DOI: 10.21134/5f71p775

CYTEF XII Congreso Ibérico y X Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frio
Universidad Miguel Hernández de Elche
26-06 28-06/2024
UNIVERSITAS Miguel Hernández

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS MEZCLAS DE REFRIGERANTES NATURALES CO_2/R290 y CO_2/R1270 EN UNA INSTALACIÓN DE CO_2 TRANSCRÍTICA EMPLEANDO DIFERENTES CONFIGURACIONES

R. Larrondo-Sancho[1]*, F. Vidan-Falomir[1], D. Sánchez[1] y R. Cabello[1]

1: Thermal Engineering Group (GIT), Department of Mechanical Engineering & Construction, Jaume I University, E-12071 Castellón (Spain).
e-mail: larrondo@uji.es

Resumen: *Debido a las limitaciones en el uso de refrigerantes con alto Potencial de Calentamiento Atmosférico, los fluidos naturales han cobrado especial importancia en el sector de la refrigeración comercial, siendo el CO_2 el fluido que más se ha extendido en sistemas centralizados gracias a sus características de alta seguridad. Sin embargo, su baja temperatura crítica unida al clima cálido en España, ha hecho que los ciclos transcríticos sean un estándar en este tipo de instalaciones, donde se requiere el uso de nuevos componentes o configuraciones de ciclo para poder mejorar su eficiencia energética (COP). Como solución a este problema, se propone el uso de mezclas de refrigerantes naturales para aumentar la temperatura crítica del fluido, y mejorar así, las prestaciones del ciclo. En el presente trabajo, se analizan cuatro mezclas de CO_2 con los hidrocarburos propano (R290) y propileno (R1270), en una planta de refrigeración transcrítica como alternativa al CO_2. Empleando dos fracciones másicas del 4 y 6 %, las mezclas de CO_2/R290 y CO_2/R1270 se han ensayado a dos temperaturas de disipación (20 y 34 ºC), empleando las configuraciones de Intercambiador Interno (IHX) y subenfriamiento mecánico integrado (IMS). Atendiendo a unas mismas condiciones de demanda frigorífica, los resultados obtenidos han demostrado la conveniencia de dichas mezclas con mejoras hasta un 9.2 % en el COP.*

Palabras clave: Transcrítico, CO2, IHX, propano, propileno.

