EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UNA INSTALACIÓN DE PRODUCCIÓN DE FRÍO EN CASCADA CON CO₂ COMO FLUIDO DE BAJA TEMPERATURA

ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS
EXPERIMENTALES

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CONSTRUCCIÓN

Programa de doctorado en Tecnologías Industriales, Materiales y Edificación

AUTOR

Carlos Sanz Kock

DIRECTORES

Rodrigo Llopis Doménech - Ramón Cabello López

Octubre de 2014

*Dedico este trabajo
a mis padres
y a mis hermanos.*

AGRADECIMIENTOS

Es en este momento, redactando las últimas palabras del documento, cuando me he percatado de lo mucho que he progresado en estos últimos años, con el proyecto final de carrera, el trabajo final de máster y la tesis doctoral, mis competencias se han ido orientando a un campo en el que no había pensado y del que, curiosamente, disfruto, la investigación.

Por este motivo, quiero agradecer en primer lugar al Grupo de Investigación en Ingeniería Térmica de la UJI, por haberme abierto las puertas a la investigación y a mi amigo Jorge Patiño Pérez, que pertenecía al grupo de investigación en aquel tiempo, por su confianza y apoyo desde el primer momento.

En segundo lugar, mi más sincero agradecimiento a Rodrigo Llopis Doménech y Ramón Cabello López, mis directores de tesis, no solo por haberme propuesto hacer la tesis doctoral, sino por toda su dedicación, esfuerzo y, sobre todo, confianza que han demostrado en todo este tiempo. Sin ellos la memoria de este documento no habría sido tan completa y mi aprendizaje en este campo, posiblemente, se habría visto limitado.

En tercer lugar y sin menospreciar su labor, agradecer a Daniel Sánchez García-Vacas por la forma en que me ha tratado, su compañía y amistad han hecho de este trabajo una diversión más y su experiencia y conocimientos me han servido en multitud de ocasiones.

Finalmente, dar las gracias a Martín Piñana Mormeneo por la ayuda ofrecida en talleres, fuera para el proyecto que fuera.

Fuera del ámbito de la universidad, quiero agradecer a todas las personas próximas a mí por su infinita paciencia y su amistad incondicional. Y en especial, a mis padres, Rafael y Claudia, y a mis hermanos, Pablo y Benjamín, por cómo son conmigo.

RESUMEN

La Comisión Europea, con la nueva reglamentación (EU) nº517/2014, conocida como la F-gas, ha modificado el marco legal relativo al uso de gases fluorados que causan efecto invernadero. El Reglamento anterior, CE-842/2006, derogado por la F-gas, establecía requisitos para la contención, uso, recuperación y destrucción de sustancias fluoradas que, con la nueva F-gas, se han vuelto más restrictivos, en vías a alcanzar el objetivo final de la misma que es la protección del medio ambiente mediante la reducción de las emisiones de gases fluorados causantes del efecto invernadero.

En el caso de la refrigeración, la F-gas centra sus esfuerzos, entre otros, en la contabilización del banco de refrigerantes, en la limitación de fugas de los equipos y en la restricción del uso de refrigerantes con GWP (Potencial de Calentamiento Atmosférico o PCA) elevados. En concreto, en el caso de la refrigeración comercial centralizada, la F-gas sólo permitirá a partir de 2022 la utilización de fluidos refrigerantes con GWP inferior o igual a 150 para centrales multi-compresor compactas con una potencia frigorífica superior o igual a 40kW, a excepción de los circuitos primarios de sistemas en cascada, donde se permitirá el uso de refrigerantes con GWP de hasta 1500. Esta restricción va a afectar a los futuros sistemas de refrigeración, sin embargo, los actuales también se van a ver limitados, ya que a partir del 2020 sólo se permitirá la recarga de sistemas frigoríficos con refrigerantes cuyo GWP sea mayor de 2500 si la carga de refrigerante equivalente no supera las 40 toneladas de CO₂ equivalentes anuales. En consecuencia, los fluidos refrigerantes utilizados generalmente en el sector de la refrigeración comercial, principalmente el R404A y el R507A, van a tender a desaparecer, mientras que se va a favorecer el desarrollo e implantación de sistemas frigoríficos que operen con fluidos de bajo GWP.

En la presente tesis doctoral se analiza experimentalmente una instalación de doble etapa indirecta o cascada que opera con CO₂ como fluido de baja temperatura, debido a que este sistema se presenta como uno de los posibles candidatos a utilizar en la refrigeración comercial centralizada, ya que cumple con la F-gas, presenta rendimientos energéticos superiores a otras alternativas y el fluido distribuido a los servicios a baja temperatura es de bajo GWP.

El estudio realizado parte de un análisis teórico sobre la selección del fluido refrigerante a utilizar en el ciclo de alta temperatura, en base a lo establecido por la F-gas. Después se detalla el banco de ensayos experimental, diseñado para operar con la combinación de los fluidos R134a/CO₂. Finalmente, se procede con la evaluación experimental de la misma para un rango de temperaturas de evaporación de -45 a -25°C y de temperaturas de condensación de 30 a 50°C.

RESUM

La Comissió Europea, amb la nova reglamentació (EU) n°517/2014, coneguda com l'F-gas, ha modificat el marc legal relatiu a l'ús de gasos fluorats que causen efecte hivernacle. El Reglament anterior, CE-842/2006, derogat per l'F-gas, establia requisits per a la contenció, ús, recuperació i destrucció de substàncies fluorades que, amb la nova F-gas, s'han tornat més restrictius, en vies a aconseguir l'objectiu final de la mateixa que és la protecció del medi ambient mitjançant la reducció de les emissions de gasos fluorats causants de l'efecte hivernacle.

En el cas de la refrigeració, l'F-gas centra els seus esforços, entre altres, en la comptabilització del banc de refrigerants, en la limitació de fugues dels equips i en la restricció de l'ús de refrigerants amb GWP (Potencial de Calentament Atmosfèric o PCA) elevats. En concret, en el cas de la refrigeració comercial centralitzada, l'F-gas només permetrà a partir de 2022 la utilització de fluids refrigerants amb GWP inferior o igual a 150 per a centrals multi-compressor compactes amb una potència frigorífica superior o igual a 40kW, a excepció dels circuits primaris de sistemes en cascada, on es permetrà l'ús de refrigerants amb GWP de fins a 1500. Aquesta restricció afectarà als futurs sistemes de refrigeració, però, els actuals també es veuran limitats, ja que a partir del 2020 només es permetrà la recàrrega de sistemes frigorífics amb refrigerants amb un GWP que siga major de 2500 si la càrrega de refrigerant equivalent no supera les 40 tones de CO₂ equivalents anuals. En conseqüència, els fluids refrigerants utilitzats generalment en el sector de la refrigeració comercial, principalment el R404A i el R507A, tendiran a desaparèixer, mentre que s'afavorirà el desenvolupament i la implantació de sistemes frigorífics que operen amb fluids de baix GWP.

En la present tesi doctoral s'analitza experimentalment una instal·lació de doble etapa indirecta o cascada que treballa amb CO₂ com a fluid de baixa temperatura, degut a que aquest sistema es presenta com un dels possibles candidats a ser utilitzats en la refrigeració comercial centralitzada, ja que compleix amb l'F-gas, presenta rendiments energètics superiors a altres alternatives i el fluid distribuït als serveis a baixa temperatura és de baix GWP.

L'estudi realitzat parteix d'un anàlisi teòric sobre la selecció del fluid refrigerant a utilitzar en el cicle d'alta temperatura, en base al que estableix l'F-gas. Després es detalla el banc d'assajos experimentals, dissenyat per a operar amb la combinació dels fluids R134a/CO₂. Finalment, es procedeix amb l'avaluació experimental de la mateixa per a un rang de temperatures de evaporació de -45 a -25°C i de temperatures de condensació de 30 a 50°C.

SUMMARY

The European Commission, with the new Regulation (EU) n°517/2014, known as F-gas, has modified the legal framework concerning the use of fluorinated gases that cause Greenhouse effect. The previous Regulation, CE-842/2006, derogated by the F-gas, established requirements for containment, use, recuperation and destruction of fluorinated substances that, with the new F-gas, have become more restrictive, in order to achieve its main objective, the protection of the environment by reducing emissions of fluorinated gases that cause Greenhouse effect.

Regarding refrigeration, the F-gas focuses its efforts, among others, on accounting the refrigerant bank, on limiting equipment leaks and on restricting the use of refrigerants with high GWP (Global Warming Potential). In particular, in the case of centralized commercial refrigeration, the F-gas will only allow the use of refrigerants with GWP from 150 for multipack centralized refrigeration systems for commercial use with a rated capacity of 40kW or more after 2022, except for the primary refrigerant circuit of cascade systems where fluorinated greenhouse gases with a GWP of 1500 or less could be used. This restriction will affect future refrigeration systems, however, the current systems will also be limited, since 2020, it will only be allowed to recharge these systems with refrigerants with GWP higher than 2500 if their equivalent charge does not overcome 40 tons of equivalent CO₂ per year. Consequently, the refrigerants commonly used in the commercial refrigeration sector, mainly R404A and R507A, will tend to disappear, while development and implementation of low GWP refrigerant systems will be favored.

In this Ph. D. thesis, an indirect double compression system or cascade plant operating with CO₂ as a low temperature fluid is analyzed theoretically and experimentally, because it is one of the potential candidates to be used in centralized commercial refrigeration applications, since it is in agreement with the F-gas, has higher performance than other alternative systems and the fluid distributed to low temperature services is of low GWP.

The study carried out begins with a theoretical analysis about the selection of the refrigerant to be used in the high temperature cycle, according to the F-gas requirements. Following, the experimental test bench, designed to operate with the combination of fluids R134a/CO₂, is detailed. And finally, the experimental evaluation of the plant is presented for an evaporating temperature range from -45 to -25°C and for a condensing one from 30 to 50°C.

ÍNDICE

NOMENCLATURA	V
---------------------	----------

CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN	1
----------------------------------	----------

1 INTRODUCCIÓN	3
2 ESTADO DEL ARTE	18
3 OBJETIVOS	25
4 ESTRUCTURA DE LA TESIS	27

CAPÍTULO 2 – ANÁLISIS TEÓRICO DEL SISTEMA DE DOBLE COMPRESIÓN INDIRECTA	29
--	-----------

1 INTRODUCCIÓN	31
2 ANÁLISIS TEÓRICO DEL SISTEMA DE DOBLE COMPRESIÓN INDIRECTA (CASCADA)	32
2.1 MODELO TEÓRICO DEL SISTEMA EN CASCADA	32
2.1.1 Modelo teórico básico	32
2.1.1.1 Niveles de presión del sistema	35
2.1.1.2 Obtención de los estados termodinámicos del ciclo	38
2.1.1.3 Parámetros energéticos	44
2.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DOBLE COMPRESIÓN INDIRECTA	47
2.2.1 Temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja temperatura	48
2.2.2 Efecto de la variación del salto de temperatura en la cascada	56
2.2.3 COP teórico de la instalación	58
2.2.4 Producción frigorífica volumétrica	61
2.2.5 Temperatura de descarga	62
2.2.6 Relación entre los caudales volumétricos del sistema	64
2.2.7 Efecto del recalentamiento útil	65
2.2.8 Comparativa energética y medioambiental del sistema en cascada para diferentes refrigerantes en el ciclo de alta temperatura	68
2.3 ANÁLISIS TEÓRICO DEL CICLO R134A/CO ₂	73
2.3.1 Efecto producido en el sistema por la instalación de un IHX	74

2.3.1.1	IHX en el circuito de baja temperatura	74
2.3.1.1.1	Resultados	76
2.3.1.2	IHX en el circuito de alta temperatura	78
2.3.1.2.1	Resultados	79
2.3.1.3	IHX combinando el circuito de baja con el de alta temperatura	81
2.3.1.3.1	Resultados	83
2.3.2	Efecto producido por la variación de la temperatura de condensación en baja	84
2.3.3	Efecto producido por la instalación de un gas-cooler	85
2.3.3.1	Resultados	89
3	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	92

CAPÍTULO 3 – DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL **95**

1	INTRODUCCIÓN	97
2	CICLO FRIGORÍFICO	98
2.1	CICLO FRIGORÍFICO DE BAJA TEMPERATURA	99
2.1.1	Ubicación de los elementos de medida en el ciclo de baja temperatura	100
2.2	CICLO FRIGORÍFICO DE ALTA TEMPERATURA	104
2.2.1	Ubicación de los elementos de medida en el ciclo de alta temperatura	105
3	ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN EN CASCADA	107
3.1	COMPRESORES	107
3.2	INTERCAMBIADORES DE CALOR	109
3.3	VÁLVULAS DE EXPANSIÓN	112
3.4	DEPÓSITOS DE ACUMULACIÓN	113
3.5	ELEMENTOS DE PROTECCIÓN DE LA INSTALACIÓN	115
4	SISTEMA DE APOYO TÉRMICO (SAT)	116
4.1	UBICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE MEDIDA DEL SAT	118
5	SISTEMA DE MEDIDA Y ADQUISICIÓN DE DATOS	119
5.1	SISTEMA DE MEDIDA	119
5.2	CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS	124
5.2.1	Ciclo de baja temperatura	124
5.2.2	Ciclo de alta temperatura	125
5.2.3	Sistema de apoyo térmico (SAT)	126
5.3	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	127

1	INTRODUCCIÓN	131
2	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL, CÁLCULO DE PARÁMETROS Y RANGO DE FUNCIONAMIENTO	132
2.1	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL	132
2.2	CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS	135
2.2.1	Incertidumbre de medida	139
2.3	RANGO DE ENSAYO	143
3	VALIDACIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES	148
4	ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA INSTALACIÓN EN CASCADA CON R134A-CO₂	152
4.1	SISTEMA DE ARRANQUE DE LA INSTALACIÓN	152
4.2	CARACTERIZACIÓN DE LOS COMPRESORES	156
4.3	ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA INSTALACIÓN EN CASCADA CON R134A/CO ₂	160
4.3.1	Influencia de la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura	160
4.3.1.1	$T_{k,L}$ vs N_H	165
4.3.1.2	ΔT_{casc} vs N_H	166
4.3.1.3	Q_o, L vs $T_{k,L}$	167
4.3.1.4	COP vs $T_{k,L}$	169
4.3.1.5	Potencias en condensación vs $T_{k,L}$	172
4.3.1.6	Flujos másicos vs N_H	175
4.3.1.7	$T_{des,L}$ vs $T_{k,L}$	177
4.3.2	Influencia de la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura	179
4.3.2.1	$T_{k,L}$ vs N_H	183
4.3.2.2	ΔT_{casc} vs N_H	184
4.3.2.3	Q_o, L vs $T_{k,L}$	185
4.3.2.4	COP vs $T_{k,L}$	186
4.3.2.5	Potencias en condensación vs $T_{k,L}$	189
4.3.2.6	Flujos másicos vs N_H	192
4.3.2.7	$T_{des,L}$ vs $T_{k,L}$	194
4.4	INFLUENCIA DEL GAS-COOLER DEL CICLO DE BAJA TEMPERATURA	196
4.5	INFLUENCIA DEL IHX DEL CICLO DE BAJA TEMPERATURA	210
4.5.1	Análisis de resultados	214

4.6	PARAMETRIZACIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	224
5	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	229
CAPÍTULO 5 – CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS		231
1	CONCLUSIONES	233
2	TRABAJOS FUTUROS	236
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		237

NOMENCLATURA

Símbolos románicos

<i>A</i>	<i>precisión</i>
<i>c</i>	<i>Calor específico ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)</i>
<i>conc</i>	<i>Concentración (%)</i>
<i>COP</i>	<i>Coefficiente de eficiencia energética</i>
<i>E</i>	<i>Consumo energético anual (kWh)</i>
<i>Error</i>	<i>Error</i>
<i>f</i>	<i>Función</i>
<i>h</i>	<i>Entalpía ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)</i>
<i>L</i>	<i>Ratio de fugas anual ($\text{kg}\cdot\text{año}^{-1}$)</i>
<i>m</i>	<i>Carga de refrigerante en el sistema (kg)</i>
<i>$\dot{m}$</i>	<i>Flujo másico ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)</i>
<i>n</i>	<i>Años de funcionamiento del sistema</i>
<i>N</i>	<i>Velocidad de giro del compresor (rpm)</i>
<i>P</i>	<i>Presión (bar); Potencia eléctrica (kW)</i>
<i>Pot</i>	<i>Potencia eléctrica (kW)</i>
<i>q</i>	<i>Potencia frigorífica específica ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)</i>
<i>$\dot{Q}$</i>	<i>Ratio de transferencia de calor (kW)</i>
<i>RMU</i>	<i>Recalentamiento menos útil ($^{\circ}\text{C}$)</i>
<i>RU</i>	<i>Recalentamiento útil ($^{\circ}\text{C}$)</i>

s	<i>Entropía ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)</i>
T	<i>Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)</i>
v	<i>Volumen específico ($\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$)</i>
V	<i>Volumen (m^3)</i>
$\dot{V}$	<i>Caudal volumétrico ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)</i>
w	<i>Trabajo específico ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)</i>

Símbolos griegos

α	<i>Factor de reciclaje de refrigerante</i>
β	<i>Emisiones de CO₂ por kWh generado ($\text{CO}_{2,\text{eq}}\cdot\text{kWh}^{-1}$)</i>
Δ	<i>Incremento</i>
ε	<i>Eficiencia térmica (%); Error</i>
η	<i>Rendimiento (%)</i>
λ	<i>Calor latente ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)</i>
ρ	<i>Densidad ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)</i>
ϕ	<i>Diámetro (m)</i>

Subíndices

<i>amb</i>	<i>Ambiente</i>
<i>an</i>	<i>Anual</i>
<i>asp</i>	<i>Aspiración</i>
<i>C</i>	<i>Cascada; Compresor</i>
<i>C1</i>	<i>Intercambiador cascada 1</i>
<i>C2</i>	<i>Intercambiador cascada 2</i>
<i>casc</i>	<i>Cascada</i>

<i>comp</i>	<i>Compresor</i>
<i>Compresión</i>	<i>Compresión</i>
<i>crit</i>	<i>Crítico</i>
<i>des</i>	<i>Descarga</i>
<i>exp</i>	<i>Expansión</i>
<i>G</i>	<i>Global</i>
<i>gc</i>	<i>Gas-cooler</i>
<i>Global</i>	<i>Global</i>
<i>h</i>	<i>Entalpía</i>
<i>H</i>	<i>Ciclo de alta temperatura</i>
<i>IHX</i>	<i>Intercambiador de calor interno</i>
<i>in</i>	<i>Entrada</i>
<i>is</i>	<i>Isentrópico</i>
<i>k</i>	<i>Condensación</i>
<i>l</i>	<i>Líquido</i>
<i>L</i>	<i>Ciclo de baja temperatura</i>
<i>líquido</i>	<i>Líquido</i>
<i>Motor</i>	<i>Motor del compresor</i>
<i>NBP</i>	<i>Punto normal de ebullición</i>
<i>o</i>	<i>Evaporación</i>
<i>ópt</i>	<i>Óptima</i>
<i>out</i>	<i>Salida</i>
<i>P</i>	<i>Presión</i>

<i>ref</i>	<i>Refrigerante</i>
<i>rel</i>	<i>Relativo</i>
<i>s</i>	<i>Entropía</i>
<i>sat</i>	<i>Saturación</i>
<i>sec</i>	<i>Fluido Secundario</i>
<i>T</i>	<i>Temperatura</i>
<i>Total</i>	<i>Total</i>
<i>Trans</i>	<i>Transferencia de calor</i>
<i>Tyfoxit</i>	<i>Fluido secundario en evaporador</i>
<i>v</i>	<i>Vapor</i>
<i>vapor</i>	<i>Vapor</i>
<i>vol</i>	<i>Volumétrico</i>
<i>w</i>	<i>Agua</i>
<i>watt</i>	<i>Vatímetro</i>

CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN

1 Introducción

En la década de los años 70 surgió la preocupación medioambiental asociada, por un lado, a la destrucción de la capa de ozono atmosférico y, por otro lado, al calentamiento global del planeta. En dicha década, con el uso extendido de los fluidos refrigerantes de tipo CFC (clorofluorocarburos) en multitud de aplicaciones, entre las cuales se encuentra la refrigeración comercial, los ingenieros químicos Molina and Rowland (1974), descubrieron que este tipo de compuestos se descomponen cuando entran en contacto con la luz ultravioleta en la estratosfera, liberando átomos de cloro. Estos átomos reaccionan, a su vez, con moléculas de ozono formando oxígeno y destruyendo, en consecuencia, el ozono de la capa atmosférica.

