

# ANÁLISIS Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA EN CASCADA R744/R290 EMPLEANDO TRES CONFIGURACIONES DE INTERCAMBIADOR INTERMEDIO

**Alejandro Andreu Nácher, Ramón Cabello, Francisco Vidan-Falomir, Rafael Larrondo-Sancho, Rodrigo Llopis y Daniel Sánchez**

*Grupo de Ingeniería Térmica (GIT), Departamento de ingeniería mecánica y construcción, Jaume I University, Castellón, E-12071, España*

**Alejandro Andreu-Nácher**  
alandreu@uji.es

.....

**Resumen:** *En este trabajo se analiza experimentalmente los efectos que tiene el uso del intercambiador interno (IHX) en un sistema de refrigeración en cascada, empleando R290 y R744 como fluidos de trabajo. Para ello, se han analizado tres posibles configuraciones empleando IHX en el circuito de baja temperatura, IHX en el circuito de alta temperatura, e IHX entre los dos circuitos. Las condiciones de ensayos analizadas cubren tres temperaturas de foco caliente (20, 30 y 40 °C) y una temperatura de foco frío (-20 °C) manteniendo la instalación en el interior de una cámara climática a las mismas temperaturas de foco caliente. Los resultados obtenidos ponen de manifiesto la conveniencia de utilizar IHX en los ciclos en cascada, puesto que ofrecen mejoras en términos de COP y potencia frigorífica generada con respecto al ciclo sin IHX.*

**Palabras clave:** cascada, CO<sub>2</sub>, R290, IHX, COP

## 1. INTRODUCCIÓN

Actualmente se vive una transición en los sistemas empleados en la refrigeración hacia un escenario donde se prima reducir el GWP de los refrigerantes empleados, y aumentar el rendimiento energético para reducir el impacto ambiental, de acuerdo con la enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal [1] o el reglamento europeo F-Gas [2]. En este sentido, el refrigerante R744 o CO<sub>2</sub>, es ampliamente utilizado por su excelente afinidad ambiental en el circuito de baja temperatura de la arquitectura en cascada, cuyo uso se extiende en climas cálidos gracias a su buen desempeño energético [3]. Además hay estudios que teóricos que evalúan positivamente la aplicación de estos sistemas a mayores temperaturas de disipación en aplicaciones industriales [4] y comerciales [5],

Siguiendo las pautas de la enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal, en el ciclo de alta temperatura de las instalaciones en cascada se pueden emplear hidrocarburos como el R290 o el R1270 cuyo GWP es muy bajo, de tal forma que se evita trabajar en condiciones supercríticas. Además, estudios experimentales han concluido que la implementación de un intercambiador intermedio en un ciclo simple en el que se emplean los gases mencionados anteriormente genera mejoras en el COP. Además, estudios teóricos [6] señalan que el uso de IHX en un ciclo subcrítico de R744 en una instalación en cascada podría ofrecer un incremento del COP de hasta el 3 % y la implementación de un IHX en este tipo de plantas en las que la temperatura de evaporación es tan baja evita problemas con la lubricación de los compresores, algo que recomiendan los fabricantes para alargar su vida útil.

En este trabajo se presenta un análisis experimental en el que se comparan tres posiciones del IHX en una planta de refrigeración en cascada utilizando R744 en el circuito de baja temperatura y R290 en el circuito de alta temperatura. El primero de los IHX se encuentra en el circuito de alta temperatura del sistema, el segundo une térmicamente el circuito de baja temperatura con el de alta temperatura, y el tercero se ubica en el circuito de baja temperatura. Se han realizado pruebas con un amplio rango de temperaturas de disipación, demostrando que la presencia del IHX en este tipo de instalaciones, aumenta tanto la potencia frigorífica de la instalación como el COP global de la misma. Los datos experimentales presentados contribuyen a una falta de información experimental en este campo.

## 2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

### 2.1. Descripción de la instalación

La instalación consta de dos circuitos de compresión simple de una etapa unidos térmicamente a través de un intercambiador de placas. El circuito de alta temperatura funciona con R290 y cuenta con un intercambiador intermedio que conecta térmicamente la entrada de la válvula de expansión con la salida del evaporador de este circuito (configuración IHX1). El circuito de baja temperatura utiliza R744 como refrigerante, y al igual que el circuito de alta temperatura, cuenta con un IHX que conecta térmicamente la entrada a la válvula de expansión con salida del evaporador de este circuito (configuración IHX3). Finalmente, el sistema cuenta con un tercer intercambiador que conecta térmicamente la entrada a la válvula de expansión del circuito de alta temperatura con la salida del evaporador del circuito de baja temperatura (configuración IHX2). La Figura 1 muestra todas estas configuraciones. La Tabla 1 recoge todas las características de estos componentes.

La planta cuenta con numerosos equipos de medición situados según se indica en la Figura 1, mientras que las características específicas de dichos equipos se encuentran detalladas en la Tabla 2.