1. INTRODUCCIÓN

Las normativas recientes han limitado y prohibido el uso de refrigerantes HFC y CFC, con el objetivo de eliminar los efectos adversos de estos sobre el medio ambiente, propiciando el regreso de refrigerantes naturales en el sector de la refrigeración industrial. Destaca el CO_2 como uno de los refrigerantes naturales más utilizados en aplicaciones de media y baja capacidad. Este refrigerante presenta varias ventajas, como el coste, la accesibilidad y la compatibilidad medioambiental. Sin embargo, uno de los principales inconvenientes del dióxido de carbono es su rendimiento cuando trabaja en condiciones transcríticas (por encima de la temperatura crítica; aproximadamente 31 °C). Por ello, en algunas zonas donde se alcanzan altas temperaturas a lo largo del año, las instalaciones basadas en CO_2 no son del todo eficaces, por lo que se han llevado a cabo numerosos estudios, proyectos e investigaciones en busca de soluciones para compensar este efecto indeseable. Algunas de estas alternativas son el uso de configuraciones complejas en las instalaciones frigoríficas, de forma que modificando la configuración de la instalación se consiga un mejor rendimiento. Una de las primeras soluciones en términos de diseño de la instalación fue la adición de un intercambiador de calor intermedio (IHX) entre la salida del evaporador (lado frío) y la entrada del dispositivo de expansión (lado caliente). Gracias a un efecto de subenfriamiento, este método mejora el COP y la potencia frigorífica, por lo que se utiliza en prácticamente todos los ciclos de CO_2 [1]. Siguiendo la misma idea, también se han introducido sistemas de subenfriamiento independientes situados a la salida del refrigerador de gas que utilizan sistemas de compresión de vapor [2], enfriadores de absorción [3] o módulos termoeléctricos [4]. Debido al tamaño de las plantas de refrigeración comerciales, normalmente se adoptan sistemas de compresión de vapor para alcanzar el grado de subenfriamiento deseado, adoptando la idea clásica descrita por Zubair et al. [5] (Dedicated Mechanical Subcooling - DMS) o el sistema patentado por Shapiro [6] (Integrated Mechanical Subcooling - IMS). Independientemente de la configuración, es necesario un intercambiador de calor adicional denominado «subenfriador». A pesar de los beneficios a primer avista de los «sistemas de subenfriamiento», suponen un incremento de los costes no despreciable. Por esta razón, durante la última década, otra tendencia se ha centrado en el uso de mezclas a base de CO_2 con refrigerantes naturales, para sustituir al CO_2 puro en los sistemas de refrigeración transcrítica. En la literatura, diferentes autores han estudiado desde un punto de vista teórico y experimental el uso de CO_2 mezclado con otras sustancias naturales en múltiples aplicaciones. Así, Kim et al. [7] ensayaron la mezcla CO_2/R290 en condiciones de aire acondicionado con incrementos del COP de hasta +12.8% pero también mostraron disminuciones de la capacidad frigorífica de hasta -22.7% en comparación con el CO_2 puro. Massuchetto et al. [8] analizaron teóricamente un sistema de refrigeración en cascada utilizando diferentes mezclas de CO_2 con R1270, RE170 y R717 en ambos ciclos. A partir de su análisis, la mezcla CO_2/RE170 resultó ser la mejor opción, con un incremento global del COP de hasta el 31.0%. Sánchez et al. [9] probaron energéticamente la mezcla CO_2/R1270 (92.5/7.5%w) en un enfriador vertical de bebidas con un ahorro energético de hasta el 15.7%. Finalmente, Sánchez et al. [10] analizó la misma mezcla en una aplicación de media temperatura basada en una planta de refrigeración transcrítica, obteniendo un incremento medio del COP del 6.14% a altas temperaturas ambiente.

Teniendo en cuenta las soluciones presentadas anteriormente, este documento pretende analizar experimentalmente cuatro mezclas de CO_2 con propileno (R1270) y propano (R290) utilizando una planta de refrigeración transcrítica con dos sistemas de subenfriamiento: IHX e IMS. Considerando dos temperaturas de disipación de calor (20 y 34°C) y condiciones exigentes de refrigeración similares, los resultados obtenidos se compararon con los del CO_2 puro, señalando los parámetros energéticos de COP y capacidad de refrigeració.

2. DISEÑO EXPERIMENTAL

2.1. Configuraciones experimentales

La planta representada en la figura 1 consta de un compresor semihermético (1) con un desplazamiento de 1.46 m^3/h a 50 Hz; dos intercambiadores de calor de placas soldadas que actúan como condensadores/enfriadores de gas (2) conectados en paralelo con una superficie total de transferencia de calor de 1.152 m^2; un intercambiador de calor de placas soldadas que actúa como subenfriador (4) con una superficie de transferencia de calor de 0.113 m^2; un IHX (5) construido con un tubo concéntrico y un área de transferencia de calor de $6.22\text{-}10^{-3}$ m^2; un recipiente de líquido (7) con una capacidad de 14.8 litros; un intercambiador de calor de placas soldadas con un área de transferencia de calor de 0.641 m^2 utilizado como evaporador (9); y, por último, un compresor rotativo de dos etapas (10) con desplazamientos de 2 y 1.3 cm^3/rev para la primera y segunda etapa, respectivamente. Adicionalmente, la planta dispone de dos válvulas de expansión (3 y 8) que controlan el recalentamiento útil en el evaporador y en el subcooler, y una válvula

que actúa como presostática, controlando la presión de descarga del compresor. Todas las válvulas son electrónicas, por lo que pueden actualizarse con el fluido probado. Según la figura 1, se instalan diferentes by-pass para aislar las disposiciones no utilizadas. Las tuberías utilizadas en la instalación son de cobre con dimensiones de 3/8" para la parte de alta presión y ½" para la parte de baja presión. Todas las tuberías están aisladas con espuma de baja conductividad para evitar la transferencia de calor al entorno. Por último, se utilizó PAG 68 como aceite en ambos compresores con dos separadores de aceite coalescentes para evitar la migración de aceite al resto de la planta.

