa de expansión, en caso contrario se activará el sistema de bypass.

En cuanto al remolque frigorífico (Figura 1.b) se ha tomado un modelo de la compañía Disfrimur, cuyas características (geometría y aislamientos) fueron facilitadas por dicha compañía. El trayecto a simular corresponde a una ruta regular de reparto entre Alicante y Orihuela.

3. Ecuaciones para el modelo de un sistema de refrigeración por compresión simple

Se recogen en la Tabla 1 las ecuaciones que se emplearán para el modelado del ciclo de frío. Las hipótesis simplificadoras que se han realizado al resolver el modelo son las siguientes:

- Se ha considerado que el coeficiente global de transmisión del calor es constante e independiente de la temperatura, así para el caso del condensador, evaporador y gas-cooler.
- Se ha considerado que el calor intercambiado por el refrigerante en las fases de subenfriamiento (condensador) y sobrecalentamiento (evaporador) es despreciable, es decir, condensación y evaporación pura.

Tabla 3: Ecuaciones del modelo.

COMPRESOR	
$\eta_v = b - a \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right)$ <p>(Ec. 1)</p>	η_v Rendimiento volumétrico a, b Constantes de ajuste del rendimiento volumétrico P_c Presión del condensador P_e Presión del evaporador
$\eta_s = d - c \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right)$ <p>(Ec. 2)</p>	η_s Rendimiento isentrópico c, d Constantes de ajuste del rendimiento isentrópico
$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_s}$ <p>(Ec. 3)</p>	h_2 Entalpía de salida al compresor h_1 Entalpía de entrada al compresor h_{2s} Entalpía de salida para compresión isentrópica
$\dot{m}_r = \rho_1 \cdot \dot{V}_t \cdot \eta_v$ <p>(Ec. 4)</p>	\dot{m}_r Caudal másico trasegado por el compresor ρ_1 Densidad a la entrada del compresor \dot{V}_t Volumen teórico desplazado por el compresor
$W_r = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_m}$ <p>(Ec. 5)</p>	W_r Potencia consumida por el compresor η_m Rendimiento mecánico
CONDENSADOR	
$Q_c = U_c \cdot S_c \cdot \Delta T_{lm,c}$ <p>(Ec. 6)</p>	Q_c Calor intercambiado en el condensador U_c Coeficiente global de transferencia de calor del condensador S_c Superficie de intercambio del condensador

	$\Delta T_{lm,c}$ Incremento de temperaturas logarítmico medio en el condensador
$Q_c = \dot{m}_{f,c} \cdot c_{p,f,c} \cdot (T_{f,sc} - T_{f,ec})$ <p>(Ec. 7)</p>	\dot{m}_f Gasto másico de fluido secundario en el condensador/gas-cooler $c_{p,f}$ Calor específico del fluido secundario del condensador/gas-cooler $T_{f,sc}$ Temperatura de salida del fluido secundario del condensador $T_{f,ec}$ Temperatura de entrada del fluido secundario del condensador
$Q_c = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3)$ <p>(Ec. 8)</p> $h_3 = h(P = P_c, T = T_c - GS)$	h_3 Entalpía de salida al condensador T_c Temperatura de condensación GS Grado de subenfriamiento
GAS-COOLER	
$Q_{gc} = U_{gc} \cdot S_{gc} \cdot F \cdot \Delta T_{lm,gc}$ <p>(Ec. 9)</p>	Q_{gc} Calor intercambiado en el gas-cooler U_{gc} Coeficiente global de transferencia de calor del gas-cooler F Factor de corrección del incremento de temperatura S_{gc} Superficie de intercambio del gas-cooler $\Delta T_{lm,gc}$ Incremento de temperaturas logarítmico medio en el gas-cooler
$Q_{gc} = \dot{m}_{f,c} \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,s,gc} - T_{f,e,gc})$ <p>(Ec. 10)</p>	$T_{f,s,gc}$ Temperatura de salida del fluido secundario del gas-cooler $T_{f,e,gc}$ Temperatura de entrada del fluido secundario del gas-cooler
$Q_{gc} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3)$ <p>(Ec. 11)</p>	-
VÁLVULA DE EXPANSIÓN	
$h_4 = h_3$ <p>(Ec. 12)</p>	h_3 Entalpía de entrada a la válvula h_4 Entalpía de salida de la válvula
EVAPORADOR	
$Q_e = U_e \cdot S_e \cdot \Delta T_{lm,e}$ <p>(Ec. 13)</p>	Q_e Calor intercambiado en el evaporador U_e Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador S_e Superficie de intercambio del evaporador