En dicho estudio, publicado por la revista Nature en 1974, se estudian principalmente los refrigerantes R11 y R12 (ambos de tipo CFC), con una producción mundial estimada para la época de 0.3 y 0.5 millones de toneladas al año, respectivamente. La conclusión a la que se llegó en aquel momento fue que la atmósfera tiene una capacidad limitada para absorber átomos de cloro de la estratosfera, lo que podía suponer un problema medioambiental grave. Una vez divulgado dicho estudio, la comunidad científica centró sus esfuerzos en el estudio del estado de la capa de ozono, demostrando años más tarde, mediante imágenes por satélite (Figura 1. 1), la destrucción progresiva de la misma en el polo sur (Stolarski et al., 1986).

Figura 1. 1. Evolución anual de la cantidad de ozono atmosférico promedio en el polo sur en el mes de octubre, (Stolarski et al., 1986).

Una vez demostrado el peligro medioambiental que representan los fluidos refrigerantes de tipo CFC y debido a su uso extendido, se tomaron medidas en beneficio del medio ambiente. Mediante el protocolo de Montreal (United Nations, 1987), donde se contempla por primera vez la capacidad que tienen tanto el cloro como el bromo para destruir la capa de ozono, se prohibió la utilización, entre otros, de los refrigerantes de tipo CFC y HCFC (hidroclorofluorocarburos) en instalaciones nuevas y la limitación de su uso en las instalaciones ya existentes, ya que su potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP¹) no es nulo.

A raíz de las limitaciones impuestas por dicho protocolo, se comenzó a utilizar a finales de la década de los años 80 una nueva generación de refrigerantes (Calm, 2008), los denominados de tipo HFC (hidrofluorocarburos), los cuales tienen un ODP nulo y ofrecen propiedades termodinámicas parecidas a las de los HCFC y CFC, pero sin el devastador efecto medioambiental descrito. No obstante, los HFC presentan potenciales de calentamiento atmosférico (GWP²) generalmente elevados, pudiendo superar las 10000 tCO_{2,eq} a lo largo de 100 años (Calm and Hourahan, 2011), por lo que no se soluciona el problema del calentamiento global.

Con el fin de reducir las emisiones de gases causantes del efecto invernadero y, en consecuencia, limitar el calentamiento global del planeta, la comunidad internacional, en su mayoría, tomó medidas al respecto, llegando a un acuerdo por el que, los países firmantes, acordaron reducir las emisiones de seis gases que causan el calentamiento global, entre los que se encuentran los HFCs, en el protocolo de Kyoto (United Nations, 1997).

Por otra parte, el efecto de la refrigeración en el calentamiento global del planeta está directamente relacionado con la demanda energética de la sociedad, ligada a un modelo de consumo elevado, donde dicho problema se debe principalmente a dos efectos, los cuales se presentan de forma diferenciada (Figura 1. 2):

- El efecto indirecto: correspondiente a las emisiones de CO_{2,eq} a la atmósfera por parte de las centrales que producen la energía eléctrica necesaria para activar las plantas de refrigeración. Es decir, la energía eléctrica que consume el equipo frigorífico y que, a su vez, ha sido producida por centrales eléctricas, las cuales emiten en su mayoría, gases de efecto invernadero.

¹ ODP: Ozone Depletion Potential (Potencial de Destrucción de la capa de Ozono), que cuantifica la capacidad de un gas para destruir la capa de ozono.

² GWP: Global Warming Potential (Potencial de Calentamiento Atmosférico), que define el efecto de calentamiento integrado a lo largo del tiempo que produce hoy una liberación instantánea de 1kg de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el CO₂.

- El efecto directo: correspondiente a las emisiones producidas por los fluidos refrigerantes (fugas en la instalación) usados en las instalaciones de producción de frío, cuyo GWP puede ser miles de veces superior al del CO₂. Cabe mencionar que en el año 2002 (IPCC - UNEP, 2005), la emisión directa de refrigerantes de los grupos anteriormente mencionados a la atmósfera (CFC, HCFC y HFC) supuso aproximadamente un 10% (2534 MtCO_{2,eq}/año) de la contribución anual derivada de la quema de combustibles fósiles a nivel mundial, mientras que el ratio de emisión anual del refrigerante contenido en las instalaciones de producción de frío en 2002 era de aproximadamente un 30% del refrigerante contenido en las mismas, según el mismo informe.

Figura 1. 2. Esquematización de la problemática medioambiental de los sistemas de producción de frío (izquierda: efecto indirecto debido al consumo energético, derecha: efecto directo debido a la emisión de gases a la atmósfera)

La comunidad internacional, a raíz de las elevadas cifras en cuanto a emisiones de gases de efecto invernadero, ha iniciado políticas de acción destinadas a mitigar ambos efectos, de forma que se pueda contribuir a un desarrollo más sostenible. Con los refrigerantes clorados extinguidos o en vías de extinción (CFC y HCFC) a raíz del protocolo de Montreal y prohibidos en Europa por el Reglamento Europeo EC nº2037/2000, los esfuerzos se centran actualmente en la limitación del uso de refrigerantes con elevados potenciales de calentamiento global (GWP) así como al control de las emisiones a la atmósfera producidas por estos gases fluorados (HFCs).

Así pues, se establecieron ciertos requisitos para la contención, uso, recuperación y destrucción de los refrigerantes fluorados con el Reglamento Europeo (CE)

nº842/2006 del Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea (2006) y sus directivas de implementación. Además se decretaron prohibiciones de comercialización de diferentes productos e se implantaron requisitos mínimos de formación y certificación del personal y empresas que trabajasen con refrigerantes fluorados, donde el objetivo primordial era, como bien dice el Reglamento, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero contemplados en el Protocolo de Kyoto con el fin de proteger el medio ambiente.

En abril de 2014, la Comisión Europea presentó la nueva reglamentación, Reglamentación Europea (EU) nº517/2014 (European Commission, 2014), también conocida como F-gas, sobre la regulación de gases fluorados de efecto invernadero que afecta en gran medida al sector de la refrigeración comercial y aire acondicionado, derogando el Reglamento Europeo (CE) nº842/2006. Dicha reglamentación supondrá una profunda renovación en cuanto a los fluidos refrigerantes a utilizar, donde los sistemas de refrigeración tendrán que adaptarse antes del 2015/2020 debido a ciertas prohibiciones fijadas por este reglamento, algunas de las cuales se enuncian a continuación:

- a) Prohibición de equipos (artículo 11): neveras y congeladores domésticos con refrigerantes fluorados con GWP>150 a partir del 1/1/2015; neveras y congeladores de uso comercial herméticos el 1/1/2020 para refrigerantes con GWP igual o superior a 2500 y el 1/1/2022 para refrigerantes con GWP igual o superior a 150; centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en los que se pueden emplear gases fluorados de efecto invernadero con un GWP inferior a 1500 a partir de 1/1/2022, siempre que no se trate de sistemas con distribución a media temperatura.
- b) Prohibición de recarga de equipos existentes (artículo 13): prohibida la recarga del fluido refrigerante en equipamiento existente con GWP≥2500, cuya carga total sea mayor o igual a 40 toneladas de CO_{2,eq} a partir del 1/1/2020, no aplicable a aparatos destinados a enfriar productos a temperaturas inferiores a -50°C.

De las dos principales restricciones que afectan a la refrigeración comercial, el sector que presenta un mayor ratio de fugas anual (IPCC/TEAP, 2005) y, por tanto, mayor impacto medioambiental, cabe destacar que, la a) sobre prohibición de equipos pequeños con un refrigerante con GWP>150 no presentará ningún problema de adaptación, ya que en la última década tanto los equipos de investigación como las empresas fabricantes, han desarrollado máquinas de refrigeración con fluidos naturales con GWP muy bajos y de elevada eficiencia que se encuentran ya en el mercado para sustituir a los equipos actuales. Sin embargo, tanto la prohibición a) relativa a centrales frigoríficas multicompresor de más de 40kW, como la prohibición b) relativa a la recarga de las instalaciones con refrigerantes con GWP mayor o igual a 2500, implica un cambio drástico en el campo de la refrigeración a nivel comercial ya que, al restringir la recarga de las instalaciones existentes para que la carga total no exceda de las 40 toneladas de CO_{2,eq}, quedarán inutilizadas prácticamente la totalidad de las centrales frigoríficas que proporcionan refrigeración a temperaturas por debajo de los -15°C (sistemas de compresión simple y doble etapa directa, principalmente).

Según una publicación de la Agencia de Protección Medioambiental de los Estados Unidos (EPA, 2010), en 2006 había aproximadamente 530.000 supermercados en todo el mundo, los cuales utilizaban un total de 546.000 toneladas de refrigerante, lo que equivaldría a un promedio de 1030 kg de refrigerante por supermercado, cifra que se aproxima a los 1000 kg que se vienen utilizando en los supermercados europeos actuales, según el informe de EReIE et al. (2013). En este informe se afirma que, a finales de 2011, el 84% de los supermercados europeos utilizaban los refrigerantes R404A o R507A (GWP de 3700 y 3800 respectivamente, Calm and Hourahan (2011)) y que su vida útil era de 15 años. Además, según Cowan et al. (2010) el ratio de fugas anual supera, en la mayoría de los casos, el 10% de la carga de refrigerante de la instalación, por lo que a los supermercados que funcionan con sistemas de refrigeración centralizados empleando los fluidos refrigerantes antes mencionados les resultará impracticable el cumplimiento de la nueva Reglamentación F-gas, haciéndose necesaria la renovación de la totalidad de dichas centrales frigoríficas para el año 2020.

En la actualidad, la gran mayoría de los sistemas de refrigeración comercial utilizados por los supermercados son sistemas centralizados que se componen de racks de compresores de simple etapa (el 60% de los sistemas en refrigeración comercial, (EPA, 2010)). Tal y como se muestra en la Figura 1. 3. éstos envían directamente el refrigerante a los diferentes servicios de refrigeración con la problemática asociada a elevadas tasas de fugas anuales y elevada carga de refrigerante con alto GWP, siendo penalizado mediante tasas impositivas por recarga, en España la Ley 16/2013 (Estado, 30 de Octubre de 2013), y prohibiendo su recarga a largo plazo por la nueva reglamentación F-Gas (European Commission, 2014).

Figura 1. 3. Esquema de sistema de refrigeración centralizado directo

En Europa, estos sistemas trabajan normalmente con dos niveles de temperatura de evaporación, media temperatura (de -10 a -15°C) para la conservación de productos frescos y baja temperatura (de -35 a -38°C) para los productos congelados (EReIE et al., 2013), por lo que, para alcanzar una solución a los problemas anteriormente citados, existen diferentes alternativas, como por ejemplo:

1. Sustitución de los refrigerantes R404A y R507A por refrigerantes con menor GWP que cumplan con el artículo 13 de la reglamentación F-Gas ($\text{GWP} < 2500$) y que sean compatibles con los elementos de la instalación existente, como pueden ser el R407A o el R407F, con GWP de 2100 y 1800 respectivamente (Calm and Hourahan, 2011), los cuales suelen presentar reducciones de capacidad frigorífica y eficiencia, además de no estar exentos de las tasas por recarga impuestas en España, Ley 16/2013(30 de Octubre de 2013), que vienen a ser de $0.02\text{€}\cdot\text{GWP}/\text{kg}$, siempre y cuando el GWP del refrigerante sea superior a 150.
2. Reemplazar los sistemas actuales por otros cuya tecnología permita operar con elevada eficiencia, así como con fluidos con GWP más bajos y cargas de refrigerante menores, como lo son las instalaciones de refrigeración en cascada, ya sea como sistemas directos (Figura 1. 4) o como sistemas indirectos utilizando fluidos secundarios (Figura 1. 5).

Figura 1. 4. Esquema de sistema de refrigeración en cascada centralizado directo

Figura 1. 5. Esquema de sistema de refrigeración en cascada centralizado indirecto con fluido secundario

De las alternativas expuestas, el drop-in (sustitución del fluido frigorígeno utilizado por la instalación) o el retrofitting (sustitución del fluido y de los elementos necesarios para que el sistema sea compatible) no se pueden considerar como opciones de futuro para la refrigeración comercial centralizada a baja temperatura, debido a que las nuevas reglamentaciones son cada vez más restrictivas, haciendo hincapié en la utilización de sistemas más eficientes energéticamente y con un impacto ambiental menor, por lo que la solución a largo plazo para la refrigeración comercial centralizada a baja temperatura pasa por la sustitución de los sistemas de refrigeración actuales (sistemas multicompresor de simple etapa principalmente) por otros sistemas más eficientes a baja temperatura. Entre las opciones existentes, se encuentran los sistemas

de doble etapa, ya sean directos o indirectos (cascadas). En concreto, se estudian los sistemas de doble etapa directa (compresor booster con expansión escalonada o compresor compound con subcooler, ver Figura 1. 6), adicionalmente se contempla la posibilidad de utilizar estos sistemas empleando un fluido secundario (ver Figura 1. 7) y, finalmente, los sistemas de doble etapa indirecta (cascadas, ver Figura 1. 8), como se describe en el trabajo de Llopis et al. (2014).

Como se puede observar en la Figura 1. 6, los sistemas de doble etapa directa destinados a baja temperatura en refrigeración comercial centralizada presentan el inconveniente de que están limitados en cuanto a alternativas en refrigerantes de bajo GWP, debido a que se requieren refrigerantes de alta seguridad (grado A1), ya que éstos van a ser distribuidos por la superficie de ventas del supermercado. Con estos sistemas, la única alternativa, actualmente, al R404A o al R507A es la de utilizar el CO₂ como fluido refrigerante, lo que supone trabajar con presiones elevadas y con ciclos transcíticos en regiones donde el clima sea cálido, donde este tipo de ciclos no alcanza en la actualidad un nivel suficiente de eficiencia energética.

Figura 1. 6. Sistemas de doble etapa directa. A) Compound con subcooler; B) Booster con expansión escalonada

Para poder utilizar estos sistemas de doble etapa directa y además garantizar que el fluido distribuido por la superficie de ventas sea de alta seguridad y de bajo GWP, se puede emplear un fluido secundario. En este caso, ver Figura 1. 7, el sistema de doble etapa se encuentra contenido en la sala de máquinas, por lo que se pueden utilizar refrigerantes de bajo GWP que no sean de alta seguridad, como son los hidrocarburos, como por ejemplo el propano (R290) que es inflamable (grado A3, (Calm and Hourahan, 2011)) con un GWP de aproximadamente 20 y con una T_{NBP} (temperatura del punto normal de ebullición) de -42.1°C , siendo apto para el nivel de baja temperatura correspondiente a la refrigeración comercial.

Figura 1. 7. C) Sistema de doble etapa directa, con compresor Booster, expansión escalonada y con fluido secundario

Además de las opciones descritas en cuanto a sistemas de doble etapa directas, también se encuentra la opción de utilizar un sistema de doble etapa indirecta o cascada, ver Figura 1. 8. Estos sistemas, a diferencia de los representados anteriormente (A, B y C), consisten en dos ciclos de compresión de simple etapa acoplados térmicamente mediante un intercambiador de calor (denominado “intercambiador cascada”), que permiten utilizar en cada ciclo un fluido frigorígeno diferente. El ciclo de alta

temperatura se encuentra ubicado en la sala de máquinas, por lo que el fluido refrigerante a utilizar no es estrictamente obligatorio que sea de alta seguridad y la temperatura de evaporación del mismo es lo suficientemente alta como para que el abanico de opciones de fluidos refrigerantes en este ciclo aumente, pudiendo utilizar HFCs, HFOs (hidrofluorolefinas) o refrigerantes naturales, ya sean orgánicos (hidrocarburos) o inorgánicos (amoníaco), siempre y cuando la T_{NBP} (temperatura del punto normal de ebullición) del fluido seleccionado sea inferior a la temperatura de evaporación del ciclo de alta, de forma que se evite trabajar con presiones por debajo de la presión atmosférica.