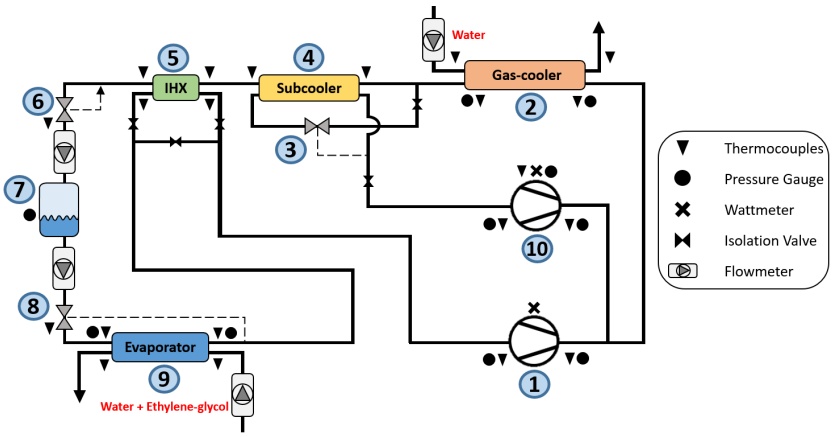

Figura 1: Esquema de la instalación.

En cuanto a los elementos de medida, las temperaturas se midieron con termopares de inmersión de tipo T con una precisión de ±0.5K, según la norma IEC 60584-1. Las presiones se registraron con manómetros, con un rango de 0-160 bar para la alta presión del lado de trabajo (cuatro en total), 0-100bar para el recipiente de líquido (uno en total) y 0-60 bar para la parte de baja presión (tres en total). La precisión de todos los manómetros era de ±0.5% del spam. El caudal másico del refrigerante y de la mezcla de agua-etilenglicol se obtuvo utilizando dos caudalímetros másicos Coriolis con una precisión de ±0.5% de la lectura. Por último, el consumo de energía del compresor se determinó utilizando un medidor de potencia con un rango de 0-2500 W y una precisión de ±0.5% de la lectura. Los datos obtenidos por los sensores se adquirieron mediante un sistema de adquisición de datos (DAQ) cada 5 segundos durante 30 minutos para alcanzar una condición de estado estacionario.

2.2. Metodología experimental y elaboración de la mezcla.

El trabajo experimental consistió en utilizar mezclas de refrigerantes naturales, concretamente una mezcla de CO_2 (dióxido de carbono), R1270 (propileno) y R290 (propano), con dos fracciones de masa diferentes: 4% y 6% en masa. Estas proporciones se eligieron basándose en las condiciones de no inflamabilidad descritas por Kondo et al. [11] y Schroeder [12]. El proceso de mezcla se da en la propia planta experimental, con el depósito de líquido sirviendo como volumen de mezcla inicial, seguido de toda la mezcla de la planta de refrigeración. El orden de mezcla de los refrigerantes es añadiendo R1270 o R290, primero debido a la menor presión en comparación con el CO_2. Se utilizó una masa total de 8.5 kg en la planta de refrigeración. La carga de masa para todos los casos se midió utilizando una balanza con una precisión de ±2 g.

Las pruebas experimentales se realizaron a dos temperaturas diferentes de disipación de calor en agua (20°C y 34°C) con un caudal volumétrico constante de 0.7 m^3/h. La mezcla de etilenglicol y agua (43/57%w) se utilizó para establecer las condiciones de potencia frigorífica con una temperatura de entrada de 0°C y un caudal másico de 600 kg/h. Además, el controlador de la válvula de expansión termostática se ajustó en consecuencia para cada fluido, garantizando un punto de ajuste de recalentamiento deseado de 6.0 K en el evaporador en cada prueba. Se realizaron pruebas con este refrigerante para determinar la presión óptima de rechazo térmico a cada una de las temperaturas de rechazo térmico mencionadas, con la velocidad de rotación del compresor principal ajustada a 50 Hz.