	$\Delta T_{lm,e}$ Incremento de temperaturas logarítmico medio en el evaporador
$Q_e = \dot{m}_{f_e} \cdot c_{p,f_e} \cdot (T_{f,se} - T_{f,ee})$ (Ec. 14)	\dot{m}_{f_e} Gasto másico de fluido secundario en el evaporador c_{p,f_e} Calor específico del fluido secundario en el evaporador $T_{f,se}$ Temperatura de salida del fluido secundario del evaporador $T_{f,ee}$ Temperatura de entrada del fluido secundario del evaporador
$Q_e = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4)$ (Ec. 15) $h_1 = h(P = P_e, T = T_e + GR)$	T_e Temperatura de evaporación GS Grado de recalentamiento

4. Implementación del modelo en TRNSYS®

En primer lugar es imprescindible contar con una base de datos para el cálculo de las propiedades de los fluidos refrigerantes, con este fin, al crear los componentes en lenguaje FORTRAN para implementarlos en TRNSYS®, se han utilizado las subrutinas REFPROP [11] disponibles también en lenguaje FORTRAN.

Se recoge ahora el modelo de implementación del condensador-gas-cooler, el elemento más complejo de la instalación. Al programar el componente se ha comprobado si existe solución estacionaria como condensador, en cuyo caso se resuelve como tal y en caso contrario como gas-cooler. Esto se recoge en el flujograma de la Figura 2 (a).