En el ciclo de baja temperatura, en cambio, es necesario utilizar un fluido frigorígeno de alta seguridad con un GWP bajo, puesto que éste va a ser distribuido por la superficie de ventas del local, siendo considerable la carga de refrigerante y mayor el ratio de fugas. En este caso, el CO_2 , con un GWP de 1, es la opción medioambientalmente más acertada, así como la única opción que cumple con la nueva Reglamentación F-gas, donde el fluido del ciclo de baja temperatura debe tener un GWP inferior a 150, además de ser de grado A1 (alta seguridad) en locales de pública concurrencia, como es la superficie de ventas de un supermercado y tener una T_{NBP} lo suficientemente baja como para poder alcanzar la temperatura de evaporación correspondiente al nivel de baja temperatura (de -35 a $-38^{\circ}C$) trabajando con una presión superior a la atmosférica.

Figura 1. 8. D) Sistema de doble etapa indirecta o cascada

En la tesis doctoral de Llopis R. (2008), en la que se utilizan datos propios y se comparan con los datos obtenidos en la tesis doctoral de Cabello R. (2003), se observa que para baja temperatura los sistemas de doble etapa directa tienen un COP superior a los sistemas de simple etapa, ver Figura 1. 9, debido a que este último trabajando a baja temperatura presenta una tasa de compresión muy elevada, provocando que el rendimiento del compresor sea muy bajo y repercutiendo en el COP de la instalación.

Figura 1. 9. COP de un sistema de doble etapa directa frente a un sistema de simple etapa

En consecuencia, los sistemas aquí estudiados corresponden a sistemas más complejos y tienen unos costes de inversión más elevados (cascada +18.5% según da Silva et al. (2012), CO₂ transcrítico +50% según EReE et al. (2013), pero presentan ventajas medioambientales asociadas a la utilización de fluidos refrigerantes con bajo GWP y menores cargas de refrigerante (aproximadamente -60% en cascadas respecto a simple etapa, según da Silva et al. (2012)), así como COPs superiores a los sistemas de simple etapa para temperaturas de evaporación inferiores a los -15°C, por lo que según él, el sobre-coste de la instalación se amortiza rápidamente.

Finalmente, si se analizan las diferentes opciones propuestas para la refrigeración comercial desde un punto de vista teórico, como hace Llopis et al. (2014), se puede apreciar (ver Figura 1. 10) que, para una temperatura de evaporación en baja de -30°C y los supuestos considerados por este autor en cada opción, el sistema de doble etapa directa utilizando R404A es el que presenta un COP mayor pero, debido a la nueva reglamentación F-Gas, no sería posible la recarga de este tipo de sistemas, puesto que se limita a 40tCO_{2,eq} anuales, lo que equivale a una recarga anual de 10.81kg de R404A, cuando un supermercado que utiliza un promedio de 1000 kg de refrigerante, presenta una tasa de fugas aproximada de un 10% anual (Cowan et al., 2010). En cuanto al sistema en cascada, a este le afecta en menor medida el incremento de la temperatura ambiente, siendo una buena alternativa para lugares con climas cálidos.

Figura 1. 10. COP respecto a la temperatura ambiente de los diferentes sistemas de doble etapa estudiados, para una temperatura de evaporación de -30°C,

Si se analiza el efecto que tiene la variación de la temperatura de evaporación en estos sistemas, ver Figura 1. 11, se observa que, a excepción del sistema de doble etapa directa utilizando R404A, el resto de sistemas siguen tendencias teóricamente muy similares, donde los sistemas en cascada son los que presentan COPs más elevados para temperaturas de evaporación más bajas.

Figura 1. 11. COP respecto a la temperatura de evaporación de los diferentes sistemas de doble etapa estudiados, para una temperatura ambiente de 30°C

A raíz de los resultados representados en la Figura 1. 10 y Figura 1. 11, se deduce que los únicos sistemas capaces de igualar las prestaciones que ofrece una instalación en cascada son el sistema de doble etapa directa utilizando R404A o R290 con el CO₂ como fluido secundario. El primero, no se puede considerar como opción debido al elevado impacto medioambiental asociado a la elevada carga de la instalación con un fluido refrigerante de elevado GWP. La segunda opción se podría considerar viable siempre y cuando el sistema de doble etapa se encuentre en la sala de máquinas, accesible únicamente por personal cualificado, pero está limitada en cuanto a refrigerantes a utilizar.

En consecuencia y con el fin de limitar el impacto medioambiental provocado por las instalaciones de producción de frío en el sector de la refrigeración comercial centralizada a baja temperatura, en la presente tesis doctoral se analizará la instalación de doble etapa indirecta o cascada empleando CO₂ en el circuito de baja temperatura, para ser utilizada en dicho sector, cumpliendo con la nueva reglamentación F-Gas, Reglamentación Europea (EU) nº517/2014, debido a que con este tipo de instalaciones se reduce tanto el efecto directo, asociado a un COP superior a los sistemas de simple etapa, como el efecto indirecto asociado a una carga de refrigerante menor y al uso de refrigerantes de bajo GWP, sin comprometer la seguridad de la misma. Además, este sistema ofrece la posibilidad de probar diferentes combinaciones de refrigerantes, de

forma que se pueda obtener la opción que mejor se ajuste a las condiciones de trabajo establecidas.

2 Estado del arte

Hasta la fecha, las investigaciones relacionadas con sistemas de doble etapa indirecta o cascadas son, a excepción de alguna publicación experimental, fundamentalmente teóricas. En estos estudios teóricos se analiza el funcionamiento de la instalación en cascada empleando principalmente CO₂ en el ciclo de baja temperatura, mientras que en el ciclo de alta temperatura se contempla un abanico más amplio de opciones.

A la hora de seleccionar el refrigerante a utilizar en cada uno de los ciclos, Hosöz (2004) afirma que para que una instalación en cascada funcione mejor se debe cumplir que el fluido que se utilice en el circuito de alta temperatura debe funcionar a bajas presiones, mientras que el fluido del circuito de baja temperatura debe hacerlo a altas presiones. Cumpliendo con esta condición se encuentran los refrigerantes comúnmente utilizados en el ciclo de alta temperatura que, según Getu and Bansal (2008), son el R404A, el R717 (amoníaco), el R290 (propano), el R1270 (propileno) o el etanol, mientras que en el ciclo de baja, recomiendan utilizar R744 (CO₂). Además de estas opciones en el ciclo de alta temperatura, Kilicarslan and Hosoz (2010) realizan un análisis energético teórico con diferentes fluidos refrigerantes, donde contemplan, entre otros, el R152a y el R134a (HFCs con GWP de 133 y 1370, respectivamente (Calm and Hourahan, 2011)), mientras que en el ciclo de baja se utiliza el R23. En este estudio teórico, se concluye que tanto el R134a como el R290 se encuentran en todos los casos con COPs intermedios, mientras que la utilización de R152a (grado de seguridad A2) en el ciclo de alta hace que se obtengan los COPs más elevados. Entre las publicaciones más actuales, se encuentra la de Xiao and Liu (2013), los cuales utilizan el R32 (GWP 716, grado seguridad A2L) en el circuito de alta y CO₂ en el circuito de baja temperatura.

Utilizando R404A/CO₂, Winkler et al. (2008) desarrolla un modelo matemático mediante el cual se simula y valida mediante datos experimentales la instalación en cascada con la combinación de refrigerantes propuesta. En esta publicación se menciona que la carga de refrigerante de tipo HFC se reduce en un 75% respecto a un sistema de simple etapa. A parte de este estudio, se encuentra el análisis comparativo de da Silva et al. (2012), el cual compara el sistema en cascada utilizando R404A/CO₂ con dos sistemas de simple etapa, empleando R22 (HCFC) y R404A. Da Silva afirma que el sistema en cascada presenta multitud de ventajas como para “tener un lugar en la refrigeración comercial”. Éstas consisten en un consumo eléctrico entre un 13 y un 24% inferior a los sistemas de simple etapa con R22 y R404A respectivamente. Además de alargar la vida útil del compresor debido a una tasa de compresión menor, reducir la carga de refrigerante en un 60% (aproximadamente) y reducir el diámetro de las conducciones de CO₂ así como el tamaño del compresor del ciclo de baja temperatura, obteniendo equipos

más compactos. Como contrapartida, el sistema en cascada tiene un coste de inversión un 18.5% superior, para la misma potencia frigorífica. Getu and Bansal (2008) citan que este incremento es de sólo un 10% y que se recupera debido a la menor carga de refrigerante y al mayor COP del sistema en cascada frente a la simple etapa.

En cuanto a las instalaciones en cascada utilizando la combinación Amoníaco/CO₂, tanto teórica como experimentalmente, son las más estudiadas siendo su principal aplicación la refrigeración a nivel industrial debido a la toxicidad e inflamabilidad del amoníaco (grado de seguridad B2, (Calm and Hourahan, 2011)). Getu and Bansal (2008) analizan desde un punto de vista teórico el comportamiento energético de este caso, estudiando el efecto que producen diferentes parámetros como son las temperaturas de evaporación en baja, condensación en alta y salto térmico en el intercambiador cascada, representando el COP del sistema para diferentes refrigerantes respecto a la temperatura de evaporación del ciclo de alta temperatura. Estos autores concluyen que, teóricamente, la combinación R717/CO₂ presenta un COP mayor que si se utiliza R1270, R290 o R404A (el peor de los casos). Adicionalmente, se observa que existe un COP óptimo para la instalación en cascada. Dopazo et al. (2009) obtienen dicho óptimo considerando el punto de mínima destrucción exergética, el cual se da para una temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura determinada, en función del resto de parámetros de entrada introducidos en el modelo matemático utilizado. Lee et al. (2006a) realiza un procedimiento semejante, parametrizando tanto la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura como el COP del sistema, a partir de las temperaturas de evaporación en baja (de -55 a -45°C con saltos de 5°C), condensación en alta (de 30 a 40°C con saltos de 5°C) y el salto térmico en el intercambiador cascada (de 3, 4 y 5°C).

Bingming et al. (2009) presenta la primera investigación experimental relacionada con una instalación en cascada de amoníaco/CO₂, afirmando que este tipo de instalaciones son la mejor opción de entre todos los sistemas para temperaturas de evaporación inferiores a los -40°C, valor que Messineo (2012) incrementa hasta los -30°C, cubriendo el rango de la baja temperatura en refrigeración comercial. Según Bingming, el COP del sistema en cascada se ve afectado principalmente por las temperaturas de evaporación y condensación en baja, y por el salto térmico en el intercambiador cascada, mientras que le afecta mínimamente el recalentamiento en la línea de aspiración en baja. Este autor afirma que una variación de la temperatura de condensación en baja respecto al punto óptimo de 8°C supone únicamente una reducción de un 3.5% del COP del sistema, de forma que se puede trabajar fuera de la temperatura intermedia óptima sin afectar drásticamente al COP del sistema. Entre los ensayos realizados, para una temperatura de condensación en alta de 40°C, unas temperaturas de evaporación en baja desde -50°C hasta -30°C, un sub-enfriamiento de 5°C en alta y unos recalentamientos útiles de 2°C y 20°C en alta y baja respectivamente, el autor afirma

obtener un COP de 1.05 (-50°C) a 1.87 (-30°C). Finalmente, recomienda un recalentamiento útil en el ciclo de baja para el CO₂ de 20°C.

Dopazo and Fernández-Seara (2011) también evalúan experimentalmente una instalación en cascada para procesos de congelación, utilizando la misma combinación de refrigerantes que Bingming et al. (2009) y el mismo rango de temperaturas de evaporación, variando la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura entre -17.5°C y -7.5°C. El recalentamiento útil en baja y en alta se fija en 15°C y el subenfriamiento en alta en 5°C. En este estudio se presentan ecuaciones para la obtención de la temperatura óptima de condensación en el ciclo de baja temperatura, así como una comparativa entre este sistema y los sistemas de doble etapa utilizando amoníaco, de donde se concluye que el sistema en cascada presenta un COP semejante a un sistema de doble etapa directa con inter-cooler y algo superior para temperaturas de evaporación inferiores a los -40°C.

Además de las publicaciones mencionadas, existen diferentes investigadores que han considerado este tipo de instalaciones pero para aplicaciones diferentes. Por ejemplo, Kim et al. (2013) utiliza un sistema en cascada con R134a en alta y R410A en baja como bomba de calor para calentar agua, mientras que Gong et al. (2009) o (Di Nicola et al., 2005; Di Nicola et al. (2011)) trabajan con mezclas de refrigerantes en el ciclo de baja para aplicaciones a muy baja temperatura (-80°C).

En cuanto a los refrigerantes con opciones de ser utilizados por una instalación en cascada destinada a la refrigeración comercial a baja temperatura, actualmente éstos deben cumplir con que su ODP sea nulo ((EC) nº2037/2000) y se está forzando a que su GWP sea lo más bajo posible (reglamentación F-Gas), limitando de esta forma el impacto medioambiental debido al efecto directo provocado por los mismos.

Según menciona Pearson (1999-2000), no hay un refrigerante ideal pero sí que hay un conjunto de propiedades que se requieren para conseguir que un refrigerante se aproxime a dicha idealidad. Si para seleccionar el fluido frigorígeno se considera la Regla de Guldberg (1890), donde se establece que $T_{NBP} \approx 2/3 \cdot T_{crit}$, se puede afirmar, a pesar de la corrección establecida por Bowden (1954) o a medidas experimentales donde la constante se encuentra entre 1.3 y 1.8, que cuanto mayor sea la temperatura del punto normal de ebullición (T_{NBP}), más grande será la temperatura crítica (T_{crit}). Ésto repercute directamente en el COP del ciclo, ya que para temperaturas críticas más elevadas, se generan menores pérdidas en la expansión y menor recalentamiento en la descarga del compresor, incrementándose el COP del ciclo.

Si se tiene en consideración una T_{NBP} próxima a la temperatura de evaporación del ciclo de alta temperatura (aproximadamente $T_{o,H,mínima} = -20^\circ\text{C}$), las opciones se

encuentran entre los fluidos frigorígenos de última generación (Calm, 2008), los HFOs, así como el R134a y el R152a, con los que se aseguran presiones de trabajo en evaporación del ciclo de alta bajas. Además se pueden considerar los hidrocarburos, el amoníaco o el R32, aunque debido a los requerimientos de seguridad en los supermercados, todos aquellos refrigerantes que no sean de tipo A1 deben encontrarse confinados en la sala de máquinas. En la Tabla 1. 1, se presentan las propiedades de los refrigerantes más utilizados actualmente en refrigeración comercial, así como algunas opciones menos conocidas pero que pueden ser opciones viables para el ciclo de alta temperatura.

Entre los refrigerantes considerados en la Tabla 1. 1, destacan el R152a y el R161 por ser de tipo HFC con GWP's bajos (133 y 12, respectivamente). Según Bolaji (2010), el cual compara el R152a con el R134a y el R32, el R152a presenta un incremento en el COP de un 2.6% y un 14.7% respecto al R134a y al R32, respectivamente, mientras que la producción frigorífica volumétrica se incrementa en un 3.5% respecto al R134a. En cuanto al R161, según Han et al. (2012), éste presenta un COP un 10% y un 17.8% superior a los refrigerantes R32 y R410A, respectivamente, siendo una prometedora alternativa para sistemas de refrigeración, en principio, de pequeña escala, debido a su elevada inflamabilidad.

El R32, según Hung and Rajan (2012), se puede equiparar a los resultados obtenidos por el R410A en acondicionamiento de aire, mientras que los HFOs, a pesar de ser fluidos de cuarta generación con GWP's muy bajos, no presentan buenos resultados. Según Mota-Babiloni et al. (2014), tanto el R1234yf como el R1234ze(E) presentan un COP menor respecto al obtenido con el R134a, reduciéndose en un 6% y un 7% respectivamente. La potencia frigorífica también disminuye, en un 9% para el R1234yf y en un 30% para el R1234ze(E), respecto al R134a.

	Masa molecular (g/mol)	T_{crit} (°C)	P_{crit} (MPa)	T_{NBP} (°C)	Grupo de seguridad	GWP_{100}^{**}	$\lambda(T_{NBP})$ (kJ·kg ⁻¹)
R507A	98.86	70.6	3.71	-46.7	A1	3800	197.12
R404A	97.6	72.0	3.73	-46.2	A1	3700	201.11
R410A	72.58	71.4	4.90	-51.4	A1	2100	273.18
R407C	86.2	86	4.63	-43.6	A1	1700	249.28
R134a	102.03	101.1	4.06	-26.1	A1	1370	217.16
R32	52.02	78.1	5.78	-51.7	A2L	716	382.14
R152a	66.05	113.3	4.52	-24.0	A2	133	330.18
R161	48.06	102.2	5.09	-37.6	-*	12	425.18
R290	44.10	92.7	4.25	-42.1	A3	~20	425.90
R600a	58.12	134.7	3.63	-11.7	A3	~20	365.40
R1270	42.08	91.1	4.56	-47.6	A3	<20	439.21
R1234yf	114.04	94.7	3.38	-29.5	A2L	4.4	180.40
R1234ze (E)	114.04	109.4	3.64	-19.0	A2L	6	195.79
R717	17.03	132.3	11.33	-33.3	B2	<1	1370.26
R744	44.01	31.0	7.38	-56.6***	A1	1	346.82

Tabla 1. 1. Propiedades de los refrigerantes

*Aunque el R161 no tiene definido el grado de seguridad (Calm and Hourahan, 2011), en la publicación de Yingwen et al. (2012), se presenta como un A3.

**Valores obtenidos de Calm and Hourahan (2011)

***Temperatura del punto triple

Entre los fluidos refrigerantes naturales, éstos se pueden dividir en orgánicos (los hidrocarburos) e inorgánicos (CO₂ y amoníaco). Los hidrocarburos se utilizan en refrigeración doméstica o comercial pero con baja carga de refrigerante, la cual viene impuesta por la normativa europea EN-378:2008+A2:2012 (Climatización, 2012), debido a su elevada inflamabilidad. Estos refrigerantes presentan buenos resultados respecto a refrigerantes como el R134a o el R404A. Por ejemplo, Mohanraj et al. (2009)

afirma obtener una mejora entre un 3.25% y un 3.6% en COP, utilizando una mezcla de R290 y R600a (con una relación de 45.2: 54.8% en peso), respecto al mismo sistema destinado al sector doméstico, utilizando R134a. Mastrullo et al. (2014) en cambio, compara el R290 con el R404A en un congelador de baja potencia en el sector comercial, obteniendo una reducción en el consumo eléctrico de un 34% en el sistema que utiliza el R290.