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES

3.1. Ensayos BASE (IHX)

En este apartado se van a analizar los ensayos base, cuya configuración consta del ciclo de compresión de vapor con un intercambiador intermedio localizado a la salida del gas-cooler/condensador. Para ello se va a realizar un barrido de presiónes de disipación hasta obtener el COP máximo y la presión óptima relacionada. En estos ensayos se va a analizar las 4 mezclas disponibles y se va a comparar con los ensayos para la misma configuracion pero con dioxido de carbon puro. Para poder ver el efecto de las mezclas en esta configuración.

3.1.1. COP máximo y presión óptima.

La figura 2 muestra los valores de COP obtenidos para los ensayos base (configuración IHX) para las dos temperaturas de disipación ensayadas (20 y 34°C) y para las distintas mezclas de refrigerantes comentadas anteriormente comparandola con el refrigerante de CO_2 puro.

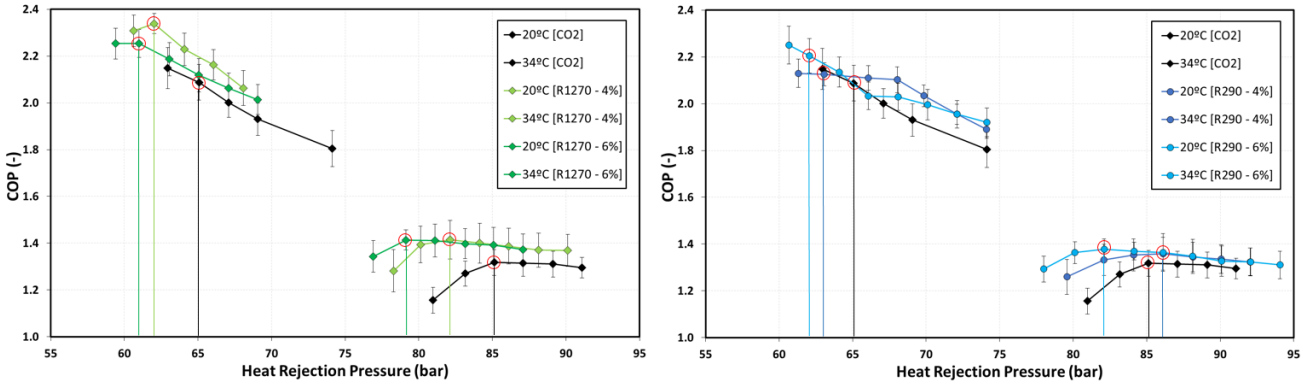

Figura 2. Ensayo COP máximo (R1270 - izquierda) y (R290 – derecha).

Como se puede observar en la figura anterior para la misma configuración se obtiene que ambas mezclas aumentan el valor de COP y disminuyen la presión óptima. Ambos efectos son beneficiosos para la instalación. En la figura 2 también se marca el ensayo óptimo (mayor COP) con un círculo rojo, representando los valores de COP y presión de gas-cooler (presión de disipación) en las tablas 1 y 2 respectivamente:

Tabla 1. Máximo COP. Ensayos IHX.

Tª	CO_2	CO_2/R1270 (96/4%$_w$)	CO_2/R1270 (94/6%$_w$)	CO_2/R290 (96/4%$_w$)	CO_2/R290 (94/6%$_w$)
20	2.09	2.34 (+11.9%)	2.25 (+7.7%)	2.12 (+1.4%)	2.20 (+5.3%)
34	1.32	1.41 (+6.8%)	1.41 (+6.8%)	1.36 (+3.0%)	1.38 (+4.5%)

Tabla 2. Presión optima de gas-cooler (en bar). Ensayos IHX.