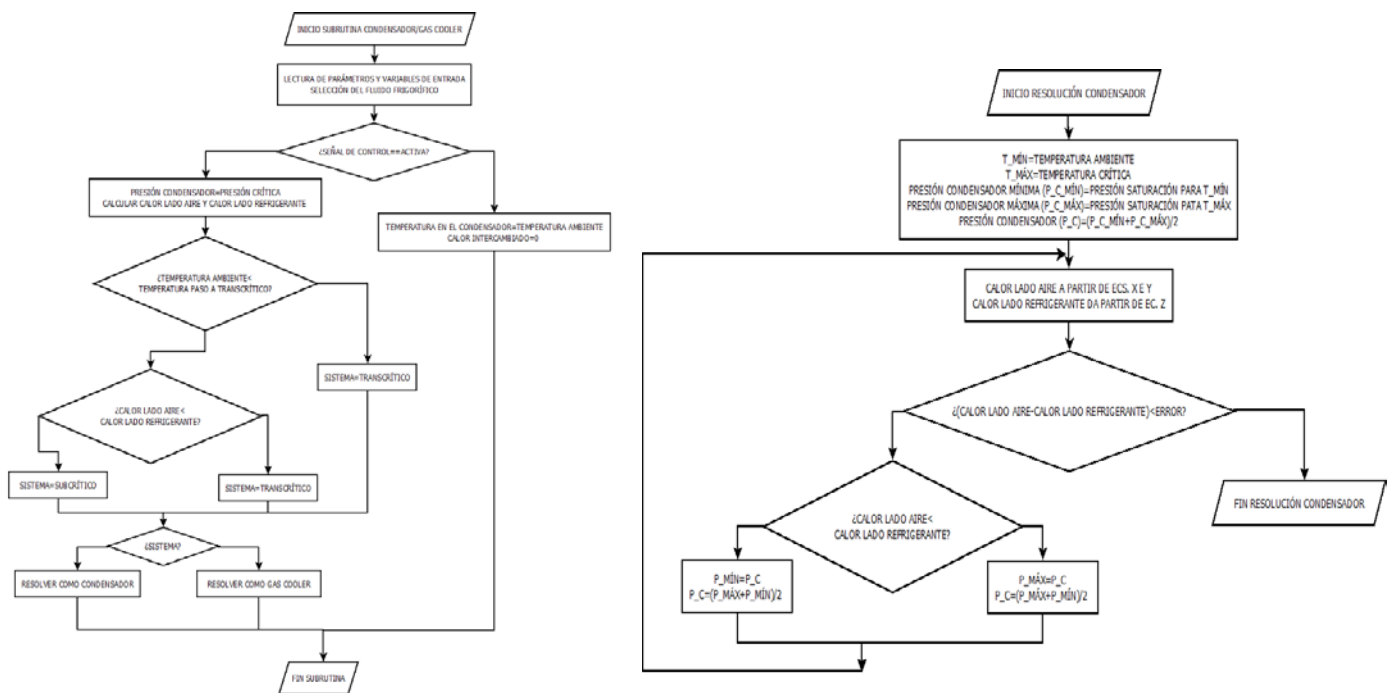


Figura 2. (a) Flujograma del componente condensador/gas-cooler. (b) Flujograma de resolución del componente como condensador

Ahora se plantea el modelo de resolución del condensador pues, como se ha visto, se tiene un sistema de 3 ecuaciones no lineal. Lo que se ha planteado es acoplar las ecuaciones 6 y 7 para obtener de éstas, dada una temperatura de condensación, la temperatura de salida del aire del condensador, y a partir de ésta se calcula el calor lado aire; a su vez, a partir de la temperatura de condensación supuesta se puede calcular el calor lado refrigerante (Ec. 8). Como recoge la Figura 3, el valor de ambas funciones varía monótonamente con la temperatura de condensación (a la que unívocamente corresponde una presión de condensación) y se intersectan para un determinado valor de ésta. Esto permite plantear el método de bisección con la presión de condensación como incógnita, ver Figura 2 (b). El método de resolución del evaporador y el gas-cooler es análogo al descrito para el condensador.

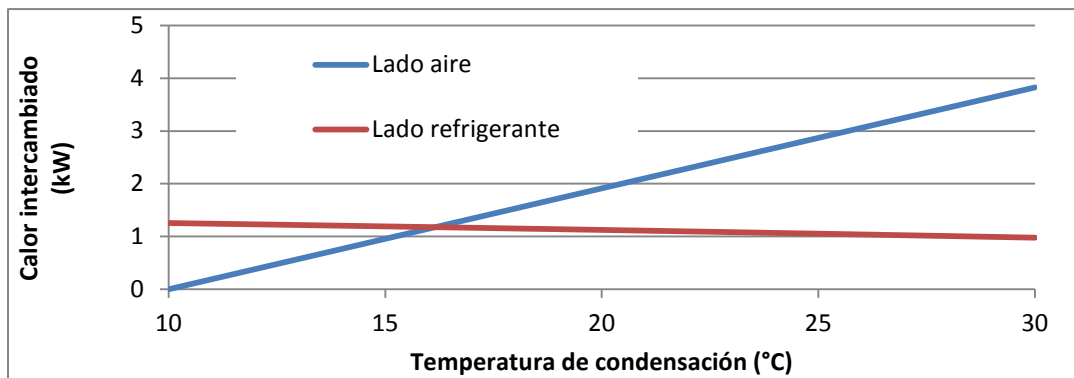


Figura 3. Calor intercambiado lado refrigerante y lado aire frente a la presión de condensación

Para completar el sistema objeto de análisis hay que añadir los siguientes componentes:

- **Clima.** Se ha empleado el componente *Type 109-TMY2* y como datos base se toman los correspondientes al punto más cercano disponible en la base de datos, en este caso San Javier (Murcia). Incluirá la temperatura, humedad, irradiación solar, etc, los cuales afectarán directamente al remolque frigorífico.
- **Remolque frigorífico.** Se ha modelado mediante el componente *Type 56*, haciendo uso del módulo TRNSBUILD para introducir las características de las paredes, suelo, etc. del remolque.
- **Ventiladores del condensador y evaporador** que fijan el caudal de aire en éstos y a su vez introducen un ligero incremento de temperatura del aire de entrada. Se han modelado mediante el componente *Type 3a*.
- **Dispositivo de control.** Se ha programado un nuevo componente, que modela un control toda-nada con histéresis, de forma que se apagará el compresor para un límite inferior e temperatura y para un límite superior se volverá a encender.