En cuanto a los refrigerantes naturales inorgánicos, el amoníaco o R717 es inflamable y tóxico (grupo B2, ver Tabla 1. 1), por lo que, a pesar de los buenos resultados que ofrece este refrigerante, su uso en refrigeración comercial se ve limitado a la sala de máquinas. Según el informe de EReIE et al. (2013), el R717 se presenta como una posible alternativa al R404A en refrigeración comercial centralizada a media temperatura, aunque éste presenta algunos inconvenientes, como es el elevado coste de inversión y su grado de toxicidad e inflamabilidad haciendo necesario el uso de un fluido secundario por la superficie del local donde se encuentren los productos a refrigerar. En cuanto al nivel correspondiente a la baja temperatura en refrigeración comercial (temperatura de evaporación de aproximadamente -38°C), el amoníaco no tiene una temperatura del punto normal de ebullición tan baja ($T_{NBP,R717} = -33.3^{\circ}\text{C}$, Tabla 1. 1), por lo que se encontraría por debajo de la presión atmosférica, incrementándose las posibilidades de que entrase aire en el circuito.

El CO₂, en cambio, no tiene este problema asociado, puesto que su mínima temperatura de evaporación coincide con la temperatura del punto triple -56.6°C. Con publicaciones como la de Lorentzen (1994), el CO₂ ha renacido como fluido refrigerante. Desde entonces y durante las últimas dos décadas, el dióxido de carbono está tomando un elevado protagonismo, principalmente en el sector de la refrigeración comercial, ya que posee unas buenas propiedades termodinámicas en los niveles de baja temperatura de dicho sector (entre -30 y -40°C).

Como describe Zhao and Bansal (2007), las características de transferencia de calor en ebullición del dióxido de carbono están estrechamente relacionadas con sus propiedades termo-físicas, las cuales son, a su vez, completamente diferentes a las propiedades de otros refrigerantes. Estos investigadores destacan que el CO₂ tiene, para una misma temperatura, la tensión superficial, la viscosidad y el ratio de densidad líquido-vapor más pequeñas de entre todos los refrigerantes. Estas propiedades se han comparado con otros refrigerantes, tanto naturales como artificiales, en las tesis doctorales de Sawalha (2008) y Patiño (2013). Como describen estos investigadores, la gran mayoría de las propiedades que diferencian a este refrigerante de los demás están relacionadas con la elevada presión de trabajo a la que se encuentra dicho fluido donde, para una misma temperatura de saturación de -40°C, el CO₂ presenta una presión de

10.045 bar, aproximadamente 9 veces superior a refrigerantes como el R404A ($P_{\text{sat}} = 1.3098$ bar) o el propano ($P_{\text{sat}} = 1.1112$ bar) entre otros.

Sawalha describe que el CO_2 presenta dos ventajas termo-físicas significativas para un ciclo de producción de frío, asociadas ambas a la elevada presión de trabajo. Por un lado, una producción frigorífica volumétrica mayor y, por otro lado, una caída de presión del fluido en estado vapor menor. En la primera de ellas, el CO_2 en estado vapor tiene una densidad muy elevada en comparación con otros refrigerantes, lo que provoca que, para refrigerantes con un calor latente de vaporización similar, la producción frigorífica volumétrica del CO_2 sea mayor, siendo necesario un caudal menor y, en consecuencia, un compresor de menor cilindrada, así como una carga de refrigerante en la instalación menor. La segunda ventaja, una caída de presión menor en las conducciones con el CO_2 en estado vapor, hace que se puedan utilizar elementos más compactos y líneas de distribución con secciones más pequeñas. Además, el CO_2 tiene buenas propiedades de transferencia de calor en comparación con otros refrigerantes en la región sub-crítica (Sawalha, 2008), con un calor específico y una conductividad térmica relativamente altas. En cuanto al coeficiente de convección, Patiño (2013) representa dichos parámetros en la fase de ebullición, observando que el CO_2 obtiene valores superiores a los obtenidos por refrigerantes del tipo HFC (R410A) o HCFC (R22).

De entre todas las investigaciones aquí mencionadas, se puede observar que las publicaciones relacionadas con el análisis experimental de un sistema en cascada son pocas y, además, de aplicación en el sector industrial utilizando amoníaco en el ciclo de alta temperatura, además de no contemplarse la instalación de diferentes elementos en el sistema, como pueden ser intercambiadores de calor internos (IHX) en los ciclos de alta y baja o un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura, donde se evalúe el efecto que éstos producen en el COP de la instalación.

3 Objetivos

Una vez descrito el problema que va a suponer para el sector de la refrigeración comercial la nueva reglamentación F-gas (European Commission, 2014) provocando, por un lado, la más que posible sustitución de los sistemas de producción de frío actualmente utilizados en dicho sector para baja temperatura (sistemas de compresión de vapor de simple etapa) y, por otro lado, la sustitución de los fluidos refrigerantes más usados en dicho sector (R404A y R507A, (UNEP, 2011)) por fluidos con menor GWP, sujeto, a su vez, a una fecha límite establecida por dicho reglamento (2020), será necesario un proceso de adaptación en el que los sistemas de doble etapa en cascada serán una de las principales opciones para reemplazar a los sistemas de simple etapa actualmente utilizados, por tanto, el objetivo principal que se plantea en la presente tesis doctoral es:

Estudiar experimentalmente una instalación de refrigeración en cascada utilizando refrigerantes de bajo GWP

Dicho objetivo consistirá, en primer lugar, en la consecución de un banco de ensayos con el que poder llevar a cabo el estudio de las variables de mayor importancia que hacen que se pueda caracterizar el funcionamiento real de una instalación de producción de frío con un sistema en cascada, de forma que se pueda completar el vacío existente en lo que a investigación científica se refiere y, en consecuencia, generar conocimiento científico-técnico a nivel internacional. Por otro lado, dicho estudio podrá servir como base para realizar procesos de transferencia tecnológica en el sector de la refrigeración comercial.

El objetivo principal se divide, pues, en varios sub-objetivos, los cuales, corresponderán a cada una de las fases o tareas de la tesis:

Fase 1: Estudio teórico de un sistema de doble etapa indirecto o cascada

En esta fase se desarrollará un modelo matemático mediante el cual poder estudiar, desde un punto de vista teórico, el sistema en cascada, ofreciendo la posibilidad de analizar comparativamente los resultados obtenidos con diferentes fluidos refrigerantes en el ciclo de alta temperatura.

Fase 2: Dotación a la instalación en cascada de todos los elementos de medida necesarios para evaluar el comportamiento energético de la misma y poder desarrollar estudios experimentales de optimización.

En esta fase se dotará a la instalación experimental de los elementos de medida necesarios para poder realizar la caracterización experimental de la misma, como son: sondas de presión, vatímetros, caudalímetros, termopares, etc. Finalmente, se desarrollará una aplicación para la adquisición de datos y el tratamiento de la señal en base a LabView, utilizando sistemas de adquisición de datos del Grupo de Ingeniería Térmica (GIT) de la Universidad Jaume I.

Fase 3: Evaluación experimental de la instalación en cascada

Esta fase corresponde a la de mayor duración, ya que conlleva realizar los ensayos experimentales necesarios para poder caracterizar el comportamiento, ya sea de la instalación o de diferentes elementos de la misma, y a diferentes regímenes de funcionamiento.

En concreto se estudiará la instalación frigorífica operando en temperaturas de evaporación habituales para el sector de la refrigeración comercial, desde -45 a -25°C, con temperaturas de condensación de 30, 40 y 50°C (climas cálidos) y variando el régimen de giro de los compresores (para poder variar la temperatura de condensación en baja o evaporación en alta y el salto térmico en el intercambiador cascada) con los siguientes ciclos frigoríficos:

Configuración 1: ciclo simple R134a + ciclo simple CO₂ sin IHX y con gas-cooler

Configuración 2: ciclo simple R134a + ciclo simple CO₂ con IHX y con gas-cooler

Configuración 3: ciclo simple R134a + ciclo simple CO₂ con IHX y sin gas-cooler

Fase 4: Análisis de los datos experimentales

Una vez realizados los ensayos experimentales para cada una de las configuraciones descritas y, disponiendo de suficiente información, se procederá con el análisis de los datos experimentales, evaluando el comportamiento del sistema y el efecto que producen las modificaciones del circuito frigorífico básico contempladas.

4 Estructura de la tesis

Una vez descritos los objetivos, la presente tesis doctoral se ha estructurado de la siguiente forma:

Capítulo 2: Análisis teórico del sistema de doble compresión indirecta

En este capítulo se evalúa de forma teórica el comportamiento de un sistema de doble etapa indirecto (cascada), analizando, entre otros, la variación del COP respecto al nivel de temperatura intermedio y el efecto producido por variaciones en el salto térmico del intercambiador cascada. Este análisis se realiza para un conjunto de fluidos refrigerantes en el ciclo de alta temperatura, empleando CO₂ en el ciclo de baja temperatura en todos los casos, donde también se analiza el impacto medioambiental producido por la instalación en cascada, con el fin de conocer la combinación de refrigerantes que presente un COP elevado y, a su vez, se cumpla con la reglamentación F-Gas (European Commission, 2014) sin repercutir en la seguridad de la instalación.

Finalmente, y para la combinación de refrigerantes escogida, se estudia el efecto que produce en el sistema el uso de intercambiadores de calor internos (IHX) y el uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura.

Capítulo 3: Descripción de la instalación experimental

En este capítulo se describe el ciclo frigorífico tanto de alta como de baja, así como cada uno de los elementos que componen la instalación experimental, el sistema de apoyo térmico utilizado para simular la carga térmica del local a compensar y la cantidad de calor disipada en condensación. Se definen todos los elementos de medida empleados, mostrando su ubicación, la calibración de los mismos y la precisión que presentan dichos elementos. Finalmente, se describe el sistema de adquisición de datos y la aplicación utilizada para llevar a cabo los ensayos experimentales en la máquina.

Capítulo 4: Evaluación experimental de la instalación en cascada

En este capítulo se describe la metodología empleada a la hora de realizar los ensayos experimentales, el rango de funcionamiento en el que se ha experimentado con la instalación y la validación de los ensayos experimentales.

El análisis experimental se centra en evaluar el funcionamiento de la instalación en cascada con R134a/CO₂, analizando el procedimiento de arranque, el comportamiento de ambos compresores, el efecto producido por las temperaturas de evaporación en baja, condensación en baja y en alta, así como el salto térmico en el intercambiador cascada en los parámetros energéticos de la instalación.

Una vez analizada la instalación, se estudia la influencia que tienen el gas-cooler y el IHX en el ciclo de baja temperatura en la instalación en cascada.

Finalmente se realiza la parametrización de la instalación experimental, aportando el rango de validez y la incertidumbre de las expresiones obtenidas.

Capítulo 5: Conclusiones finales

Se describen las conclusiones alcanzadas en la presente tesis doctoral y los posibles trabajos futuros.

CAPÍTULO 2 – ANÁLISIS TEÓRICO DEL SISTEMA DE DOBLE COMPRESIÓN INDIRECTA

1 Introducción

El análisis teórico del sistema de doble compresión indirecta o cascada, utilizando CO₂ en el ciclo de baja temperatura, es fundamental a la hora de discernir sobre dos cuestiones que aquí se plantean. La primera de ellas tiene que ver con el fluido refrigerante a utilizar en el ciclo de alta temperatura, mientras que la segunda se centra en la búsqueda de opciones de mejora del rendimiento del sistema.

Como ya se ha descrito en el apartado de antecedentes, la mayoría de los trabajos publicados recientemente emplean el amoníaco en el ciclo de alta temperatura y el dióxido de carbono en el de baja temperatura, partiendo de la idea de que la instalación se destina principalmente al sector industrial. El problema radica en la toxicidad e inflamabilidad del amoníaco (B2), por lo que su uso se ve limitado en el sector comercial.

Para evitar el problema de la baja seguridad, en este apartado se van a estudiar, de forma teórica, diferentes fluidos refrigerantes, cuya propiedad en común sea la baja toxicidad, es decir, refrigerantes clasificados dentro del grupo A, (ASHRAE, 2010). A su vez, dentro de este grupo, se analizarán aquellos refrigerantes con bajo GWP, inferior a 1500 en el circuito primario del sistema en cascada e inferior a 150 en el resto de instalaciones, para estar acordes con la nueva reglamentación aprobada, la Reglamentación F-gas (European Commission, 2014).

En este capítulo, se estudiarán ciertos requisitos además de diferentes propiedades deseables en los refrigerantes, como describe Pearson (1999-2000), para determinar cuál o cuáles de los refrigerantes son los que mejor se ajustan a las condiciones de trabajo en las que la instalación va a funcionar. A su vez, se estudia el impacto medioambiental producido por una instalación tipo para discernir acerca del efecto que producen las fugas de refrigerante frente al efecto provocado por la producción de la energía consumida.

La segunda de las cuestiones que se plantean en este estudio es si existe la posibilidad de mejorar el rendimiento del sistema. De esta forma, a partir del fluido refrigerante escogido en la primera parte del estudio para el circuito de alta temperatura, se barajan diferentes opciones, como son la instalación de diferentes componentes: intercambiadores de calor internos y la utilización de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura.

2 Análisis teórico del sistema de doble compresión indirecta (cascada)

El sistema de doble compresión indirecta o cascada, consiste en dos ciclos de compresión de vapor de simple etapa acoplados térmicamente mediante un intercambiador de calor común (denominado “intercambiador cascada”), el cual actúa como evaporador en el ciclo de alta y como condensador en el ciclo de baja temperatura. A su vez, se utilizan dos fluidos refrigerantes diferentes, cada uno adaptado para trabajar en los correspondientes niveles de temperatura, media temperatura para el fluido del ciclo de alta y baja temperatura para el fluido del ciclo de baja temperatura.

2.1 Modelo teórico del sistema en cascada

2.1.1 Modelo teórico básico

El modelo teórico se desarrolla para analizar las prestaciones que permite alcanzar el sistema de producción de frío en cascada. Para desempeñar esta tarea, se procede con la obtención de las propiedades termodinámicas de los puntos de entrada y salida de cada elemento de la instalación a partir de unos parámetros de entrada, de forma que se puedan realizar los cálculos pertinentes y así, poder evaluar y comparar numéricamente diferentes variables, como son el rendimiento global del sistema o la producción frigorífica, con cada uno de los refrigerantes propuestos para el ciclo de alta temperatura.

En concreto, para la instalación considerada, en la Figura 2. 1 se representa el esquema y se localizan los puntos donde se calcularán las propiedades termodinámicas.

Figura 2. 1. Esquema básico de un sistema en cascada con los puntos considerados en el modelo

El modelo teórico parte de los siguientes supuestos:

- Recalentamiento y sub-enfriamiento nulo a la salida del evaporador y del condensador, respectivamente.
- Caída de presión en las líneas despreciable.
- Recalentamiento provocado en las líneas despreciable.
- Procesos de expansión isentálpicos.
- Pérdidas de calor con el exterior en el intercambiador cascada despreciables.

- El rendimiento isentrópico de los compresores se ha considerado que sigue una ecuación de dependencia lineal con la tasa, utilizada por otros autores como Cabello (2003), Dopazo (2010) o Sánchez (2010). La pendiente considerada es un valor intermedio de -0.04.

$$\eta_{comp,is} = 1 - 0.04 \cdot t \quad Ec. 2. 1$$

- El rango de evaluación del ciclo comprende temperaturas de evaporación ($T_{o,L}$) en el ciclo de baja temperatura entre -20 y -50°C, y temperaturas de condensación ($T_{k,H}$) en el ciclo de alta temperatura entre 30 y 50°C.
- La temperatura de evaporación del ciclo de alta temperatura ($T_{o,H}$) se obtiene de la diferencia entre la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$) y el salto de temperatura en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}).

$$T_{o,H} = T_{k,L} - \Delta T_{casc} \quad Ec. 2. 2$$

- Diferencia de temperaturas en el intercambiador cascada de 4°C (aproximación basada en los datos experimentales obtenidos, Sanz-Kock et al. (2014)).

Como describe Dopazo et al. (2009), existe una temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura óptima ($T_{k,L, \text{ópt}}$) que hace que el sistema en cascada alcance su máximo COP, para las condiciones de temperatura de evaporación en el ciclo de baja y condensación en el ciclo de alta temperatura fijada.

En el presente modelo teórico, una vez fijados los valores de $T_{k,H}$, $T_{o,L}$ y ΔT_{casc} , el procedimiento de cálculo se ha centrado en modificar, de forma iterativa, la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura, con incrementos de 0.1°C, con el fin de obtener el óptimo de funcionamiento del sistema, comparando el COP anterior con el actual para cada uno de los casos estudiados, ver Figura 2. 2, siendo analizados dichos óptimos de funcionamiento.

Figura 2. 2. Diagrama de flujo simplificado del algoritmo de búsqueda del óptimo en el sistema en cascada

Las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos y refrigerantes considerados se obtienen por medio de las correlaciones correspondientes, todas ellas implementadas en el software de cálculo de propiedades de los refrigerantes denominado Refprop, desarrollado por Lemmon et al. (2010).

2.1.1.1 Niveles de presión del sistema

El modelo teórico diferencia entre dos casos, a la hora de obtener los valores de presión. El primer caso se da cuando el refrigerante estudiado es puro o mezclas azeotrópicas, mientras que el segundo caso contempla las mezclas zeotrópicas, donde el “glide” o deslizamiento no es nulo, por lo que el procedimiento de cálculo es diferente.