Tª	CO_2	CO_2/R1270 (96/4%$_w$)	CO_2/R1270 (94/6%$_w$)	CO_2/R290 (96/4%$_w$)	CO_2/R290 (94/6%$_w$)
20	65.07	62.0 (+4.7%)	61.0 (-6.3%)	63.1 (-3.1%)	62.1 (-4.6%)
34	85.13	82.1 (-3.5%)	79.1 (-7.0%)	86.1 (+1.2%)	82.1 (-3.5%)

3.1.2. Potencia frigorífica ($\dot{Q}_{ev}$)

La potencia frigorífica puede ser calculada usando el circuito de refrigerante o el de la mezcla agua-etilenglicol. Se han comparado las potencias obtenidas por ambos circuitos y se comparan verificando que las desviaciones son inferiores al 5 %. De acuerdo con los resultados obtenidos se asumen las medidas como válidas, lo que sugiere que no existe fraccionamiento de la mezcla en el tanque de líquido y que la absorción de la mezcla en el aceite es igual. En la tabla 3 se adjunta los valores de potencia frigorífica para las mezclas ensayadas y en el ensayo base óptimo de COP, incluyendo los incrementos/decrementos respecto al ensayo de CO_2.

Tabla 3. Potencia frigorífica (en W) a la presión óptima de disipación.

Tª	CO_2	CO_2/R1270 (96/4%$_w$)	CO_2/R1270 (94/6%$_w$)	CO_2/R290 (96/4%$_w$)	CO_2/R290 (94/6%$_w$)
20	3209.8	3397.8 (+5.9%)	3260.6 (+1.6%)	3224.4 (+0.5%)	3249.3 (+1.2%)
34	2460.4	2517.0 (+2.3%)	2445.1 (-0.6%)	2507.1 (+1.9%)	2450.2 (-0.4%)

De acuerdo con los resultados adjuntos en la tabla 3, se puede observar que todas las mezclas permiten incrementar la potencia frigorífica de la instalación bajo la misma configuración desde un +0.5% hasta un +5.9% para una temperatura de disipación de 20°C; siendo el R1270 el que mejor resultados arroja para las dos concentraciones. Resultados parecidos se obtienen para la temperatura de disipación de 34°C, pero en este caso a menor concentraciones de los dos hidrocarburos, mayores incrementos en la potencia frigorífica.

3.1. Ensayos configuración IMS

En esta sección se analiza la configuración del sistema IMS, en el que se extrae una corriente de alta presión después del gas-cooler/condensador, expandiéndola en el subenfriador para reducir y aumentar la temperatura antes de entrar en el IHX. La corriente de vapor resultante se comprime hasta el nivel de alta presión mediante un compresor rotativo secundario adicional. Los ensayos se realizaron con una presión de gas-cooler fija, y correspondiente al ensayo óptimo base correspondiente. Los valores de presión óptimos se adjuntan en la Tabla 4. La frecuencia de giro del compresor secundario se varía de 30 a 100 Hz, siendo este el parámetro de optimización para estos ensayos. Los resultados obtenidos se comparan y presentan en esta sección.

3.2.1. Máximo COP máximo

La figura 3 se representa como el COP cambia respecto a la frecuencia de giro del compresor secundario para las diferentes mezclas de refrigerantes: CO_2/R1270 (izquierda) y CO_2/R290 (derecha). Se observa en la figura 3, que para cada mezcla R1270 o R290, existe un incremento de COP independientemente de la temperatura de disipación, excepto para la mezcla CO_2/R290 (96/4%w) cuyo valor decrementa.