Como foco caliente para la disipación de calor del condensador del ciclo de alta temperatura, se utiliza un flujo de agua constante a 20, 30 y 40 °C, mientras que para el *gas-cooler* situado tras la descarga del compresor del ciclo de baja temperatura, se utiliza el aire interior de una cámara climática ajustada a la misma temperatura del foco caliente. Como foco frío, se utiliza un caudal constante de una mezcla agua/etilenglicol al 52 % en volumen, a una temperatura de -20 °C.

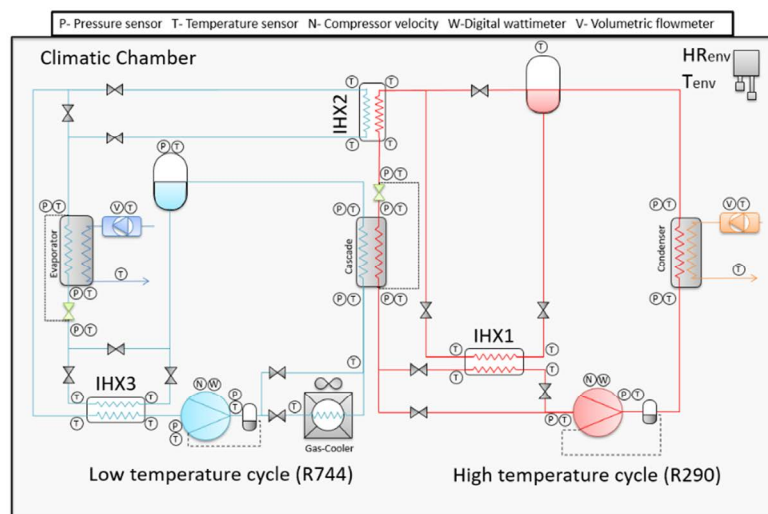


Figura 1. Esquema de la instalación en cascada



Tabla 1. Características de los componentes principales

Componentes	Características principales
Compresor semihermético - HTC	DORIN Model: HEX 80CC. Displacement: 4.42 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> (1450 rpm) Lubricant oil used in all cases: PAG 68
Compresor semihermético - LTC	DORIN Model CD150H. Displacement 1.12 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> (1450 rpm) Lubricant Oil: POE C85E.
Separador de aceite	Used with R290 and R1270 Temprite Model 3358 Used with R744 - Temprite Model: 133A
Condensador (HTC)	Insulated brazed plate heat exchanger SWEP Model: B15THx30 plates - Heat transfer area: 0.952 m <sup>2</sup>
Evaporador – HTC / Condensador – LTC	Insulated brazed plate heat exchanger SWEP Model: B8THx20 plates - Heat transfer area: 0.414 m <sup>2</sup>
Evaporador - LTC	Insulated brazed plate heat exchanger SWEP Model: B15THx20 plates - Heat transfer area: 0.612 m <sup>2</sup>
Gas-Cooler - LTC	Cross Flow heat exchanger. ECO, model LCE-213. Heat transfer area: internal 0.6m , external 3.36 m <sup>2</sup>
Depósito	In HTC Insulated liquid receiver TECNAC, Volume: 5 dm <sup>3</sup> In LTC Insulated High Pressure Vessel, Volume: 20 dm <sup>3</sup>
Válvula de expansión	In HTC - Electronic expansion valve CAREL E2V09 In LTC - Electronic expansion valve CAREL E2V05

Tabla 2. Características de los elementos de medida

Número	Variable	Tipo	Rango de medición	Exactitud
34	Temperatura	Termopar tipo T	-40 to 125 °C	± 0.5 °C
4	Presión	Trasdutor de presión – HTC	0 to 30 bar	± 0.08 bar
3	Presión	Trasdutor de presión – HTC	0 to 16 bar	± 0.045 bar
4	Presión	Trasdutor de presión – LTC	0 to 50 bar	± 0.15 bar
3	Presión	Trasdutor de presión – LTC	0 to 60 bar	± 0.18 bar
1	Presión	Trasdutor de presión – LTC	0 to 100 bar	± 0.3 bar
2	Caudal másico	Caudalímetro Coriolis	0 to 100 kg·s <sup>-1</sup>	± 0.11 %
1	Caudal volumétrico	Caudalímetro magnético	0 to 2.5 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	± 0.25 %
2	Potencia eléctrica	Analizador de redes	0 to 3000 W	± 0.5 %

Toda la información recibida de los sensores se obtiene en línea con dos sistemas de adquisición de datos CRio-9074 de National Instruments®. Las mediciones son recopiladas por una aplicación de datos desarrollada en LabView®, que permite el análisis, la representación y el cálculo de la prueba en tiempo real.