1. Refrigerantes cuyo deslizamiento dentro de la campana de saturación sea nulo, es decir, refrigerantes puros y mezclas azeotrópicas. Las ecuaciones utilizadas para obtener los niveles de presión en ambos ciclos son:

$$P_{o,L} = f_P(T_{o,L} | x_{v,L} = 1) \quad \text{Ec. 2. 3}$$

$$P_{k,L} = f_P(T_{k,L} | x_{v,L} = 0) \quad \text{Ec. 2. 4}$$

$$P_{o,H} = f_P(T_{o,H} | x_{v,H} = 1) \quad \text{Ec. 2. 5}$$

$$P_{k,H} = f_P(T_{k,H} | x_{v,H} = 0) \quad \text{Ec. 2. 6}$$

2. Refrigerantes con deslizamiento positivo dentro de la campana de saturación, es decir, mezclas zeotrópicas, ver Figura 2. 3. En este caso, la presión de cambio de estado se considera que coincide con la presión correspondiente al promedio entre el punto de entrada del refrigerante al evaporador y el punto de vapor saturado a la misma temperatura.

Figura 2. 3. Niveles de presión para refrigerantes con deslizamiento positivo

En la Figura 2. 3 se puede observar que las temperaturas de entrada y salida no corresponden a un mismo nivel de presión debido al

deslizamiento, por lo que el procedimiento de cálculo de la presión de condensación en el ciclo de alta es:

$$P_{k,liq,sat,H} = f_P(T_{k,H} | x_{v,H} = 0) \quad Ec. 2. 7$$

$$P_{k,vap,sat,H} = f_P(T_{k,H} | x_{v,H} = 1) \quad Ec. 2. 8$$

$$P_{k,H} = \frac{(P_{k,liq,sat,H} + P_{k,vap,sat,H})}{2} \quad Ec. 2. 9$$

Y la presión de evaporación se obtiene de:

$$P_{o,sat,H} = f_P(T_{o,H} | x_{v,H} = 1) \quad Ec. 2. 10$$

$$P_{o,in,H} = f_P(T_{o,H} | h_{k,out,H}) \quad Ec. 2. 11$$

$$P_{o,H} = \frac{(P_{o,sat,H} + P_{o,in,H})}{2} \quad Ec. 2. 12$$

Como se asume que no hay caída de presión en las líneas ni en los intercambiadores de calor, la presión de condensación se mantendrá constante desde la descarga del compresor hasta la entrada a la válvula de expansión. En cuanto a la presión en evaporación, ésta se mantiene constante entre la entrada al evaporador y la aspiración del compresor.

Figura 2. 4. Niveles de presión orientativos en ambos ciclos

2.1.1.2 Obtención de los estados termodinámicos del ciclo

En el ciclo de baja temperatura, se parte del punto de salida del evaporador, puesto que son conocidos tanto la presión de evaporación como la temperatura de evaporación. Siendo la temperatura de salida del evaporador igual a la temperatura de vapor saturado.

$$P_{o,out,L} = P_{o,sat,L} = P_{o,L} \quad \text{Ec. 2. 13}$$

$$T_{o,sat,L} = f_T(P_{o,L} | x_{v,L} = 1) \quad \text{Ec. 2. 14}$$

$$h_{o,sat,L} = f_h(T_{o,sat,L} | P_{o,L}) \quad \text{Ec. 2. 15}$$

Como se debe garantizar que no se introduzca líquido en el compresor, los sistemas siempre trabajan con un recalentamiento. Este puede ser útil y menos útil. El

recalentamiento útil se da dentro del propio evaporador y, en función del refrigerante empleado, puede ofrecer mejores rendimientos en el sistema.

Gosney W.B. (1982), describe que lo que hace que unos refrigerantes mejoren y otros empeoren el rendimiento del sistema se debe al efecto frigorífico volumétrico. Si se tiene en cuenta el ratio entre los efectos frigoríficos volumétricos de la Ec. 2. 16, se puede observar que cuando el cociente entre la producción frigorífica específica y el volumen específico de aspiración del compresor es mayor que cuando se considera la salida del evaporador y la aspiración del compresor en el punto de saturación, el efecto frigorífico volumétrico será mayor así como el rendimiento volumétrico del compresor, por lo que, finalmente, hace que mejore la capacidad frigorífica y el COP del sistema.

$$\frac{\frac{h_{o,out,L} - h_{o,in,L}}{v_{asp,L}}}{\frac{h_{o,sat,L} - h_{o,in,L}}{v_{asp,sat,L}}} \neq 1 \text{ (si hay recalentamiento)} \quad Ec. 2. 16$$

Por lo tanto, aunque inicialmente se considera nulo, es interesante conocer el efecto que produce el recalentamiento útil (RU) en cada refrigerante, por lo que a la hora de considerar el recalentamiento útil en el modelo, éste se implementa de la siguiente forma:

$$T_{o,out,L} = T_{o,sat,L} + RU_L \quad Ec. 2. 17$$

$$h_{o,out,L} = f_h(T_{o,out,L} | P_{o,L}) \quad Ec. 2. 18$$

Como no se considera recalentamiento ni caída de presión en las líneas, la temperatura de aspiración del compresor será la misma que la de salida del evaporador.

$$P_{asp,L} = P_{o,L} \quad Ec. 2. 19$$

$$T_{asp,L} = T_{o,out,L} \quad Ec. 2. 20$$

$$h_{asp,L} = h_{o,out,L} \quad Ec. 2. 21$$

El cálculo del punto de descarga del compresor se obtiene del proceso de compresión isentrópica y el rendimiento isentrópico del compresor, Ec. 2. 1.

$$s_{asp,L} = f_s(P_{o,L} | h_{asp,L}) \quad \text{Ec. 2. 22}$$

$$h_{des,is,L} = f_h(P_{k,L} | s_{asp,L}) \quad \text{Ec. 2. 23}$$

$$\eta_{comp,is,L} = 1 - 0.04 \cdot \frac{P_{k,L}}{P_{o,L}} \quad \text{Ec. 2. 24}$$

$$h_{des,L} = h_{asp,L} + \frac{(h_{des,is,L} - h_{asp,L})}{\eta_{comp,is,L}} \quad \text{Ec. 2. 25}$$

$$P_{des,L} = P_{k,L} \quad \text{Ec. 2. 26}$$

$$T_{des,L} = f_T(P_{k,L} | h_{des,L}) \quad \text{Ec. 2. 27}$$

La salida del condensador se considera en estado de líquido saturado, siendo la presión igual a la de condensación y la temperatura de salida la de líquido saturado que, a su vez, coincide con la de condensación. Por tanto, queda por calcular la entalpía en dicho punto que será la de entrada a la válvula de expansión.

$$h_{k,out,L} = h_{exp,in,L} = f_h(T_{k,L} | P_{k,L}) \quad \text{Ec. 2. 28}$$

$$P_{exp,in,L} = P_{k,L} \quad \text{Ec. 2. 29}$$

$$T_{exp,in,L} = f_T(P_{k,L} | h_{exp,in,L}) \quad \text{Ec. 2. 30}$$

Como se considera una expansión isoentálpica, la entalpía de entrada y salida de la válvula de expansión serán iguales. Mientras que la presión y temperatura de salida serán las de evaporación.

$$h_{exp,out,L} = h_{exp,in,L} = h_{o,in,L} \quad \text{Ec. 2. 31}$$

$$P_{exp,out,L} = P_{o,L} \quad Ec. 2. 32$$

$$T_{exp,out,L} = T_{o,L} \quad Ec. 2. 33$$

En la Figura 2. 5 se muestra el ciclo termodinámico con los puntos considerados en el modelo teórico.

Figura 2. 5. Ciclo termodinámico del circuito de baja temperatura (CO₂)

En el caso del ciclo de alta temperatura, el procedimiento de cálculo se ve modificado debido a que se desea estudiar el ciclo teniendo en cuenta el deslizamiento o “glide”, de forma que se pueda estudiar un grupo más representativo de refrigerantes en el modelo teórico del ciclo de alta temperatura.

El análisis parte de la obtención de la temperatura del refrigerante a la salida del condensador. Una vez conocida la presión promedio en condensación se obtienen el resto de parámetros considerando un sub-enfriamiento nulo.

$$T_{k,out,H} = T_{exp,in,H} = f_T(P_{k,H}|x_{v,H} = 0) \quad Ec. 2. 34$$

$$h_{k,out,H} = h_{exp,in,H} = f_h(P_{k,H}|T_{k,out,H}) \quad Ec. 2. 35$$

$$P_{k,out,H} = P_{exp,in,H} = P_{k,H} \quad Ec. 2. 36$$

Como el proceso de expansión se considera isentálpico, los valores de entrada en el evaporador son:

$$h_{o,in,H} = h_{exp,out,H} = h_{k,out,H} \quad Ec. 2. 37$$

$$T_{o,in,H} = T_{exp,out,H} = f_T(P_{o,H}|h_{o,in,H}) \quad Ec. 2. 38$$

$$P_{o,in,H} = P_{exp,out,H} = P_{o,H} \quad Ec. 2. 39$$

Mientras que los valores de salida del evaporador se obtienen de:

$$P_{o,out,H} = P_{o,sat,H} = P_{o,H} \quad Ec. 2. 40$$

$$T_{o,sat,H} = f_T(P_{o,H}|x_{v,H} = 1) \quad Ec. 2. 41$$

$$h_{o,sat,H} = f_h(T_{o,sat,H}|P_{o,H}) \quad Ec. 2. 42$$

$$T_{o,out,H} = T_{o,sat,H} + RU_H \quad Ec. 2. 43$$

$$h_{o,out,H} = f_h(T_{o,out,H}|P_{o,H}) \quad Ec. 2. 44$$

Como no se considera recalentamiento ni caída de presión en las líneas, la temperatura de aspiración del compresor será la misma que la de salida del evaporador.

$$P_{asp,H} = P_{o,H} \quad Ec. 2. 45$$

$$T_{asp,H} = T_{o,out,H} \quad Ec. 2. 46$$

$$h_{asp,H} = h_{o,out,H} \quad \text{Ec. 2. 47}$$

En cuanto al compresor, se procede de la misma forma que en el circuito de baja temperatura:

$$s_{asp,H} = f_s(P_{o,H} | h_{asp,H}) \quad \text{Ec. 2. 48}$$

$$h_{des,is,H} = f_h(P_{k,H} | s_{asp,H}) \quad \text{Ec. 2. 49}$$

$$\eta_{comp,is,H} = 1 - 0.04 \cdot \frac{P_{k,H}}{P_{o,H}} \quad \text{Ec. 2. 50}$$

$$h_{des,H} = h_{asp,H} + \frac{(h_{des,is,H} - h_{asp,H})}{\eta_{comp,is,H}} \quad \text{Ec. 2. 51}$$

$$T_{des,H} = f_T(P_{k,H} | h_{des,H}) \quad \text{Ec. 2. 52}$$

$$P_{des,H} = P_{k,H} \quad \text{Ec. 2. 53}$$

Finalmente, se muestra en la Figura 2. 6 los puntos considerados en el ciclo de alta temperatura.

Figura 2. 6. Ciclo termodinámico del circuito de alta temperatura (R134a)

2.1.1.3 Parámetros energéticos

Una vez obtenido el óptimo siguiendo el diagrama de flujo descrito anteriormente, ver Figura 2. 2, se realizan los cálculos de las variables energéticas más representativas del sistema con el ciclo resultante.

Potencia o capacidad frigorífica específica: indica la cantidad de energía que es capaz de absorber el sistema de producción de frío por unidad de masa:

$$q_{o,L} = (h_{o,out,L} - h_{o,in,L}) \quad \text{Ec. 2. 54}$$

Trabajo específico de compresión de los compresores:

$$w_{comp,L} = (h_{des,L} - h_{asp,L}) \quad \text{Ec. 2. 55}$$

$$w_{comp,H} = (h_{des,H} - h_{asp,H}) \quad Ec. 2. 56$$

COP (coeficiente de eficiencia energética):

$$COP_{Global} = \frac{q_{o,L}}{w_{comp,L} + w_{comp,H}} \quad Ec. 2. 57$$

Del balance energético en el intercambiador cascada, asumiendo que no hay pérdidas de calor al exterior, se puede obtener la relación entre el flujo másico del ciclo de alta y el flujo másico del ciclo de baja temperatura.

$$\dot{m}_H \cdot (h_{o,out,H} - h_{o,in,H}) = \dot{m}_L \cdot (h_{k,in,L} - h_{k,out,L}) \quad Ec. 2. 58$$

Luego:

$$Relación\ de\ flujos\ másicos = \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_L} = \frac{(h_{k,in,L} - h_{k,out,L})}{(h_{o,out,H} - h_{o,in,H})} \quad Ec. 2. 59$$

Por tanto, se puede obtener el COP_{Global} en función, únicamente, de las entalpías.

$$\begin{aligned} COP_{Global} &= \\ &= \frac{(h_{o,out,L} - h_{o,in,L}) \cdot (h_{o,out,H} - h_{o,in,H})}{(h_{des,L} - h_{asp,L}) \cdot (h_{o,out,H} - h_{o,in,H}) + (h_{k,in,L} - h_{k,out,L}) \cdot (h_{des,H} - h_{asp,H})} \end{aligned} \quad Ec. 2. 60$$

Mientras que el COP de cada ciclo se define, considerando la potencia frigorífica específica (q_o) y el trabajo de compresión específico (w_{comp}), como:

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L}} = \frac{\dot{m}_L \cdot q_{o,L}}{\dot{m}_L \cdot w_{comp,L}} = \frac{q_{o,L}}{w_{comp,L}} \quad Ec. 2. 61$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{o,H}}{Pot_{comp,H}} = \frac{\dot{m}_H \cdot q_{o,H}}{\dot{m}_H \cdot w_{comp,H}} = \frac{q_{o,H}}{w_{comp,H}} \quad Ec. 2. 62$$

Otra variable a considerar, además del COP de la instalación, es el de la producción o capacidad frigorífica volumétrica, que se define como la capacidad frigorífica por unidad de volumen de refrigerante trasegado, dando una idea del desplazamiento provocado por el compresor.

La capacidad frigorífica volumétrica depende del volumen específico de aspiración (v_{asp}) y de la capacidad frigorífica específica (q_o) de la instalación que se puede simplificar obteniendo el producto entre la capacidad frigorífica específica y la densidad del fluido en el punto de aspiración del compresor (ρ_{asp}).

$$q_{o,vol,L} = \frac{q_{o,L}}{v_{asp,L}} = q_{o,L} \cdot \rho_{asp,L} \quad Ec. 2. 63$$

$$q_{o,vol,H} = \frac{q_{o,H}}{v_{asp,H}} = q_{o,H} \cdot \rho_{asp,H} \quad Ec. 2. 64$$

De las ecuaciones Ec. 2. 63 y Ec. 2. 64 se puede deducir que, para una misma producción frigorífica específica, cuanto mayor sea la densidad del fluido refrigerante en estado vapor (zona de aspiración al compresor), mayor será la capacidad frigorífica volumétrica y, por lo tanto, menor será el desplazamiento necesario del compresor.

2.2 Análisis del sistema de doble compresión indirecta

A la hora de analizar el comportamiento del sistema de producción de frío en cascada, se contempla en el circuito de baja temperatura únicamente el uso del dióxido de carbono, como ya se ha justificado en el Capítulo 1, mientras que en el circuito de alta temperatura se van a considerar los refrigerantes de la Tabla 2. 1. Esta selección contempla los refrigerantes más utilizados en refrigeración comercial (R404A y R507A), además de algunos HFCs de alta seguridad (R410A, R407C y R134a). Adicionalmente, se han incluido refrigerantes inflamables debido, principalmente, a que presentan rendimientos elevados y tienen GWPs muy bajos. Finalmente, se incluye en este conjunto de refrigerantes a estudiar, el amoníaco, utilizado principalmente en el sector industrial y los de tipo HFO, ya que éstos últimos representan una nueva generación de refrigerantes con muy bajo GWP, siendo poco inflamables (A2L).

<i>Grupo</i>	<i>Refrigerante</i>
<i>HFC</i>	<i>R507A</i>
	<i>R404A</i>
	<i>R410A</i>
	<i>R407C</i>
	<i>R134a</i>
	<i>R32</i>
	<i>R152a</i>
	<i>R161</i>
<i>HFO</i>	<i>R1234yf</i>
	<i>R1234ze (E)</i>
<i>Naturales</i>	<i>R290</i>
	<i>R600a</i>
	<i>R717</i>

Tabla 2. 1. Refrigerantes utilizados en el ciclo de alta temperatura

Como se puede observar, se han agrupado en función de la familia a la que pertenecen, donde los fluidos refrigerantes de origen natural se pueden dividir en orgánicos, como son los hidrocarburos (R290 y R600a) e inorgánicos (R717).

2.2.1 Temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja temperatura

A la hora de estudiar la temperatura intermedia, se debe tener en cuenta que dicha temperatura tiene, a su vez, dos niveles. Estos corresponden a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura y la temperatura de evaporación del ciclo de alta temperatura. En este caso, se estudia cómo varía la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura considerando que el salto de temperatura en el intercambiador

de la cascada es fijo (4°C) para todos los niveles de condensación y evaporación estudiados, así como un recalentamiento útil y un sub-enfriamiento de cero grados.

Para evaluar si el sistema alcanza un rendimiento óptimo para una temperatura de condensación en baja determinada, se procede con la representación de la evolución de los COPs de baja, alta y global frente a dicha temperatura para la combinación R134a/CO₂ y R717/CO₂, considerando para ambos casos una temperatura de condensación en alta de 30°C y una temperatura de evaporación en baja de -30°C .

Figura 2. 7 Evolución del COP frente a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura con R134a/CO₂

Figura 2. 8 Evolución del COP frente a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura con R717/CO₂

Se puede observar, ver Figura 2. 7 y Figura 2. 8, que conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura, el COP_L decrece debido a que la tasa de compresión aumenta, mientras que el COP_H se va incrementando puesto que la tasa de compresión en el ciclo de alta se va reduciendo. En cuanto al rendimiento global del sistema, es evidente que se alcanza un óptimo en el COP_{Global} para una determinada temperatura de condensación.