En la Figura 4 se recoge el modelo del sistema simplificado planteado en TRNSYS®.

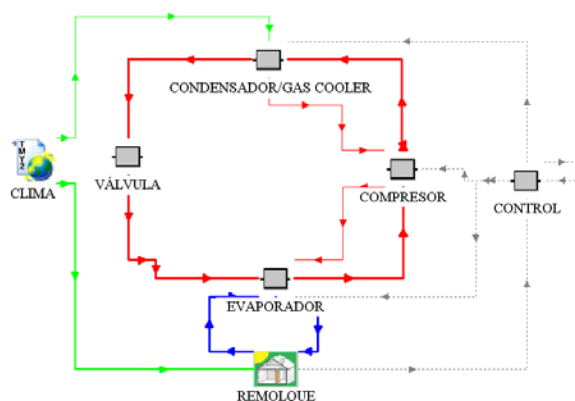


Figura 4. Esquema simplificado del modelo en TRNSYS®

Otros efectos secundarios considerados (aunque no recogidos en la Figura 4) que no tienen interés respecto al ciclo de frío son los siguientes:

- Influencia de la velocidad del viento (mediante correlación de ASHRAE [8]) sobre el coeficiente de convección exterior de las paredes del tráiler. En este caso el viento se deberá fundamentalmente al movimiento relativo del camión y el aire con lo que a partir de los datos tabulados de velocidad a lo largo del trayecto podemos estimar este efecto.
- Apertura de puertas, asociada a la carga y descarga de mercancía y que se traduce en un aumento de las renovaciones de aire del tráiler. Se fija un aumento de las renovaciones de aire en el remolque en el momento de las aperturas (paradas fijadas) y de acuerdo a su duración.
- Respecto a una vivienda convencional hay que añadir el intercambio de calor a través de la base del remolque, estimándolo a partir de la diferencia de temperatura entre éste y el exterior y el coeficiente de transmisión proporcionado por el fabricante del remolque.

5. Resultados alcanzados

En este capítulo se recogen los resultados globales de las distintas alternativas simuladas, a saber:

- Ciclo de refrigeración por compresión simple.
- Ciclo de refrigeración por compresión simple y control de presión del gas-cooler. Se supondrá que el sistema cuenta con un sistema de regulación que ajusta la presión de consigna de la válvula presostática en todo momento al valor óptimo dado por la correlación de Liao [7].
- Ciclo con doble etapa de compresión e intercooler. La presión entre ambas etapas será la media geométrica de las extremas. El intercooler a partir de su eficiencia.
- Ciclo con doble etapa de compresión e intercooler con control de presión del gas-cooler.

La comparativa se realiza frente a un refrigerante convencional, en este caso R410a. La Figura 5 recoge en forma de diagrama el consumo energético anual y la estimación de las emisiones de CO₂ anuales a la atmósfera (valorado mediante el *TEWI*, *Total Equivalent Warming Impact*), respectivamente. Los resultados se presentan normalizados respecto al valor correspondiente al ciclo simple de R410a.