## 2.2. Metodología experimental

Durante el proceso experimental, se han controlado la temperatura y el caudal de impulsión del agua en el condensador y en el evaporador. Además, la instalación se ha testeado en una cámara climática ajustada a la misma temperatura de disipación establecida. El recalentamiento útil en los evaporadores se ha configurado a 7K en ambos circuitos, mientras que la velocidad de giro de los dos compresores se ha fijado en 50 Hz.

Una vez estabilizada la instalación en la configuración ensayada, se han tomado datos durante al menos 20 minutos con una frecuencia de 5 segundos para su posterior análisis. Los valores promedios obtenidos junto con la desviación estándar, se recogen en la Tabla 3.

Tabla 3. Datos experimentales para las tres configuraciones ensayadas

20°C				
	Base	IHX1	IHX2	IHX3
V <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	0,267 ± 0,001	0,267 ± 0,001	0,266 ± 0,001	0,266 ± 0,001
T <sub>w,in</sub> (°C)	19,91 ± 0,08	19,93 ± 0,08	19,88 ± 0,11	19,87 ± 0,09
T <sub>w,out</sub> (°C)	26,70 ± 0,09	26,63 ± 0,08	26,48 ± 0,10	26,66 ± 0,10
m <sub>glyc</sub> (kg/h)	400,36 ± 1,51	400,26 ± 1,32	399,99 ± 1,52	400,20 ± 1,58
T <sub>glyc,in</sub> (°C)	-19,88 ± 0,20	-19,85 ± 0,20	-19,98 ± 0,21	-19,85 ± 0,20
T <sub>glyc,uot</sub> (°C)	-24,98 ± 0,13	-25,02 ± 0,13	-25,05 ± 0,15	-24,98 ± 0,14
T <sub>amb</sub> (°C)	20,26 ± 0,08	20,14 ± 0,09	20,06 ± 0,12	19,94 ± 0,08
30°C				
	Base	IHX1	IHX2	IHX3
V <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	0,265 ± 0,001	0,267 ± 0,001	0,266 ± 0,001	0,267 ± 0,001
T <sub>w,in</sub> (°C)	29,96 ± 0,10	30,05 ± 0,12	30,03 ± 0,10	29,97 ± 0,10
T <sub>w,out</sub> (°C)	36,79 ± 0,13	36,90 ± 0,12	36,42 ± 0,10	36,86 ± 0,11
m <sub>glyc</sub> (kg/h)	402,82 ± 1,56	403,30 ± 1,39	402,13 ± 1,36	400,66 ± 1,51
T <sub>glyc,in</sub> (°C)	-20,16 ± 0,16	-19,89 ± 0,17	-20,14 ± 0,17	-20,05 ± 0,17
T <sub>glyc,uot</sub> (°C)	-24,77 ± 0,18	-24,77 ± 0,14	-24,77 ± 0,14	-24,81 ± 0,17
T <sub>amb</sub> (°C)	30,09 ± 0,12	29,91 ± 0,18	30,02 ± 0,16	30,28 ± 0,12
40°C				
	Base	IHX1	IHX2	IHX3
V <sub>w</sub> (m <sup>3</sup> /h)	0,263 ± 0,001	0,266 ± 0,001	0,267 ± 0,001	0,267 ± 0,001
T <sub>w,in</sub> (°C)	40,05 ± 0,08	40,01 ± 0,12	40,05 ± 0,077	39,99 ± 0,09
T <sub>w,out</sub> (°C)	47,42 ± 0,12	47,04 ± 0,12	46,66 ± 0,10	47,12 ± 0,09
m <sub>glyc</sub> (kg/h)	400,11 ± 1,79	398,89 ± 0,86	399,99 ± 0,54	398,14 ± 0,62
T <sub>glyc,in</sub> (°C)	-20,22 ± 0,17	-20,18 ± 0,13	-20,08 ± 0,10	-20,14 ± 0,11
T <sub>glyc,uot</sub> (°C)	-24,49 ± 0,19	-24,67 ± 0,14	-24,43 ± 0,12	-24,66 ± 0,10
T <sub>amb</sub> (°C)	40,03 ± 0,12	39,59 ± 0,12	39,92 ± 0,18	39,99 ± 0,14

### 2.3. Tratamiento de datos

Las propiedades termodinámicas de los refrigerantes y el agua, han sido calculadas mediante el software Refprop v.10 [7] a partir de los datos obtenidos, mientras que las propiedades termodinámicas de la mezcla de agua y glicol, han sido evaluadas con el software SecCool v1.33 [8].

Las temperaturas de cambio de estado se han calculado a partir de la media aritmética de la presión de entrada y salida de los distintos intercambiadores de placas (ecuaciones 1-4), con estas temperaturas y haciendo uso de la ecuación 5 se calcula el salto de temperaturas en el condensador en cascada. También se calculan la capacidad frigorífica específica de los refrigerantes con las ecuaciones 6 y 7 para el circuito de alta y baja respectivamente. Con la ecuación 8 e 9 se calculó la potencia frigorífica de la instalación y la potencia del condensador respectivamente, con estos valores y haciendo balances energéticos en el evaporador y el condensador se obtuvieron los caudales de refrigerante del circuito de baja y alta temperatura de la instalación haciendo uso de las ecuaciones 10 y 11 respectivamente.