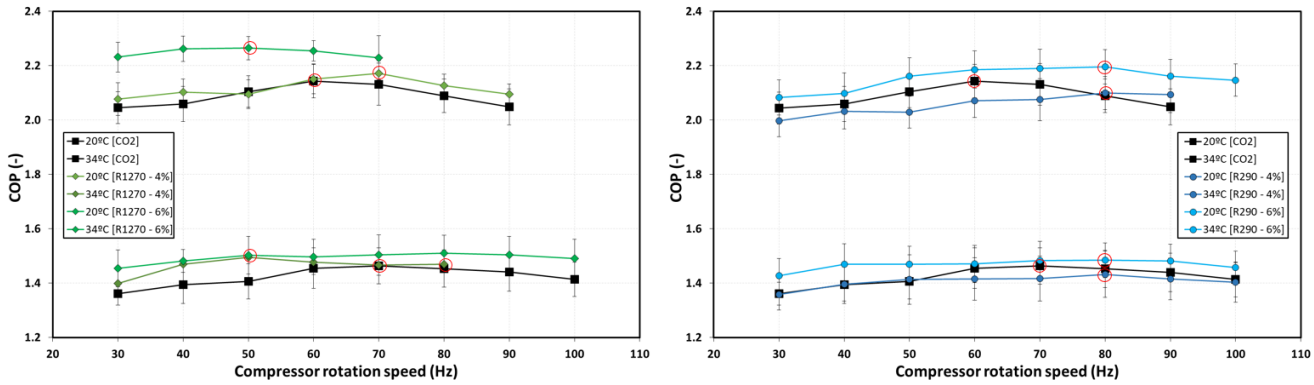

Figura 3: Ensayos óptimos de COP (Configuración IMS).

En la tabla 4 se muestran los valores de COP óptimos para los ensayos con la configuración IMS.

Tabla 4. Ensayo COP máximo (Configuración IMS).

Tª	CO_2	CO_2/R1270 (96/4%$_w$)	CO_2/R1270 (94/6%$_w$)	CO_2/R290 (96/4%$_w$)	CO_2/R290 (94/6%$_w$)
20	2.14	2.24 (+4.7%)	2.26 (+5.6%)	2.10 (-1.9%)	2.19 (+2.3%)
34	1.46	1.49 (+2.1%)	1.51 (+3.4%)	1.43 (-2.1%)	1.48 (+1.4%)

A la hora de comparar todas las mezclas y las configuraciones con el ensayo de CO_2 puro se observa que el valor de COP aumenta su valor desde un +0.55 % hasta un +14.58 %.

3.2.2. Potencia frigorífica ($\dot{Q}_{ev}$)

La Tabla 5 presenta los resultados de capacidad frigorífica para las mezclas ensayadas, incluyendo incrementos/decrementos respecto al CO_2 puro. Los resultados experimentales muestran que la potencia frigorífica no presenta incrementos notorios en todos los casos, siendo la mezcla CO_2/R290 (96/4%w) la que presenta mejores resultados, mostrando incrementos desde un +0.8% hasta +1.2%.

Tabla 5. Potencia frigorífica (en W) a la presión óptima.

Tª	CO_2	CO_2/R1270 (96/4%$_w$)	CO_2/R1270 (94/6%$_w$)	CO_2/R290 (96/4%$_w$)	CO_2/R290 (94/6%$_w$)
20	3606.9	3351.3 (-7.1%)	3485.1 (-3.4%)	3650.6 (+1.2%)	3651.0 (+1.2%)
34	2939.8	2893.7 (-1.6%)	3903.7 (-1.2%)	2963.2 (+0.8%)	2884.0 (-1.9%)

4. CONCLUSIONES

Este trabajo compara cuatro mezclas CO_2/R1270 (96/04 %w), (94/06 %w) y CO_2/R290 (96/04 %w), (94/06 %w) con CO_2 puro en una planta de refrigeración transcritica con IHX e IMS. Los ensayos se han realizado con dos temperaturas de disipación de calor disitntas (20 y 34ºC), manteniendo un caudal y temperatura

constante para el fluido secuandario en el evaporador. Los resultados muestran que hay incrementos de COP en ambas mezclas independientemente de la temperatura de disipación de calor. Estos incrementos son mayores en el caso de la configuración de IHX, a pesar de esto los valores mas altos de COP obtenidos son en el caso de IMS y para la mezcla de 6% de CO_2/R1270. Se observa que para los ensayos de IHX ambas mezclas disminuyen la presión óptima de disipación de calor respecto a los ensayos base de CO_2, cuanto mayor porcentaje de refrigerante se añade al CO_2 más disminuye la presión. La mezcla que más logra reducir esta presión es el propileno. Los ensayos experimentales confirman a la mezcla CO_2/R1270 como una alternativa al CO_2 puro. Sin embargo, es necesario determinar con detalle los fenómenos en los intercambiadores de calor, la clasificación de inflamabilidad y la compatibilidad con el aceite.