Adicionalmente, se va a estudiar el COP_{Global} en función de los rendimientos de cada ciclo para ver cómo afecta al sistema la variación del rendimiento de uno u otro ciclo. Considerando la potencia frigorífica específica (q_o) y el trabajo específico de la compresión (w_{comp}) se obtiene:

$$COP_{Global} = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L} + P_{comp,H}} = \frac{\dot{m}_L \cdot q_{o,L}}{\dot{m}_L \cdot w_{comp,L} + \dot{m}_H \cdot w_{comp,H}} \quad Ec. 2. 65$$

Como se conoce la relación de flujos másicos, Ec. 2. 59, sustituyendo las entalpías por las potencias específicas queda:

$$\dot{m}_H = \frac{\dot{m}_L \cdot q_{k,L}}{q_{o,H}} \quad \text{Ec. 2. 66}$$

Por lo que sustituyendo y simplificando, queda:

$$COP_{Global} = \frac{\dot{m}_L \cdot q_{o,L}}{\dot{m}_L \cdot w_{comp,L} + \frac{\dot{m}_L \cdot q_{k,L}}{q_{o,H}} \cdot w_{comp,H}} = \frac{q_{o,L}}{w_{comp,L} + \frac{q_{k,L}}{q_{o,H}} \cdot w_{comp,H}} \quad \text{Ec. 2. 67}$$

En la Ec. 2. 67 todas las variables se ven afectadas por la variación de la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura, de forma que es muy complejo obtener una relación directa entre el COP del sistema y la temperatura óptima de condensación del ciclo de baja temperatura. Ahora bien, se observa que una forma de hacer que el rendimiento del sistema mejore es reduciendo la potencia específica de condensación en el ciclo de baja, lo que lleva a plantear la idea de instalar un intercambiador de calor adicional en el ciclo de baja temperatura que extraiga calor del mismo, reduciendo dicha potencia específica.

La Ec. 2. 67 puede simplificarse haciendo uso de las ecuaciones Ec. 2. 61 y Ec. 2. 62, relacionando el COP_{Global} con los COPs de ambos ciclos, de donde se obtiene:

$$\begin{aligned} COP_{Global} &= \frac{q_{o,L}}{\frac{q_{o,L}}{COP_L} + \frac{q_{k,L}}{COP_H}} = \frac{1}{\frac{1}{COP_L} + \frac{q_{k,L}}{q_{o,L} \cdot COP_H}} = \frac{1}{\frac{1}{COP_L} + \frac{q_{k,L}}{COP_L \cdot COP_H \cdot w_{comp,L}}} \\ &= \frac{COP_L}{1 + \frac{q_{k,L}}{COP_H \cdot w_{comp,L}}} \end{aligned} \quad \text{Ec. 2. 68}$$

Con el balance de energía en el ciclo de baja temperatura y teniendo en cuenta que se ha considerado que no hay intercambios con el ambiente externo, se obtiene la Ec. 2. 69 en la que el flujo másico se simplifica, quedando las potencias y el trabajo específicos:

$$\dot{Q}_{k,L} = \dot{Q}_{o,L} + W_{comp,L} \rightarrow q_{k,L} = q_{o,L} + w_{comp,L} \quad \text{Ec. 2. 69}$$

De forma que si se sustituye la Ec. 2. 69 en la Ec. 2. 68, se obtiene la Ec. 2. 70 (Lee et al., 2006b):

$$COP_{Global} = \frac{COP_L}{1 + \frac{q_{o,L}}{COP_H \cdot w_{comp,L}} + \frac{1}{COP_H}} = \frac{COP_L}{1 + \frac{COP_L}{COP_H} + \frac{1}{COP_H}} = \frac{COP_L \cdot COP_H}{COP_H + COP_L + 1} \quad Ec. 2. 70$$

Por lo tanto, existe una relación entre el COP_{Global} y el COP de cada ciclo. Para averiguar el peso que tiene el COP de cada ciclo en el COP global del sistema se lleva a cabo un análisis variacional, utilizando el método de las derivadas parciales.

$$dCOP_{Global} = \frac{\partial COP_{Global}}{\partial COP_H} \cdot dCOP_H + \frac{\partial COP_{Global}}{\partial COP_L} \cdot dCOP_L \quad Ec. 2. 71$$

Obteniendo la siguiente expresión:

$$dCOP_{Global} = \frac{COP_L \cdot (COP_L + 1)}{(1 + COP_L + COP_H)^2} \cdot dCOP_H + \frac{COP_H \cdot (COP_H + 1)}{(1 + COP_L + COP_H)^2} \cdot dCOP_L \quad Ec. 2. 72$$

De la Ec. 2. 72 no se ha podido obtener una expresión directa que relacione el COP óptimo del sistema con la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja temperatura, por lo que se analiza a continuación la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja temperatura para el conjunto de refrigerantes considerados en el ciclo de alta temperatura.

En las Figuras 2.9 a 2.11 se representan las temperaturas de condensación del ciclo de baja óptimas, obtenidas con el modelo teórico, para los diferentes refrigerantes contemplados en el ciclo de alta temperatura.

Figura 2. 9 Temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja temperatura para una temperatura de condensación de 30°C y un salto en cascada de 4°C

Como se puede observar en las gráficas, ver Figura 2. 9 a Figura 2. 11, la temperatura de condensación óptima será más baja cuanto más baja sea la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura y más bajo sea el nivel de temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura.

La temperatura óptima de condensación del ciclo de baja temperatura aumenta aproximadamente en 4°C por cada incremento de 10°C, tanto en la temperatura de evaporación, ver Figura 2. 9, como en la temperatura de condensación, ver Figura 2. 10 y Figura 2. 11.

Figura 2. 10. Temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja temperatura para una temperatura de condensación de 40°C y un salto en cascada de 4°C

Figura 2. 11. Temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja temperatura para una temperatura de condensación de 50°C y un salto en cascada de 4°C

En cuanto a las diferencias de temperatura óptimas entre los distintos refrigerantes, se puede apreciar que los refrigerantes R161, R32 y R290 (propano) se encuentran en el límite inferior, mientras que los HFOs junto a los HFCs de baja inflamabilidad se encuentran en el otro extremo. A pesar de esto, todos siguen una evolución muy parecida, por lo que se ha obtenido una ecuación mediante el método de los mínimos cuadrados considerando como variable explicada la variación de la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja temperatura, que está en función de la temperatura de condensación de alta y la temperatura de evaporación de baja. En la Tabla 2. 2 se muestran los coeficientes, los cuales se han obtenido con el software estadístico R Commander (Team, 2013), siendo la ecuación de la regresión múltiple la siguiente:

$$T_{k,L,\text{óptima}} = \alpha + \beta \cdot T_{k,H} + \gamma \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 2. 73}$$

Refrigerante	Coeficientes		
	α	β	γ
R404A	-3.7343	0.4723	0.4212
R507A	-3.9787	0.5060	0.4224
R410A	-3.5547	0.4513	0.4295
R407C	-3.6532	0.4304	0.3993
R134a	-4.2030	0.4400	0.3804
R32	-3.0680	0.4106	0.4251
R152a	-4.5958	0.4153	0.3792
R161	-4.2724	0.4011	0.4070
Propano	-4.0370	0.4312	0.4307
Isobutano	-4.4765	0.4330	0.3823
Amoniaco	-3.6907	0.3929	0.3639
R1234yf	-3.9092	0.4688	0.3958
R1234ze(E)	-4.1868	0.4489	0.3734

Tabla 2. 2. Coeficientes correspondientes a la regresión lineal múltiple para el cálculo de la temperatura óptima de condensación en el circuito de baja temperatura

Ahora bien, una temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura elevada supone una reducción de la producción frigorífica específica de la instalación, puesto que la entalpía de entrada en el evaporador se verá incrementada frente a una temperatura de condensación en baja inferior. En cuanto a la tasa de compresión, ésta se ve incrementada conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja, por lo que el COP del ciclo de baja se ve reducido, mientras, el ciclo de alta temperatura ve reducida su tasa de compresión y, por tanto, su COP se ve incrementado.

2.2.2 Efecto de la variación del salto de temperatura en la cascada

En este apartado se evalúa el efecto que tiene en el COP global de la instalación el salto de temperatura entre el ciclo de alta y el ciclo de baja temperatura en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}). Para esto, se van a considerar saltos de temperatura de 0, 2, 4, 6 y 8°C en el intercambiador cascada, teniendo en cuenta que los cálculos se hacen para la temperatura de condensación óptima ($T_{k,L, \text{ópt}}$), utilizando la Ec. 2. 73, obtenida en el ciclo de baja temperatura y evaluando el efecto producido utilizando dos fluidos refrigerantes distintos en el circuito de alta temperatura, el R134a y el R717, con CO₂ en el circuito de baja temperatura en ambos casos.

Se mantienen para el estudio las hipótesis del sistema básico, variando únicamente el salto de temperatura en la cascada para las temperaturas de condensación en alta de 30 y 50°C, y una temperatura de evaporación en el ciclo de baja temperatura de -30°C, con $T_{k,L, \text{ópt}}$. En la Figura 2. 12 se representa la variación en porcentaje del COP global del sistema respecto al COP global con un salto térmico en la cascada nulo.

Figura 2. 12. Efecto de la variación del salto de temperatura (en el intercambiador cascada) en el COP del sistema para las combinaciones R134a/CO₂ y R717/CO₂

Se observa, ver Figura 2. 12, que la variación de dicho salto afecta considerablemente al rendimiento del sistema, independientemente de la combinación de fluidos utilizada, suponiendo una reducción de aproximadamente un 2% por cada incremento de 1°C en el intercambiador cascada. En cuanto a la temperatura de condensación del circuito de alta temperatura, el COP se ve afectado en menor medida, conforme aumenta la temperatura de condensación de alta.

Esta pérdida de rendimiento se debe principalmente a que cuanto mayor es el salto de temperaturas en el intercambiador cascada, mayor será la tasa de compresión de los ciclos de baja y alta temperatura. En consecuencia, se obtendrá un COP_H y un COP_L inferior, por lo que el COP_{Global} del sistema, que está relacionado con los COPs de ambos ciclos (Ec. 2. 70), se verá reducido.

De este análisis se desprende que el intercambiador cascada se debe dimensionar de la forma más próxima posible al rango de temperaturas al que se vaya a destinar la instalación, de forma que el ΔT_{casc} sea el mínimo posible.

2.2.3 COP teórico de la instalación

El COP de la instalación se ha calculado para tres niveles de temperatura de condensación diferentes y cuatro niveles de temperatura de evaporación, con un salto de temperatura en la cascada de 4°C y determinando la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja en cada caso.

En la Figura 2. 13 a Figura 2. 15 se representa el COP global del sistema respecto a la temperatura de evaporación en el ciclo de baja temperatura, para las tres temperaturas de condensación en el ciclo de alta temperatura consideradas (30, 40 y 50°C) y el conjunto de refrigerantes estudiados.

Como se puede observar en la Figura 2. 13, los refrigerantes R404A y R507A ofrecen los rendimientos más bajos de entre todos los refrigerantes estudiados, aumentando dicha diferencia conforme se va incrementando la temperatura de condensación del ciclo de alta, ver Figura 2. 14 y Figura 2. 15.

Entre los refrigerantes de tipo HFC de tipo A1 (ni tóxicos ni inflamables), destaca el R134a, el cual ofrece el mayor COP. Como se puede observar, el R134a consigue mayores rendimientos energéticos que los HFCs de mayor GWP, incrementando su ventaja conforme aumenta la temperatura de condensación en alta, pasando de aproximadamente un 3% ($T_{k,H}$ 30°C) a un 8% ($T_{k,H}$ 50°C) de mejora respecto a la opción de utilizar el R404A en el ciclo de alta temperatura, de forma que el R134a en el ciclo de alta proporciona mejores resultados en instalaciones donde el clima sea más cálido.

Teniendo en cuenta los refrigerantes con cierto nivel de inflamabilidad, ya sean de tipo A2 (poco inflamable) o A3 (muy inflamable), destacan por encima del resto los refrigerantes de tipo HFC (R152a y R161) y el refrigerante de origen natural R290 (propano). Los HFOs, fluidos refrigerantes sintéticos de cuarta generación, mejoran mínimamente los rendimientos obtenidos con los HFCs R404A y R507A, ofreciendo como principal ventaja su reducido GWP. De entre los dos HFOs estudiados, el R1234ze(E) es el que mejores resultados ofrece, equiparándose con el R134a para una temperatura de condensación en alta de 30°C. Se puede apreciar en los diferentes niveles de condensación cómo esa igualdad desaparece, afectando en mayor medida el aumento de la temperatura de condensación en alta a los refrigerantes de tipo HFO frente al R134a.

El amoníaco, fluido natural e inorgánico, ofrece un rendimiento semejante a los hidrocarburos, aventajándolos conforme aumenta la temperatura de condensación en alta, ver Figura 2. 15, aunque dicha ventaja disminuye conforme la temperatura de evaporación se reduce.

En cuanto a los HFCs de tipo A2 (R152a y R32), el R152a ofrece un rendimiento superior al resto, aventajando incluso al propano y al amoníaco en la mayoría de casos estudiados, siendo únicamente superado por el R161 que, como ya se ha mencionado, es de tipo A3. En cambio, el R32 no ofrece un rendimiento superior al R134a, excepto para temperaturas de evaporación muy bajas, fuera del rango que se desea estudiar. Se puede apreciar cómo obtiene cierta ventaja frente al R134a para temperaturas de evaporación inferiores a -40°C , siendo el punto de inflexión a una temperatura de evaporación de -35°C .

Algo parecido pasa con los hidrocarburos estudiados, el propano y el isobutano ofrecen muy buenos rendimientos, existiendo una ventaja apreciable para el isobutano cuando la temperatura de evaporación es superior a -40°C y perdiendo rendimiento a partir de dicho punto frente al propano.

Figura 2. 13. Representación del COP teórico de la instalación para una temperatura de condensación de 30°C , $T_{k,L,\text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Figura 2. 14. Representación del COP teórico de la instalación para una temperatura de condensación de 40°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Figura 2. 15. Representación del COP teórico de la instalación para una temperatura de condensación de 50°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

2.2.4 Producción frigorífica volumétrica

La producción frigorífica volumétrica del ciclo de alta temperatura, considerando el conjunto de refrigerantes de la Tabla 2. 1, se ha obtenido mediante la Ec. 2. 64, donde el recalentamiento útil y menos útil se han supuesto nulos. En la Figura 2. 16 se representa gráficamente dicha variable para una temperatura de condensación en alta de 30°C y para todos los niveles de evaporación en baja considerados.

Figura 2. 16. Producción frigorífica volumétrica en alta, para una temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura de 30°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Como se puede observar, ver Figura 2. 16, el refrigerante que ofrece una producción frigorífica volumétrica mayor es el R32, seguido de cerca por el R410A. En cambio, el isobutano tiene un valor relativamente bajo, así como los HFOs y los HFCs (el R134a y el R152a).

En cuanto a la variación de la producción frigorífica volumétrica en el ciclo de baja temperatura, ésta se calcula mediante la Ec. 2. 63. En la Figura 2. 17 se observa que ésta varía, para cada nivel de temperatura de evaporación en el ciclo de baja, en función de la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja alcanzada para cada una de las combinaciones de refrigerantes estudiados.

Figura 2. 17. Producción frigorífica volumétrica del CO₂ para una temperatura de condensación de 30°C, $T_{k,L,opt}$ y ΔT_{casc} de 4°C

2.2.5 Temperatura de descarga

En la Figura 2. 18 y Figura 2. 19 se representan las temperaturas de descarga en el ciclo de baja y de alta temperatura, considerando que no hay recalentamiento en la línea de aspiración, que el recalentamiento útil es nulo y que el rendimiento isentrópico coincide con la Ec. 2. 1.

Figura 2. 18. Temperatura de descarga del CO2 en el compresor del ciclo de baja temperatura para una temperatura de condensación en alta de 50°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Como se puede observar en la Figura 2. 18, la temperatura de descarga del compresor de baja alcanza valores más elevados conforme va bajando la temperatura de evaporación, siguiendo la misma tendencia para todas las combinaciones de fluidos refrigerantes estudiados.

En cuanto al ciclo de alta temperatura, ver Figura 2. 19, teniendo en cuenta que la temperatura de condensación se ha fijado en 50°C, la temperatura de descarga de los HFCs oscila entre los 60 y los 110°C, dentro de esta familia el R32 es el refrigerante que sale del compresor a mayor temperatura, frente al R134a y el R507A que salen a unos escasos 60°C. Los hidrocarburos y los HFOs son los refrigerantes que descargan a una menor temperatura mientras que el amoniaco tiene la temperatura de descarga más elevada, superando los 160°C.

Figura 2. 19. Temperatura de descarga del compresor del ciclo de alta temperatura para una temperatura de condensación en alta de 50°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

2.2.6 Relación entre los caudales volumétricos del sistema

El caudal volumétrico viene a ser el producto entre el flujo másico trasegado y el volumen específico en la aspiración al compresor. En este apartado se examina la relación que hay entre el caudal volumétrico del circuito de alta temperatura con el del circuito de baja temperatura. Con esta información se puede conocer, a grandes rasgos, la relación entre el compresor de alta y el de baja. Aunque se desconoce el flujo másico a trasegar, éste se puede obtener considerando una potencia frigorífica, Ec. 2. 54, que corresponde a la carga térmica que se desee compensar por el equipo frigorífico.

En este caso, ver Figura 2. 20, se representa la relación entre los caudales volumétricos de ambos ciclos, para todas las temperaturas de evaporación, considerando una temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura de 30°C y un salto de temperatura en el intercambiador cascada de 4°C.

Figura 2. 20. Relación entre caudales volumétricos para una temperatura de condensación del circuito de alta temperatura de 30°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

A raíz de los resultados obtenidos, ver Figura 2. 20, el tamaño de la cámara de compresión del ciclo de alta será en todos los casos mayor que la del ciclo de baja temperatura. La cámara de compresión en alta es significativamente mayor utilizando la combinación Isobutano/CO₂. Usando refrigerantes de tipo HFO o los refrigerantes R134a y R152a (HFCs), se reduce dicha relación pasando a ser de cuatro a ocho veces superior a la del compresor del ciclo de baja temperatura. El resto de opciones muestran relaciones entre caudales volumétricos del orden de dos a tres veces el caudal volumétrico trasegado por el compresor del ciclo de baja. Esta relación es, en todos los casos, superior a la unidad debido, principalmente, a la elevada densidad del CO₂.