Con las ecuaciones 12 y 14 se calcularon la tasa de compresión y el rendimiento volumétrico del compresor de alta temperatura y con las ecuaciones 13 y15 se calcularon estas mismas variables para el compresor de baja temperatura. Finalmente, con las ecuaciones 16 y 17 se calcularon la eficiencia energética del ciclo de alta temperatura y de baja temperatura respectivamente. Con la ecuación 18 se calculó la eficiencia global de la instalación.

$$T_{0,L} = \frac{T_{liq,sat}(p_{0,i}) + T_{0,sat}(p_{0,0})}{2}; CO_2 \quad (1)$$

$$T_{k,L} = \frac{T_{liq,sat}(p_{k,i}) + T_{0,sat}(p_{k,0})}{2}; CO_2 \quad (3)$$

$$\Delta T_k = T_{k,LT} - T_{0,HT} \quad (5)$$

$$q_{0,HT} = h_{i,HT} - h_{o,HT} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{k,w} = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (9)$$

$$\dot{m}_{ref,HT} = \frac{\dot{Q}_{k,w}}{h_{i,HT} - h_{o,HT}} \quad (11)$$

$$r_{p,HT} = \frac{P_{dis,H}}{P_{suc,H}} \quad (13)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref,L} \cdot v_{suc}}{\dot{V}} \quad (15)$$

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{P_{C,L}} \quad (17)$$

$$T_{0,H} = \frac{T_{liq,sat}(p_{0,i}) + T_{0,sat}(p_{0,0})}{2}; R290a \quad (2)$$

$$T_{k,H} = \frac{T_{liq,sat}(p_{k,i}) + T_{0,sat}(p_{k,0})}{2}; R290a \quad (4)$$

$$q_{0,LT} = h_{o,LT} - h_{i,LT} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{0,glyc} = \dot{m}_{glyc} \cdot C_{p,glyc} \cdot (T_{glyc,in} - T_{glyc,out}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{ref,LT} = \frac{\dot{Q}_{0,glyc}}{h_{o,LT} - h_{i,LT}} \quad (10)$$

$$r_{p,LT} = \frac{P_{dis,L}}{P_{suc,L}} \quad (12)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref,H} \cdot v_{suc}}{\dot{V}} \quad (14)$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{o,H}}{P_{C,H}} \quad (16)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{P_{C,H} + P_{C,L}} \quad (18)$$

## 2.4. Validación de resultados

Para comprobar que las mediciones llevadas a cabo son fiables, se ha realizado un balance energético en el intercambiador en cascada haciendo uso de las mediciones de presión y temperatura a la entrada y salida de dicho intercambiador, junto con los caudales de refrigerantes obtenido de forma indirecta a partir de los balances realizados en el evaporador del LTC y el condensador del HTC. En la Figura 2 se puede apreciar como para la configuración BASE dichas potencias se encuentran dentro de un margen de error mayoritariamente menor al  $\pm 5\%$ .

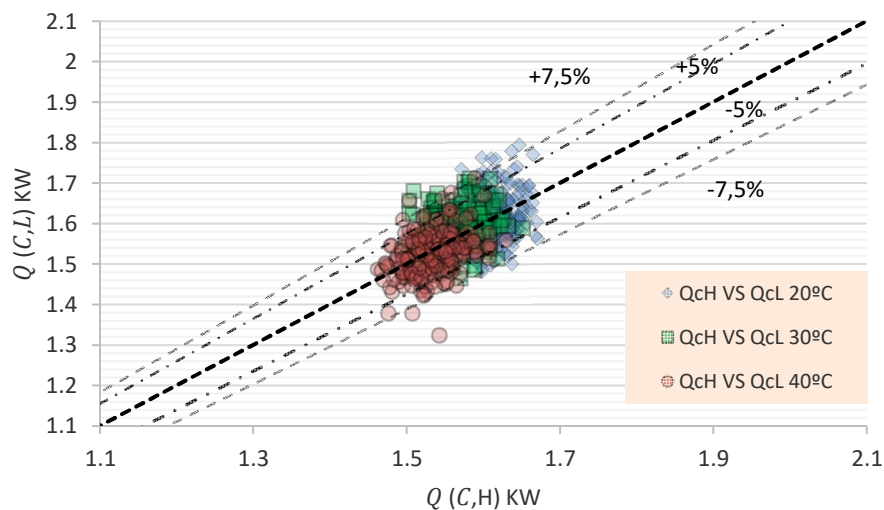


Figura 2: Balance energético en el intercambiador en cascada configuración BASE.