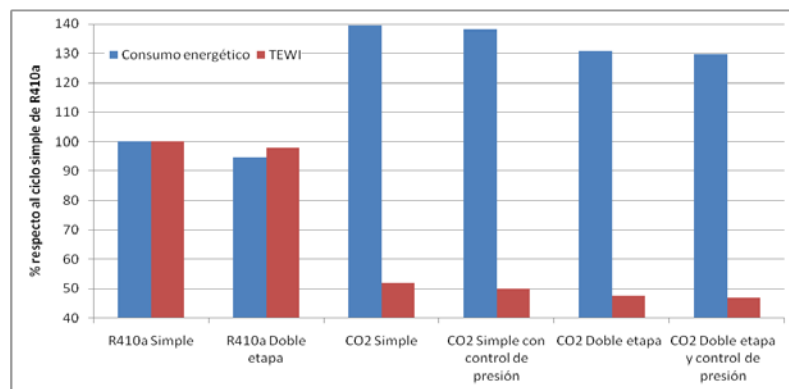


Figura 5. Consumo energético y *TEWI* normalizado (%) respecto al ciclo simple de R410a

6. Conclusiones y consideraciones finales

En lo que refiere al modelo planteado se ha comprobado su eficacia para simular gran variedad de condiciones externas con una gran robustez y versatilidad. Esta última característica se ha adquirido gracias al planteamiento modular realizado, así por ejemplo, si se quisiera simular un sistema de frío por eyección se tendrían la mayor parte de los componentes programados, a falta únicamente del eyector y el recipiente separador. El modelo también ha demostrado su utilidad de cara a estudios paramétricos o comparación de alternativas y configuraciones, especialmente en aquellas en las que

las condiciones externas son un factor determinante. Algunos ejemplos son la determinación de la presión óptima a fijar en ciclos transcíticos de CO₂, la elección del refrigerante más adecuado, comprobación del efecto global de determinadas mejoras (como un aumento del área de transferencia de un intercambiador), etc.

Este trabajo abre las puertas a numerosas líneas de estudio o trabajos futuros, destacamos las siguientes:

- Modelar con mayor detalle los elementos del ciclo de refrigeración, por ejemplo, discretizar el gas-cooler.
- Modelado del comportamiento transitorio del sistema de refrigeración, arranques y paradas.
- Planteamiento de otras estrategias de control y analizar los sistemas correspondientes.
- Otras aplicaciones, como cámaras de refrigeración en supermercados.
- Modelado de otras configuraciones como, por ejemplo, un ciclo de compresión con eyector.

7. Agradecimientos

Agradecer especialmente al Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Politécnica de Cartagena el interés y apoyo en el desarrollo del presente artículo.

El presente trabajo se ha desarrollado en relación con el proyecto de investigación DPI2011-26771-C02-02 financiado por el Ministerio Español de Economía y Competitividad. MINECO.

8. Referencias

- [7] CORBERÁN, J. M. GONZÁLVEZ, J. FUENTES, D. MARTÍNEZ, I. *Diseño por ordenador de máquinas frigoríficas y bombas de calor de compresión de vapor: IMST-ART*.
- [8] PICHETO, G. L. PINAZO, J. M. *Simulación de una máquina frigorífica de compresión simple. Desarrollo matemático de sus componentes*.
- [9] BULLARD, C. W. HRNJAK, S. MIN YIN, J.R-744 *gas-cooler model development and validation*. International Journal of Refrigeration, 2001, vol. 24, pp. 692-701.
- [10] GUANGMING, H. MINXIA, L. YITIA, M. ZHILI, S. *Performance study of transcritical carbon dioxide cycle with an expessor*. Energy, 2013, vol. 60, pp. 77-86.
- [11] DENG, J. Q. JIANG, P. X. LU, T. LU, W. *Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector*. Applied Thermal Engineering, 2007, vol. 27, pp. 381-388.
- [12] CABELLO, R. LLOPIS, R. SÁNCHEZ, D. TORRELLA, E. *Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO2 transcritical refrigeration plant using experimental data*. International Journal of Refrigeration, 2011, vol. 34, pp. 40-49.
- [13] JAKOBSEN, A. LIAO S. M. ZHAO T. S. *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles*. Applied Thermal Engineering, 2000, vol. 20, pp. 831-841.
- [14] ASHRAE Standard, Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs, 2004.
- [15] MUÑOZ CÁMARA, J. *Modelado de una instalación de refrigeración de CO2 para su aplicación en remolques frigoríficos*. 2014.
- [16] KLEIN, S.A. et al, 2010, TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- [17] HUBER, M. et. al, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, USA, 2010.