2.2.7 Efecto del recalentamiento útil

En este apartado se analiza, para el sistema básico con una temperatura de condensación en alta de 30°C, una temperatura de evaporación de -30°C, el valor correspondiente a $T_{k,L, \text{ópt}}$ y una diferencia de temperaturas en el intercambiador cascada de 4°C, el efecto que tiene en el rendimiento del sistema el hecho de tener un recalentamiento útil de 5, 10 y 15°C.

En primer lugar, se fija el recalentamiento útil en el ciclo de baja temperatura a 0°C y se hace un barrido para todos los refrigerantes del ciclo de alta temperatura.

Figura 2. 21. Variación del COP óptimo del sistema básico en función del recalentamiento útil en el circuito de alta temperatura

Como se puede observar en la Figura 2. 21, el R32 y el amoníaco destacan como los refrigerantes que peor responden a la existencia del recalentamiento útil, éstos pueden perder más de un 1% del COP por cada 10°C de recalentamiento. Tanto los HFOs, como los hidrocarburos (R290 y R600a) y los HFCs (el R134a, el R404A y el R507A), responden mejor a la existencia del recalentamiento útil, destacando por encima de todos ellos el R1234yf. Los HFCs de tipo A2 (R152a) y A3 (R161) retroceden mínimamente, igual que el R410A. El R407C es al que menos afecta el recalentamiento útil.

En cuanto al ciclo de baja temperatura, se procede de la misma forma, fijando en este caso el recalentamiento útil en el ciclo de alta temperatura a 0°C y provocando los mismos saltos en el recalentamiento útil que los descritos anteriormente.

Figura 2. 22. Variación del COP óptimo del sistema en función del recalentamiento útil en el circuito de alta temperatura

De los resultados obtenidos, Figura 2. 22, se observa que la respuesta del sistema frente a una variación en el recalentamiento útil en el ciclo de baja siempre es desfavorable, perdiendo aproximadamente un 0.6% por cada 5°C de recalentamiento útil. Por tanto, el recalentamiento útil en baja debe ser lo más pequeño posible, siempre y cuando se asegure que no entra líquido en el compresor, mientras que en el ciclo de alta temperatura el recalentamiento dependerá del fluido refrigerante que se utilice.

A raíz de los resultados obtenidos, puede ser interesante la instalación de un intercambiador de calor interno en el circuito de baja temperatura, de forma que se provoque un recalentamiento en la zona de aspiración al compresor evitando así el deterioro del mismo, sin repercutir gravemente en el COP de la instalación.

2.2.8 Comparativa energética y medioambiental del sistema en cascada para diferentes refrigerantes en el ciclo de alta temperatura

En este apartado se analiza energética y medioambientalmente el sistema en cascada, comparando los resultados obtenidos para cada una de las combinaciones de refrigerantes estudiadas. Los resultados obtenidos han sido presentados, junto con los sistemas de doble etapa directa, en CYTEF 2014 (Llopis et al., 2014).

A la hora de evaluar el impacto medioambiental, inicialmente se debe tener en cuenta que la instalación en cascada considerada únicamente está destinada para servir en refrigeración comercial a bajas temperaturas. Para este caso, se considera el efecto directo y el indirecto producido por la instalación, de forma que se pueda evaluar el impacto medioambiental total que produce una instalación de este tipo sobre el calentamiento atmosférico global. Para cuantificar dicho impacto se utiliza el TEWI ("Total Equivalent Warming Impact"), Ec. 2. 74, donde se consideran ambos efectos.

$$TEWI = (GWP \cdot L \cdot n) + (GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha)) + (n \cdot E_{an} \cdot \beta) \quad \text{Ec. 2. 74}$$

De los tres términos de la ecuación, los dos primeros representan el efecto directo, donde las fugas de refrigerante en la instalación corresponden al primer término de la ecuación y las pérdidas de refrigerante durante la recuperación al segundo. El tercer término de la ecuación representa el efecto indirecto, asociado al consumo energético de la instalación, donde se contemplan las emisiones debidas al producto entre el consumo total de energía durante la vida útil de la instalación y un coeficiente que representa las emisiones equivalentes de CO₂ para producir un kWh de energía por las diferentes instalaciones de producción de energía.

Una vez descrita la forma en que se va a cuantificar dicho impacto medioambiental, se deben establecer las bases de comparación de la instalación, que serán las mismas para las diferentes opciones de refrigerantes a usar en el circuito de alta temperatura. En este estudio se contempla un escenario basado en el método estandarizado propuesto por AIRAH (2012) aplicado a una instalación de refrigeración comercial centralizada para baja temperatura, donde la capacidad frigorífica, la carga de refrigerante en la instalación y el número de horas de funcionamiento se han obtenido de UNEP (2011) y Rhiemeier J.M et al. (2009).

Se considera un sistema de refrigeración en cascada centralizado directo, ver Figura 1. 4, donde el equipo se encuentra en una sala de máquinas, desde la cual se distribuye por todo el local comercial el fluido refrigerante correspondiente al circuito de baja temperatura (CO₂).

Hipótesis adoptadas para el estudio:

- Temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura óptima para cada caso.
- Diferencia de temperatura en el intercambiador cascada de 4°C.
- Se estudia el ciclo teórico básico de doble compresión indirecta, con todas las condiciones impuestas inicialmente, sin recalentamientos útiles ni sub-enfriamientos.
- Temperatura de evaporación en el circuito de baja temperatura de -30°C, correspondiente al rango de la refrigeración comercial a baja temperatura.
- Dos niveles de temperatura de condensación en el circuito de alta temperatura, 30 y 40°C.
- Carga de refrigerante de 25kg en el circuito de alta temperatura y 500kg en el circuito de baja temperatura que se distribuye por todo el local comercial.
- Capacidad frigorífica 125kW.
- Ratio de fugas de refrigerante de la instalación: según AIRAH (2012), se recomiendan tres ratios de fugas anuales para evaluar sistemas destinados a los supermercados (5, 12.5 y 23%). Para el refrigerante que se distribuye por todo el local (CO₂) se considera un ratio de fugas del 12.5% anual, mientras que en el circuito de alta que se encuentra ubicado en la sala de máquinas, se ha considerado un ratio de fugas del 5%, que es la opción más ventajosa para fluidos de elevado GWP. Se omite el factor de reciclado del refrigerante.
- Años de funcionamiento de la instalación, 25 años.
- Emisiones de CO₂ por kWh generado (mix energético), $\beta=0.241$ tCO₂/MWh (en España, año 2012).
- Horas de funcionamiento al año, 4380 horas (12 horas al día).

En la Figura 2. 23 se representa, para cada uno de los refrigerantes utilizados en el ciclo de alta temperatura, el impacto equivalente total de calentamiento (TEWI) del sistema en cascada teniendo en cuenta el óptimo de funcionamiento en cada caso.

Figura 2. 23. Impacto medioambiental provocado por una instalación de producción de frío en cascada con CO₂ en baja y diferentes refrigerantes en alta, para temperatura de condensación en alta de 30°C, evaporación en baja de -30°C, $T_{k,L, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Como se puede observar en la Figura 2. 23, con el sistema en cascada el impacto medioambiental producido por la instalación de producción de frío está relacionado directamente con el COP de la instalación. Cuanto mayor sea el COP del sistema, menor será el consumo de energía y, en consecuencia, menor será el efecto indirecto que representa en todos los casos más del 93% del TEWI. El efecto directo, el cual se pretende limitar mediante normativas, también contribuye al TEWI pero en menor medida (6.9% utilizando R507A, el refrigerante con mayor GWP del conjunto estudiado), ya que los refrigerantes del circuito de alta temperatura, entre los que se encuentran fluidos de alto GWP, se encuentran confinados en la sala de máquinas, con una carga de refrigerante muy baja en comparación con el circuito de baja temperatura, así como un ratio de fugas bajo, ya que es una parte de la instalación sometida a menos manipulación. El CO₂, a pesar de tener una carga de refrigerante y un ratio de fugas elevados, tiene un efecto directo muy reducido, aproximadamente un 0.1% del TEWI.

Figura 2. 24. Diferencia en el TEWI respecto a un sistema con R717/CO₂, para una temperatura de condensación en alta de 30°C, una temperatura de evaporación en baja de -30°C, $T_{kL, \text{ópt}}$ y ΔT_{casc} de 4°C

Como se puede observar en la Figura 2. 24, teóricamente hay dos opciones (R152a y R161), de entre todas las combinaciones estudiadas, cuyo TEWI es menor que el provocado por un sistema en cascada usando amoníaco en el ciclo de alta temperatura. El grupo de los hidrocarburos presenta un TEWI mínimamente superior y los HFOs, así como el R32, presentan incrementos de hasta un 3.8%.

Entre los refrigerantes pertenecientes al grupo A1, la mínima diferencia se obtiene con la combinación R134a/CO₂, obteniendo aproximadamente un 5% más de TEWI que con un sistema en cascada utilizando R717/CO₂.

De estos resultados se extraen dos conclusiones, la primera de ellas es que la combinación R152a/CO₂, a pesar de tener el R152a un GWP de 133 y el mismo grado de inflamabilidad que el R717, presenta una pequeña mejora medioambiental (-0.2% de TEWI respecto al R717/CO₂), así como una toxicidad inferior a la del R717. La segunda conclusión que se desprende de estos resultados es que la diferencia en el TEWI entre un sistema en cascada donde ambos fluidos pertenezcan al grupo de seguridad A y tengan un grado de inflamabilidad bajo, y el mismo sistema utilizando refrigerantes de elevada inflamabilidad e incluso toxicidad, en el ciclo de alta temperatura, no representa una

desventaja lo suficientemente significativa como para descartar la primera de las opciones, puesto que, si el sistema se destina al sector de la refrigeración comercial, el nivel de seguridad de los refrigerantes empleados cobra mayor importancia que una mejora de tan solo un 4.91% con un sistema en cascada que utilice R717/CO₂ frente a un sistema con R134a/CO₂.

2.3 Análisis teórico del ciclo R134a/CO₂

A raíz de los resultados obtenidos, se ha determinado que la combinación R134a/CO₂ es una opción interesante y fácilmente implementable para una instalación de producción de frío en cascada destinada a la refrigeración comercial. El rendimiento que ofrece frente a otros refrigerantes de tipo A1 es superior, mientras que su GWP es el menor de dicha categoría, de forma que aúna la seguridad y el rendimiento, así como un impacto medioambiental equiparable a sistemas con refrigerantes cuyo GWP es mucho menor (Figura 2. 23).

A su vez, se ha demostrado que la existencia de recalentamiento útil en el ciclo de alta tiene poca repercusión en el COP, lo cual es una ventaja en el caso de sobredimensionar el intercambiador cascada para cubrir la elevada carga térmica durante los procesos de arranque y enfriamiento del producto (“pull-down”).

Finalmente, el R134a destaca frente a la mayoría de refrigerantes para temperaturas de condensación elevadas en el ciclo de alta temperatura, de forma que puede ofrecer mejores rendimientos en climas cálidos, en comparación con la respuesta producida por las otras opciones estudiadas.

En consecuencia, en este apartado se estudia el efecto que producen, individualmente, en el rendimiento global del sistema, una temperatura de condensación del ciclo de baja desviada respecto al óptimo, la instalación de un intercambiador de calor interno (IHX) y la instalación de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura.

2.3.1 Efecto producido en el sistema por la instalación de un IHX

En este apartado se considera la utilización de un IHX en el sistema en cascada. Con el fin de evaluar el efecto que produce dicho elemento, se modelan teóricamente tres opciones diferentes. La primera de ellas consiste en la instalación de un IHX en el ciclo de baja temperatura mediante el cual se consigue que la temperatura de aspiración al compresor del ciclo de baja aumente de forma que no se limite la vida útil del compresor de baja. La segunda opción consiste en la instalación de un IHX que intercambia calor entre ambos ciclos, provocando que se incremente la temperatura de aspiración en el ciclo de baja y se subenfrie el refrigerante del ciclo de alta a la salida del condensador del ciclo de alta. La tercera opción que se va a evaluar consiste en la instalación de un IHX en el ciclo de alta temperatura con el fin de estudiar si esta opción hace que mejore el COP del sistema en cascada.

Con el propósito de evaluar el efecto que provocan en el sistema en cascada dichos elementos, se comparan los resultados con el óptimo obtenido en el sistema básico, de forma que se pueda cuantificar dicho efecto en el rendimiento del sistema, por lo que sólo se modifica el sistema añadiendo dicho intercambiador, manteniendo el resto de condiciones como las descritas en el sistema básico.

La metodología de cálculo se centra en obtener el sub-enfriamiento del líquido en la salida del IHX considerando un recalentamiento del vapor que sale del evaporador de 5, 10 y 15°C. Para conseguir este objetivo, se presenta de forma separada cada opción con su correspondiente esquema y las ecuaciones necesarias particularizadas para cada caso.

2.3.1.1 IHX en el circuito de baja temperatura

A la hora de modelar teóricamente la instalación de un IHX en el circuito de baja temperatura se debe tener en cuenta que, como es el mismo circuito, el flujo másico se simplifica en los cálculos, por lo que la potencia térmica transferida entre la línea de alta y la de baja temperatura, despreciando pérdidas de calor con el ambiente exterior, se corresponde con el salto entálpico en dichas líneas, es decir, las potencias específicas.

$$(h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L}) = (h_{IHX,líquido,in,L} - h_{IHX,líquido,out,L}) \quad Ec. 2. 75$$

$$h_{IHX,liquid,in,L} = h_{k,out,L} \quad Ec. 2.77$$

$$T_{IHX,vapor,out,L} = T_{o,out,L} + \Delta T \quad Ec. 2. 78$$

$$h_{IHX,vapor,out,L} = f_h(P_{o,L} | T_{IHX,vapor,out,L}) \quad Ec. 2. 79$$

$$h_{IHX,líquido,out,L} = \frac{(h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L})}{h_{IHX,líquido,in,L}} \quad Ec. 2. 80$$

Una vez conocido el sub-enfriamiento provocado por el IHX, se determina la entalpía de entrada a la válvula de expansión.

$$h_{exp,in,L} = h_{IHX,líquido,out,L} \quad Ec. 2. 81$$

El resto de propiedades y parámetros del ciclo se determinan siguiendo el mismo procedimiento de cálculo detallado en el apartado 2.1 del modelo teórico del sistema en cascada básico.

2.3.1.1.1 Resultados

En la Figura 2. 26 se presenta la diferencia en porcentaje provocada por el IHX respecto al COP obtenido con el sistema en cascada básico. Los resultados se obtienen para una temperatura de condensación de 30°C, todos los niveles de temperatura de evaporación considerados y tres saltos diferentes de temperatura provocados por el IHX en el vapor recalentado (5, 10 y 15°C). El recalentamiento útil en ambos ciclos se considera de 0°C.

Figura 2. 26. Efecto producido por la instalación de un IHX en el ciclo de baja temperatura, para la combinación R134a/CO₂ y una temperatura de condensación de 30°C

La instalación de un IHX en el ciclo de baja temperatura repercute negativamente en el COP_{Global} del sistema, provocando una caída de aproximadamente el 0.6% por cada 5°C de recalentamiento provocados por el IHX. Sin embargo, su presencia se hace necesaria para proteger al compresor de temperaturas de aspiración muy bajas. A su vez, este incremento en la temperatura de aspiración también provocará un incremento en la temperatura de descarga del compresor y, en consecuencia, una potencia disipada en condensación mayor que deberá ser compensada por el ciclo de alta temperatura.

2.3.1.2 IHX en el circuito de alta temperatura

Esta opción es igual a la anterior, salvo que, en este caso, el IHX se encuentra instalado en el circuito de alta temperatura, ver Figura 2. 27, por lo que se siguen utilizando las mismas ecuaciones, pero sujetas al refrigerante del ciclo de alta temperatura y a las condiciones de presión y temperatura de dicho ciclo.

Figura 2. 27. Esquema de la instalación de un IHX en el circuito de alta temperatura

$$(h_{IHX, vapor, out, H} - h_{IHX, vapor, in, H}) = (h_{IHX, liquido, in, H} - h_{IHX, liquido, out, H}) \quad Ec. 2. 82$$

$$h_{IHX, vapor, in, H} = h_{o, out, H} \quad Ec. 2. 83$$

$$h_{IHX, liquido, in, H} = h_{k, out, H} \quad Ec. 2. 84$$

$$T_{IHX,vapor,out,H} = T_{o,out,H} + \Delta T \quad Ec. 2. 85$$

$$h_{IHX,vapor,out,H} = f_h(P_{o,H} | T_{IHX,vapor,out,H}) \quad Ec. 2. 86$$

$$h_{IHX,liquido,out,H} = \frac{(h_{IHX,vapor,out,H} - h_{IHX,vapor,in,H})}{h_{IHX,liquido,in,H}} \quad Ec. 2. 87$$

$$h_{exp,in,H} = h_{IHX,liquido,out,H} \quad Ec. 2. 88$$

2.3.1.2.1 Resultados

A diferencia del caso anterior, en éste los resultados se obtienen para dos temperaturas de condensación (30°C en la Figura 2. 28 y 50°C en la Figura 2. 29), todos los niveles de temperatura de evaporación y tres saltos diferentes de temperatura provocados por el IHX en el vapor recalentado (5, 10 y 15°C). El recalentamiento útil en ambos ciclos se considera de 0°C.

Figura 2. 28. Efecto producido por la instalación de un IHX en el ciclo de alta temperatura, para la combinación R134a/CO2 y una temperatura de condensación de 30°C

Como se puede observar en la Figura 2. 28, la instalación de un IHX en el ciclo de alta temperatura hace que el COP del sistema mejore, aunque la mejora no supera el 0.5%. Cuanto menor sea la temperatura de evaporación en el ciclo de baja y mayor sea el recalentamiento provocado por el IHX en el vapor recalentado y la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura, mayor será el COP del sistema, ver Figura 2. 28 y Figura 2. 29, mejorando hasta en un 1.25% el COP óptimo alcanzado por el sistema básico. También se aprecia una diferencia considerable para los dos niveles de temperatura de condensación estudiados, donde el COP pasa de una mejora del 0.46% en el mejor de los casos (temperatura de condensación en alta de 30°C), a una mejora del 1.25% (temperatura de condensación en alta de 50°C).