### 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

El análisis que se presenta a continuación se referencia a los datos experimentales recogidos en la Tabla 4.

Tabla 4. Variables del análisis experimental

		20°C		30°C		40°C	
		HT	LT	HT	LT	HT	
$P_o$ (bar)	Base	2,84 ± 0,04	13,67 ± 0,09	3,11 ± 0,05	14,01 ± 0,16	3,61 ± 0,06	14,8
	IHX1	2,82 ± 0,03	13,65 ± 0,07	3,15 ± 0,04	14,04 ± 0,1	3,49 ± 0,06	14,5
	IHX2	2,75 ± 0,03	13,69 ± 0,08	2,96 ± 0,05	14,06 ± 0,11	3,34 ± 0,06	14,6
	IHX3	2,82 ± 0,04	13,71 ± 0,12	3,14 ± 0,06	14,11 ± 0,1	3,56 ± 0,04	14,4
$P_k$ (bar)	Base	9,83 ± 0,03	26,70 ± 0,04	12,55 ± 0,04	29,90 ± 0,06	15,93 ± 0,04	33,7
	IHX1	9,79 ± 0,02	26,40 ± 0,04	12,53 ± 0,03	29,71 ± 0,04	15,75 ± 0,06	32,9
	IHX2	9,79 ± 0,03	26,18 ± 0,04	12,44 ± 0,03	29,26 ± 0,06	15,70 ± 0,04	32,8
	IHX3	9,82 ± 0,03	26,51 ± 0,04	12,55 ± 0,03	29,83 ± 0,08	15,86 ± 0,03	33,3
$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Base	0,171 ± 0,0027	0,0312 ± 0,0002	0,156 ± 0,0028	0,0308 ± 0,0004	0,136 ± 0,0022	0,0
	IHX1	0,179 ± 0,0018	0,0312 ± 0,0002	0,162 ± 0,0022	0,0305 ± 0,0002	0,149 ± 0,0027	0,0
	IHX2	0,175 ± 0,0019	0,0342 ± 0,0002	0,169 ± 0,0002	0,0342 ± 0,0003	0,147 ± 0,0026	0,0
	IHX3	0,171 ± 0,0027	0,0317 ± 0,0003	0,155 ± 0,0029	0,0312 ± 0,0003	0,138 ± 0,0016	0,0
$\eta_{vol}$	Base	71,52 ± 1,38	61,67 ± 2,12	67,26 ± 1,28	57,96 ± 2,11	64,95 ± 1,15	52,4
	IHX1	72,47 ± 1,19	62,35 ± 2,06	68,86 ± 1,27	60,42 ± 1,93	65,96 ± 1,20	55,5
	IHX2	70,73 ± 1,22	67,10 ± 2,13	67,83 ± 1,51	63,47 ± 2,12	63,44 ± 1,24	61,2
	IHX3	71,47 ± 1,38	63,09 ± 2,31	67,49 ± 1,34	59,35 ± 2,10	64,36 ± 1,03	58,4
Tasa de compresión ( $r_p$ )	Base	3,49 ± 0,00	1,95 ± 0,00	4,06 ± 0,00	2,13 ± 0,00	4,43 ± 0,00	2,28
	IHX1	3,51 ± 0,36	1,93 ± -0,98	4,02 ± -1,02	2,12 ± -0,89	4,53 ± 2,22	2,26
	IHX2	3,59 ± 2,81	1,91 ± -2,08	4,23 ± 4,35	2,08 ± -2,49	4,74 ± 7,00	2,25
	IHX3	3,52 ± 0,65	1,93 ± -0,99	4,03 ± -0,79	2,11 ± -0,97	4,48 ± 1,03	2,31
$P_c$ (kW)	Base	0,76 ± 0,01	0,62 ± 0,01	0,83 ± 0,01	0,65 ± 0,01	0,95 ± 0,01	0,69
	IHX1	0,75 ± 0,01	0,61 ± 0,01	0,83 ± 0,01	0,65 ± 0,01	0,92 ± 0,01	0,68
	IHX2	0,76 ± 0,01	0,61 ± 0,01	0,81 ± 0,01	0,65 ± 0,01	0,91 ± 0,01	0,68
	IHX3	0,76 ± 0,01	0,61 ± 0,01	0,84 ± 0,01	0,65 ± 0,01	0,94 ± 0,01	0,68
$q_o$ (kJ/kg)	Base	314,36 ± 1,84	268,35 ± 0,79	290,35 ± 1,47	258,56 ± 0,95	266,59 ± 1,16	246,9
	IHX1	329,29 ± 1,22	269,23 ± 0,63	309,66 ± 1,71	258,92 ± 0,83	289,52 ± 1,81	249,3
	IHX2	332,60 ± 1,35	269,97 ± 0,83	311,48 ± 1,92	260,31 ± 0,73	289,18 ± 2,28	249,9
	IHX3	313,82 ± 1,76	269,15 ± 0,85	290,27 ± 1,52	258,78 ± 0,68	266,22 ± 1,18	248,7
$\dot{m}_{ref}$ (Kg/h)	Base	18,49 ± 0,30	22,14 ± 0,73	19,04 ± 0,37	21,16 ± 0,64	21,09 ± 0,37	20,1
	IHX1	17,93 ± 0,26	22,40 ± 0,72	18,74 ± 0,30	22,15 ± 0,66	19,51 ± 0,34	20,9
	IHX2	17,90 ± 0,29	22,00 ± 0,69	17,74 ± 0,40	20,81 ± 0,65	19,02 ± 0,30	20,2
	IHX3	18,53 ± 0,29	22,31 ± 0,74	19,30 ± 0,28	21,31 ± 0,69	20,64 ± 0,28	21,1
	Base	24,64 ± 0,24	14,87 ± 0,12	30,51 ± 0,27	17,52 ± 0,21	35,92 ± 0,24	20,0