Cabe destacar que los incrementos de COP obtenidos con la configuración IMS se deben en mayor medida al gran incremento en la potencia frigorífica mientras que en el caso de las mezclas estas merman el consumo energético. Por lo que las mezclas actuan en mayor medida en el consumo energético del compresor y la configuración IMS repercute en la potencia frigorífica por lo que si se mezclan ambas soluciones se presentan mejoras en cuanto al COP del orden de 14 % para el mejor de los casos.

5. AGRADECIMIENTOS

Se agradece el apoyo financiero del Ministerio de Ciencia e Innovación de España con el proyecto PID2021-126926OB-C21 (acrónimo: HELTHA) y el proyecto de investigación con referencia TED2021-130162B-I00 financiado por MCIN/AEI/ 10.13039/501100011033 y por «ERDF A way of making Europe» de la Unión Europea. Además, los autores desean agradecer el apoyo económico a este estudio por parte de la Unión Europea - «NextGenerationEU» a través de la beca INVEST/2022/294 a R. Larrondo-Sancho y al Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades por la beca de investigación PRE2019-091617 a F. Vidan-Falomir.

6. REFERENCIAS

[1] Catalán-Gil, J., Llopis, R., Sánchez, D., Nebot-Andrés, L., Cabello, R. Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO2 boosters for supermarket applications. International Journal of Refrigeration, 2019, 101:11-23. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.034.

[2] Khan, J., Zubair, SM. Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. Energy Conversion and Management, 2000,Volume 41, Issue (11).

[3] Huang, C., Li, Z., Ye, Z., Wang, R. Performance analysis of two-stage CO2 transcritical refrigeration cycles with absorption subcooling and mechanical recooling. International Journal of Refrigeration, 2023, Volume 153:33-47. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.05.023.

[4] Schoenfeld, J., Muehlbauer, J., Hwang, Y. Integration of a thermoelectric subcooler into a carbon dioxide transcritical vapour compression cycle refrigeration system. Proceedings of Purdue Conferences, 2008.

[5] Khan, J., Zubair, SM. Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. Energy Conversion and Management, 2000,Volume 41, Issue (11). https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00169-7.

[6] Shapiro,D. Refrigeration System with Mechanical Subcooling, 2009, https:// patentimages.storage.googleapis.com/56/2a/72/a987f71d7ab41a/US7628027.pdf , United States.

[7] Kim, J.H., Cho, J.M., Kim, M.S. Cooling performance of several CO2/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid. 2008, International Journal of Refrigeration,31; Issue (5).

[8] Massuchetto, L.H.P., do Nascimento, R.B.C., de Carvalho, S.M.R., de Araujo, H.V., d'Angelo, J.V.H. Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170. International Journal of Refrigeration, 2019, Volume 106.

[9] Sánchez, D., Patiño, J., Llopis, R., Cabello, R., Torrella, E., Fuentes, F. New positions for an internal heat exchanger in a CO2 supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation. Applied Thermal Engineering, 2014, Volume 63, Issue (1).

[10] Sanchez, D., Vidan-Falomir, F., Nebot-Andres, L., Llopis, R., Cabello, R. Alternative blends of CO2 for transcritical refrigeration systems. Experimental approach and energy analysis. Energy Conversion and Management, 2023, 279, 116690.

[11] Kondo, S., Takizawa, K., Takahashi, A., Tokuhashi, K. Extended Le Chatelier's formula for carbon dioxide dilution effect on flammability limits. In: Journal of Hazardous Materials, 2006.

[12] Schroeder, V. Calculation of flammability and lower flammability limits of gas mixtures for classification purposes. Bundesanstalt fur Materialforschung und –prufung (BAM), 2016.