#### 3.1. Configuración Base

Tras analizar los resultados experimentales, se comprueba que al aumentar la temperatura de foco caliente en la configuración BASE, las presiones del sistema aumentan generando un aumento de la tasa de compresión en el circuito de alta temperatura, lo que disminuye el rendimiento volumétrico de este compresor. Con el aumento de la presión de evaporación de este circuito, hay una disminución del volumen específico en la aspiración del compresor mayor que la del rendimiento volumétrico, por lo que esto se compensa con un aumento del caudal másico en este circuito. El efecto conjunto, provoca un mayor consumo del compresor y una reducción de la potencia frigorífica.

En cuanto al circuito de baja temperatura, hay un aumento directo de la presión de condensación sin cambios apreciables en el nivel de evaporación, por lo que aumenta la tasa de

compresión de este circuito reduciendo el rendimiento volumétrico del compresor. Puesto que la presión de evaporación no varía tan significativamente, el volumen específico de aspiración del compresor de baja temperatura no varía del mismo modo que el rendimiento volumétrico, resultando en una reducción del caudal másico que penaliza la potencia frigorífica de la instalación. Además, esta reducción se ve potenciada por el aumento de la presión de condensación de este circuito, la cual eleva el título de vapor a la entrada del evaporador.

### 3.2. Configuración IHX1

Al introducir el IHX1 se consigue subenfriar la entrada a la válvula de expansión del circuito de alta temperatura. Este efecto se acrecienta al aumentar la temperatura de foco caliente, ya que el salto térmico en el intercambiador aumenta, reduciéndose el título de vapor a la entrada del evaporador en cascada y aumentando así, el salto entálpico en el mismo. La presión de evaporación de este circuito se reduce en 0,9K equivalentes, registrándose un aumento de la tasa de compresión siempre menor a un 2% respecto a la configuración BASE, por lo que el rendimiento volumétrico apenas varía. No obstante, el recalentamiento introducido en la aspiración del compresor hace que el volumen específico aumente, por lo que este efecto se ve compensado por una reducción del caudal másico de refrigerante del circuito de alta temperatura. En consecuencia, el consumo del compresor se reduce 1,75, 1,14 y 3,45 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, con respecto al ciclo BASE. El aumento del salto entálpico del circuito compensa la reducción del caudal másico, por lo que la potencia frigorífica del circuito se ve aumentada 1,6, 3,88 y 4,67 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente. El efecto conjunto eleva el  $COP_{HT}$  en un 3,42, 6,10 y 8,18 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, con respecto al ciclo BASE.

Estos efectos tienen un impacto directo en el circuito de baja temperatura, ya que el aumento de la potencia frigorífica del circuito de alta temperatura hace que la presión de condensación del circuito de baja temperatura descienda en un 1,12, 0,63 y 2,39 %, lo que aumenta de forma directa la potencia frigorífica al reducirse el título de vapor en la entrada del evaporador. Además, se reduce levemente la tasa de compresión del compresor en un 1 % en promedio, por lo que el  $COP_{LT}$  aumenta 1,6, 6,1 y 6,8 % a 20, 30 y 40 °C respectivamente. Por último, en cuanto al resto de parámetros de la instalación solo cabe mencionar que el salto de temperaturas en el intercambiador en cascada se reduce entre 0,3 y 0,7K.

### 3.3. Configuración IHX2

Al igual que sucede con el IHX1, el subenfriamiento introducido por el IHX2 a la entrada de la válvula de expansión del circuito de alta, se incrementa a medida que la temperatura de foco caliente aumenta. Esto aumenta el salto entálpico del circuito de alta temperatura, lo que hace que la presión de evaporación de este circuito disminuya, elevando así la tasa de compresión del circuito en un 2,8, 4,4 y 7 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, respecto a la configuración BASE. El efecto directo es la reducción del rendimiento volumétrico del compresor de alta temperatura. Además, el descenso de la presión de evaporación de este circuito aumenta el volumen específico del compresor de este circuito, por lo que el caudal másico se ve forzado a reducirse para compensar la reducción del rendimiento volumétrico. Esto hace que la potencia consumida por el compresor disminuya un 0,53, 2,54 y 4,03 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, comparado con el ciclo BASE. Esto mismo, junto a la disminución de carga térmica que el circuito de baja cede al de alta, hace que la potencia disipada al condensador disminuya en un 3,1, 6,1 y 9,1 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente. Como

efecto conjunto, el  $COP_{HT}$  se mejora en un 0,73, 1,58 y 5,6 % a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, respecto a la configuración BASE.

En cuanto al circuito de baja temperatura, la presión de condensación disminuye debido a la presencia del IHX2, lo que hace que la tasa de compresión de este circuito se reduzca en un 2,1, 2,5 y un 1,2 %, a 20, 30 y 40 °C, respectivamente, con respecto al BASE. La reducción favorece positivamente al rendimiento volumétrico del compresor de baja temperatura, aunque el recalentamiento introducido por el IHX2 afecta negativamente al volumen específico. El efecto conjunto, reduce el caudal másico del circuito de baja temperatura hasta un 1,5 % máximo.

El efecto de reducir tasa de compresión y caudal másico en el circuito de baja temperatura, disminuye la potencia consumida por el compresor de este circuito entre un 0,7 y un 2 %, lo cual contribuye positivamente al  $COP_{LT}$ . Además, la potencia frigorífica del circuito de baja temperatura aumenta gracias al aumento de salto entálpico en el evaporador, debido a la reducción de la presión de condensación de este circuito. En conjunto, el  $COP_{LT}$  va mejorando conforme aumenta la temperatura de disipación hasta un 3,9 % a 30 °C, con respecto a la configuración BASE.

Finalmente, cabe mencionar que el salto térmico en el intercambiador de cascada aumenta desde 0,2K a 20 °C hasta 1,2K a 40 °C, con respecto a la configuración BASE, por lo que empeora el proceso de transferencia de calor en el mismo.

### 3.4. Configuración IHX3

Los efectos del IHX3 en el circuito de baja temperatura son similares a los efectos que tiene el IHX1 en el circuito de alta temperatura. No obstante, estos efectos son menores ya que el salto de temperaturas en el intercambiador es más reducido. En promedio, se logran subenfriamientos de 0,85, 1,1 y 1,85 K, a 20 °C, 30 °C y 40 °C, respectivamente, con un descenso de la presión de condensación de hasta 0.8 K equivalentes.

Al igual que el IHX1 en el circuito de alta, el IHX3 aumenta el rendimiento volumétrico del compresor de baja temperatura, el cual es compensado por el aumento del volumen específico que sufre la aspiración del compresor debido al recalentamiento introducido por el IHX3. Por tanto, el caudal másico del circuito no sufre variaciones significativas, dando lugar a variaciones insignificantes en el consumo del compresor de baja temperatura. No obstante, teniendo en cuenta que existe un pequeño subenfriamiento, el salto entálpico en el evaporador aumenta, y con él la potencia frigorífica de la instalación entre un 0.85 y un 5,5 % comparado con la configuración BASE. La relación conjunta de ambas variables supone un aumento del  $COP_{LT}$  del 0,7, 3,9 y 7,3 %, a 20, 30 y a 40 °C, respectivamente.

Cabe destacar que a diferencia del IHX1, que tiene efectos indirectos sobre el circuito de baja, el IHX3 no tiene efectos significativos sobre el circuito de alta. Además, el efecto de este intercambiador es mayor a temperaturas de condensación altas.

### 3.5. Resumen de todas las configuraciones analizadas

A modo de resumen, la Figura 2 presenta la mejora porcentual del COP global junto a la mejora porcentual de la potencia frigorífica de la instalación gracias según las diferentes configuraciones de IHX. Se puede observar como a medida que la temperatura de foco caliente aumenta las mejoras introducidas por los IHX son más notorias, por lo que se trata de un componente altamente recomendable para temperaturas de trabajo de foco caliente elevadas.



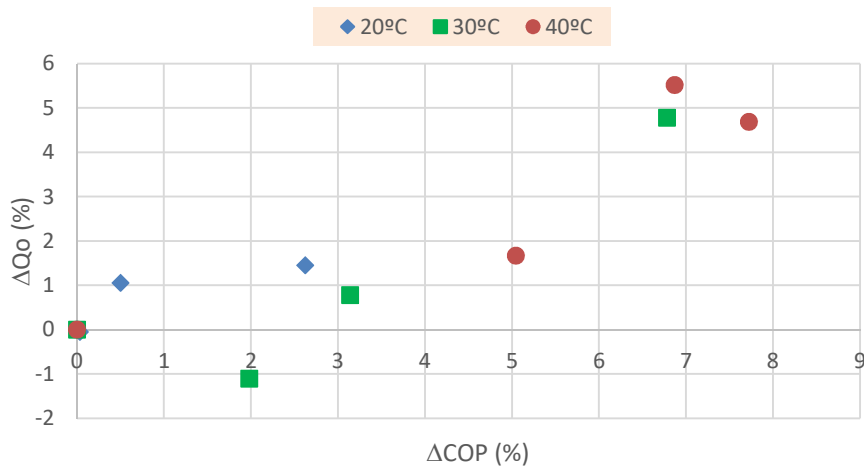


Figura 3:  $\Delta\text{COP}$  (%) vs.  $\Delta Q_o$  (%) de la instalación introducida por los IHX

#### 4. CONCLUSIONES

Tras realizar el estudio experimental en la planta y comparar la configuración BASE con las otras tres que ofrecen los IHX, se puede concluir que la instalación de estos equipos es viable para cualquier instalación, ya que no modifican las presiones de funcionamiento de forma significativa y que en ningún caso se superan las temperaturas de descargas de los compresores marcadas por los lubricantes.

De las tres configuraciones se puede afirmar que la IHX1 reduce el consumo de los compresores y aumenta la potencia frigorífica de la instalación, siendo estos efectos más significativos en climas cálidos.

En cuanto el IHX2, se ha comprobado que la mejora ofrecida a la instalación se refleja directamente en el consumo de los compresores y que por tanto el rendimiento de la instalación es mejorado. Además, este intercambiador reduce significativamente la potencia disipada al foco caliente, lo que permite reducir el tamaño del condensador del ciclo de alta temperatura.

Finalmente, en la configuración IHX3 se observa una mejora en la potencia frigorífica de la instalación superior a la del IHX1, aunque no se reduce el consumo de los compresores.

Tras comparar los resultados obtenidos en este trabajo, se puede concluir que cualquiera de las tres configuraciones, introducen variaciones positivas en el COP y en la potencia frigorífica de la instalación. Este aumento es mayor a medida que la temperatura de disipación aumenta, si bien en unas configuraciones es más notable que en otras.

#### 5. NOMENCLATURA

$v$	Volumen específico ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$\rho$	Densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
sat	Saturación	$V$	Cilindrada ( $\text{m}^3/\text{h}$ )
$c_p$	Calor específico ( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	o	Relacionado con el nivel de evaporación
HTC	Circuito de alta temperatura	k	Relacionado con el nivel de condensación
ref	Referencia a refrigerante	LTC	Circuito de baja temperatura
$m$	Caudal másico ( $\text{kg}/\text{s}$ o $\text{kg}/\text{h}$ )	rp	Tasa de compresión
Pc	Potencia eléctrica del compresor (kW)	$Q_o$	Potencia frigorífica (kW)
T	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	suc	Succión
glyc	Relacionado con el glicol	dis	Descarga
in	entrada	out	Salida
$\eta_G$	Rendimiento volumétrico del compresor	$x_v$	Título de vapor
w	agua	h	Entalpía ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )

## 6. AGRADECIMIENTO

Los autores agradecen al Ministerio de Ciencia y Tecnología del gobierno español la financiación de este trabajo a través del proyecto RTI2018-093501-B-C21, así como la Universidad Jaume I por la financiación a cargo del proyecto UJI-B2019-56.

## 7. REFERENCIAS

- [1] UNEP, 2016. 38th Meeting of the Open-ended Working Group (OEWG 38) of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer and 28th Meeting of the Parties to the Montreal Protocol (MOP 28), Kigali 8, 10-14 October 2016
- [2] European-Union, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006, 2014.
- [3] Tsamos K.M, Amaris C., Mylona Z., Tassou S. 2019. Analysis of Typical Booster Configuration, Parallel-Compressor Booster Configuration and R717/R744 Cascade Refrigeration System for Food Retail Applications. Part 2: Energy Performance in Various Climate Conditions. Energy Procedia Volume 161, March 2019, Pages 268-274
- [4] Lund Th., Skovrup M.J., Holst M., 2019. Comparing energy consumption and life cycle cost of industrial size refrigeration systems. Proceedings of the 25th IIR International Congress of Refrigeration: Montréal, Canada. Manuscript ID: 947 DOI: 10.18462/iir.icr.2019.0947.
- [5] Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R. 2018. Energy evaluation of multiple stage commercial refrigeration architectures adapted to F-gas regulation. Energies, 11 (7), art. no. 1915, . Cited 21 times.
- [6] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, E. Torrella, Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> subcritical refrigeration cycle with gas-cooler, Ap. Therm. Eng. 80 (2015) 31–41.
- [7] IPU. 2007. SecCool Properties. <https://www.ipu.dk/products/seccool/>
- [8] Lemmon E.W., Bell I.H., Huber M.L., McLinden M.O.. 2018. NIST Standard Reference Database 23: reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg. Standard Reference Data Program