Figura 2. 29. Efecto producido por la instalación de un IHX en el ciclo de alta temperatura, para la combinación R134a/CO2 y una temperatura de condensación de 50°C

Cabe destacar que el recalentamiento provocado por el IHX en la temperatura de aspiración al compresor va a provocar que la temperatura de descarga del mismo también aumente, de forma que la potencia disipada en condensación se verá incrementada.

2.3.1.3 IHX combinando el circuito de baja con el de alta temperatura

A diferencia de los esquemas descritos anteriormente, esta opción consiste en instalar un IHX que provoque un recalentamiento en el vapor recalentado que sale del evaporador del circuito de baja temperatura y un sub-enfriamiento en el líquido saturado que sale del condensador correspondiente al circuito de alta temperatura. El esquema se puede ver en la Figura 2. 30.

Figura 2. 30. Esquema de la instalación de un IHX que combina el circuito de alta con el de baja temperatura

El procedimiento de cálculo seguido se basa en el mismo principio que en los dos casos anteriores, salvo que en este caso, al combinar el IHX el ciclo de alta con el de baja, el intercambio térmico se produce entre dos ciclos diferentes, cada uno con su correspondiente fluido refrigerante y un flujo másico determinado, de forma que se debe utilizar la relación entre flujos másicos (Ec. 2. 59), además de la ecuación de equilibrio de intercambio térmico en el IHX (Ec. 2. 89).

$$\dot{m}_L \cdot (h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L}) = \dot{m}_H \cdot (h_{IHX,líquido,in,H} - h_{IHX,líquido,out,H}) \quad Ec. 2. 89$$

$$h_{IHX,vapor,in,L} = h_{o,out,L} \quad Ec. 2. 90$$

$$h_{IHX,líquido,in,H} = h_{k,out,H} \quad Ec. 2. 91$$

$$T_{IHX,vapor,out,L} = T_{o,out,L} + \Delta T \quad Ec. 2. 92$$

$$h_{IHX,vapor,out,L} = f_h(P_{o,L} | T_{IHX,vapor,out,L}) \quad Ec. 2. 93$$

Sustituyendo la relación entre flujos másicos (Ec. 2. 59) en la Ec. 2. 89, se obtiene:

$$\frac{(h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L})}{(h_{IHX,líquido,in,H} - h_{IHX,líquido,out,H})} = \frac{(h_{k,in,L} - h_{k,out,L})}{(h_{o,out,H} - h_{o,in,H})} \quad Ec. 2. 94$$

Como se cumple la condición:

$$h_{o,in,H} = h_{exp,out,H} = h_{exp,in,H} = h_{IHX,líquido,out,H} \quad Ec. 2. 95$$

Se sustituye en la Ec. 2. 94, de forma que despejando queda:

$$\begin{aligned} h_{IHX,líquido,out,H} = \\ = \frac{h_{o,out,H}(h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L}) - h_{IHX,líquido,in,H}(h_{k,in,L} - h_{k,out,L})}{(h_{IHX,vapor,out,L} - h_{IHX,vapor,in,L}) - (h_{k,in,L} - h_{k,out,L})} \end{aligned} \quad Ec. 2. 96$$

Una vez conocidas las entalpías de salida se obtienen las temperaturas, siguiendo el resto del circuito con las mismas pautas de cálculo que las descritas en el circuito básico.

2.3.1.3.1 Resultados

Al igual que en los casos anteriores, todos los niveles de temperatura de evaporación y tres saltos diferentes de temperatura provocados por el IHX en el vapor recalentado (5, 10 y 15°C). El recalentamiento útil en ambos ciclos se considera de 0°C. La temperatura de condensación en el ciclo de alta se limita a un solo nivel (30°C) debido a que su efecto sobre el COP es mínimo entre los diferentes niveles de condensación en alta.

Figura 2. 31. Efecto producido por la instalación de un IHX combinando el ciclo de baja con el ciclo de alta temperatura, para la combinación R134a/CO2 y una temperatura de condensación de 30°C

En este caso, el comportamiento es completamente opuesto a los anteriores casos estudiados. Aunque el hecho de combinar ambos ciclos mediante un IHX no hace que mejore el COP del sistema, es significativo que cuanto mayor sea la temperatura de evaporación, menor efecto negativo tendrá en el COP. Además ocurre que, cuanto mayor sea el recalentamiento provocado por el IHX en el ciclo de baja temperatura, mayor será la reducción de COP en el sistema. Otro aspecto a tener en cuenta es que la temperatura de evaporación afecta de forma significativa en el efecto que produce la instalación de este elemento en el sistema.

En conclusión, únicamente la instalación de un IHX en el ciclo de alta temperatura presenta un incremento en el COP del sistema, mientras que la instalación de un IHX en el ciclo de baja temperatura o en una combinación de ambos ciclos reduce el COP del

sistema, ofreciendo la ventaja de proteger al compresor del ciclo de baja de temperaturas de aspiración muy bajas.

2.3.2 Efecto producido por la variación de la temperatura de condensación en baja

En este apartado se evalúa la repercusión que tiene la temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura en el COP del sistema cuando la instalación se encuentra fuera del punto óptimo de funcionamiento.

Para evaluar el efecto producido por la variación de la temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura respecto al óptimo obtenido en el COP del sistema (ver Figura 2. 32), se considera un salto de 4°C en el intercambiador de la cascada y una temperatura de evaporación de -30°C, teniendo en cuenta los diferentes niveles de temperatura de condensación en alta de 30, 40 y 50°C.

Figura 2. 32. Pérdida de COP respecto a la desviación de la temperatura óptima de condensación del ciclo de baja

Como se puede observar en la Figura 2. 32, una desviación de $\pm 4^\circ\text{C}$ respecto a la temperatura óptima de condensación del ciclo de baja provoca una pérdida menor al 1%

respecto al máximo obtenido, independientemente de la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura, ya que la pérdida provocada por esta es muy reducida.

Así pues, se determina que la influencia de la temperatura de condensación del ciclo de baja es importante para la consecución de un rendimiento máximo en el sistema pero, a su vez, ofrece cierto margen de maniobra sin que esto suponga una pérdida de rendimiento relevante para la instalación.

2.3.3 Efecto producido por la instalación de un gas-cooler

A raíz de la Ec. 2. 67, donde se relaciona el COP del sistema con las potencias y trabajos específicos, se plantea la opción de reducir la potencia específica de condensación en el ciclo de baja, extrayendo parte de dicha potencia del sistema, de forma que se pueda aumentar el COP. Para realizar dicha extracción, se considera la instalación de un intercambiador de calor, el cual aprovecha la temperatura del aire en el ambiente para enfriar el dióxido de carbono del ciclo de baja temperatura antes de entrar en el intercambiador cascada (ver Figura 2. 33).

Al añadir este elemento, se considera que no se modifican las presiones de trabajo del ciclo, únicamente los valores de la potencia específica en condensación del ciclo de baja temperatura ($q_{k,L}$).

A la hora de llevar a cabo el modelo teórico para la obtención de los estados termodinámicos en los que se encuentran los puntos de entrada y salida del gas-cooler, se establece que el punto de descarga del compresor de baja es igual al punto de entrada al gas-cooler. Mientras que el punto de salida de éste se obtiene considerando una diferencia o “approach” entre la temperatura de salida del refrigerante en el gas-cooler y la temperatura ambiente. Es decir, se parte de la temperatura ambiente, a la que se le suma un salto de 0, 2, 4 y 8°C. Con este valor y el de la presión de condensación del circuito de baja temperatura se obtiene la entalpía de salida del gas-cooler, que será la entrada al intercambiador cascada por el lado de baja, ver Figura 2. 33.

$$h_{gc,in,L} = h_{des,L} \quad Ec. 2. 97$$

$$P_{gc,in,L} = P_{k,L} \quad Ec. 2. 98$$

$$T_{gc,in,L} = T_{des,L} \quad Ec. 2. 99$$

$$T_{gc,out,L} = T_{amb} + \Delta T \quad Ec. 2. 100$$

$$P_{gc,out,L} = P_{k,L} \quad Ec. 2. 101$$

$$h_{gc,out,L} = f_h(T_{gc,out,L} | P_{k,L}) \quad Ec. 2. 102$$

$$h_{k,in,L} = h_{gc,out,L} \quad Ec. 2. 103$$

$$P_{k,in,L} = P_{k,L} \quad Ec. 2. 104$$

$$T_{k,in,L} = T_{gc,out,L} \quad Ec. 2. 105$$

Figura 2. 33. Esquema de la instalación de un gas-cooler en el circuito de baja temperatura

Como se puede observar, ver Figura 2. 33, la potencia transmitida del circuito de baja temperatura al circuito de alta temperatura en el intercambiador cascada se va a reducir, puesto que parte de esa potencia se disipa al ambiente mediante el gas-cooler.

En cuanto al COP de la instalación, éste se calcula añadiendo la potencia del motor que hace girar al ventilador a la ecuación inicial, Ec. 2. 65.

$$COP_{Global} = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L} + Pot_{comp,H} + Pot_{gc,L}} \quad Ec. 2. 106$$

A su vez, se desarrolla el balance energético en el circuito de baja temperatura, donde aparece la potencia del gas-cooler.

$$\dot{Q}_{k,L} + \dot{Q}_{gc,L} = \dot{Q}_{o,L} + W_{comp,L} \rightarrow q_{k,L} = q_{o,L} + w_{comp,L} - q_{gc,L} \quad Ec. 2. 107$$

Con:

$$q_{gc,L} = h_{gc,in,L} - h_{gc,out,L} \quad Ec. 2. 108$$

De forma que, partiendo de la Ec. 2. 106 y sustituyendo la potencia específica de condensación del circuito de baja por la nueva ecuación de equilibrio, Ec. 2. 107, queda, simplificando, la Ec. 2. 109.

$$COP_{Global} = \frac{COP_L \cdot COP_H}{COP_L + COP_H + \frac{Pot_{comp,L} - \dot{m}_L \cdot q_{gc,L}}{Pot_{comp,L} + Pot_{gc,L}}} \quad Ec. 2. 109$$

Donde la ecuación del COP_H se mantiene igual a la Ec. 2. 62, mientras que la ecuación del COP_L, incluyendo la potencia del ventilador, pasa a ser:

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L} + Pot_{gc,L}} \quad Ec. 2. 110$$

Teniendo en cuenta que la Ec. 2. 109 se puede poner en términos de potencias y trabajos específicos:

$$COP_{Global} = \frac{q_{o,L}}{w_{comp,L} + \frac{q'_{k,L}}{q_{o,H}} \cdot w_{comp,H} + \frac{Pot_{gc,L}}{\dot{m}_L}} \quad Ec. 2. 111$$

Donde la potencia específica en condensación del ciclo de baja del sistema básico ($q_{k,L}$) pasa a ser, en este caso:

$$q_{k,L} = q'_{k,L} + q_{gc,L} \quad Ec. 2. 112$$

Si se iguala esta Ec. 2. 111 con la Ec. 2. 67, se obtiene que el COP del sistema mejora frente al sistema básico siempre y cuando se cumpla que:

$$Pot_{gc,L} < \frac{q_{gc,L}}{q_{o,H}} \cdot w_{comp,H} \cdot \dot{m}_L \quad Ec. 2. 113$$

Que simplificando queda la Ec. 2. 114:

$$COP_H < \frac{\dot{Q}_{gc,L}}{Pot_{gc,L}} \quad Ec. 2. 114$$

De esta condición, Ec. 2. 114, se deduce que el sistema de doble compresión indirecta, utilizando un gas-cooler en el ciclo de baja, mejora respecto al sistema básico siempre y cuando el cociente entre la potencia térmica disipada por el gas-cooler y la potencia eléctrica consumida por el ventilador de éste sea superior al COP del ciclo de alta temperatura.

2.3.3.1 Resultados

Para poder cuantificar la ventaja o desventaja que ofrece la instalación de un gas-cooler, se hace necesario conocer, tanto la potencia del motor del ventilador como la potencia del compresor en el circuito de baja temperatura, Ec. 2. 109. En este caso, se ha considerado una potencia frigorífica en la instalación de 10kW, así como el cociente entre la potencia del ventilador y la potencia del compresor del ciclo de baja temperatura en diferentes niveles (0, 0.01, 0.05, 0.1). A su vez, se considera un nivel de condensación en alta de 30°C y una temperatura de evaporación en baja de -30°C.

Figura 2. 34. Efecto de la instalación de un gas-cooler (en el circuito de baja temperatura) en el COP global de la instalación, para una temperatura de evaporación de -30°C y una temperatura de condensación de 30°C

Como se puede observar, ver Figura 2. 34, el incremento producido por la instalación de un gas-cooler en el rendimiento del sistema sólo se da si el cociente entre la potencia del ventilador del gas-cooler y la potencia del compresor del ciclo de baja es reducido. Además, si la diferencia entre la temperatura de salida del gas-cooler y la temperatura ambiente aumenta, el COP se reduce, independientemente del cociente entre potencias, en un 0.25% por cada grado de diferencia, aproximadamente.

En cuanto a la temperatura de condensación óptima del circuito de baja temperatura, en la Figura 2. 35 se representa la variación provocada por la utilización

del gas-cooler en el ciclo de baja temperatura para una temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura de 30°C, una temperatura de evaporación en baja de -30°C y una temperatura ambiente de 25°C.

Figura 2. 35. Diferencia respecto a la temperatura de condensación óptima del ciclo de baja temperatura, para una temperatura de condensación de 30°C

En este caso se observa (Figura 2. 35) que la temperatura de condensación óptima aumenta linealmente conforme se incrementa el salto térmico entre la temperatura ambiente y la temperatura de salida del gas-cooler ($T_{gc,out,L}$) debido a que la potencia específica será mayor, aumentando la potencia térmica intercambiada con el ciclo de alta temperatura, lo que provocará que se incremente la temperatura de evaporación en el ciclo de alta temperatura ($T_{o,H}$) y, en consecuencia, la temperatura de condensación óptima en el ciclo de baja, puesto que el salto térmico se ha fijado en 4°C. Además, conforme se reduce la relación de potencias eléctricas consumidas por el ventilador y el compresor del ciclo de baja temperatura, la temperatura de condensación óptima aumenta. Esto ocurre porque conforme aumenta la tasa de compresión del ciclo de baja, la temperatura de descarga del mismo aumenta. Este incremento lo compensa el gas-cooler disipando la potencia térmica adicional sin aumentar el consumo eléctrico del ventilador provocando que la temperatura de condensación óptima aumente.

Ahora bien, como la instalación del gas-cooler en el sistema afecta a la temperatura de condensación del ciclo de baja y a la potencia específica en el condensador del intercambiador cascada, se estudia a continuación cómo se ha visto afectada la relación entre los flujos másicos trasegados (ver Figura 2. 36).

Figura 2. 36. Diferencia en la relación de flujos másicos respecto al óptimo del sistema básico provocada por la instalación de un gas-cooler en el circuito de baja temperatura, para una temperatura de evaporación en baja de -30°C y una temperatura de condensación en alta de 30°C

La relación de flujos másicos se ve afectada en gran medida por la instalación de un gas-cooler, ver Figura 2. 36, por lo que se puede deducir que es el flujo másico del circuito de baja temperatura el que compensa la reducción de potencia específica en el intercambiador cascada cuando la temperatura de condensación en el circuito de alta temperatura es de 30°C, siendo la temperatura de evaporación en baja de -30°C.

3 Conclusiones del capítulo

Para el sector de la refrigeración comercial, donde se hace necesario el uso de un refrigerante que no sea tóxico ni inflamable, el R134a en el ciclo de alta temperatura hace que el sistema en cascada presente un COP mayor frente a refrigerantes que pertenecen al mismo grupo de seguridad (tipo A1). Además de conseguir mejores rendimientos, responde mejor que los demás cuanto mayor sea la temperatura de condensación del circuito de alta temperatura, por lo que se considera que es la mejor opción, de tipo A1, en climas cálidos. A su vez, se ha observado que el rendimiento ofrecido por un sistema que combina el R134a con el CO₂ puede mejorarse haciendo uso de un intercambiador de calor en el circuito de alta temperatura.

Otra opción de mejora del rendimiento del sistema consiste en instalar un gas-cooler en el circuito de baja temperatura, de donde se obtiene que para una relación determinada de potencias entre el motor del ventilador del gas-cooler y el motor del compresor, el COP mejora. Se ha observado que para que el COP del sistema mejore, el cociente entre la potencia disipada por el gas-cooler y la potencia eléctrica consumida por el mismo debe ser superior al COP del circuito de alta temperatura y que la relación entre la potencia del ventilador y la potencia del compresor del ciclo de alta temperatura debe ser lo más reducida posible.

A pesar de los buenos resultados, existe una desventaja a la hora de usar el R134a. Su GWP sigue siendo elevado, aunque es aproximadamente la tercera parte del R404A y cumpliría con la nueva reglamentación F-Gas (GWP<2500) en cuanto a recarga, así como la excepción incluida para sistemas en cascada donde el fluido refrigerante del circuito primario debe tener un GWP inferior a 1500, actualmente no está exento del pago de las tasas por recarga que se realicen, Ley 16/2013 (Estado, 30 de Octubre de 2013) y, con la nueva reglamentación, no se puede dar servicio con este refrigerante al nivel de la media temperatura. A pesar de dicha ley, se ha demostrado que la contribución al TEWI es reducida (en comparación con la contribución provocada por las emisiones debidas al efecto indirecto) y, mediante las mejoras descritas, podría rivalizar con refrigerantes cuya problemática reside en su grado de inflamabilidad y/o toxicidad.

En cuanto al resto de opciones, el R152a parece ser el refrigerante que ofrece la mejor combinación en cuanto a eficiencia energética e impacto medioambiental, para cualquier nivel de temperatura de condensación y evaporación contemplado en el estudio. Éste, a su vez, puede ser compatible con los elementos utilizados en instalaciones que empleen el R134a (aunque habría que verificarlo) y cumple con la nueva reglamentación, ya sea a medio o largo plazo, además de estar exento de tener que pagar las tasas. Como contrapartida, el R152a tiene la desventaja de ser un fluido inflamable (grado 2), lo que hace que se limite la carga de refrigerante en la instalación.

Los HFOs, a pesar de ser refrigerantes de cuarta generación con GWPs muy reducidos, no ofrecen rendimientos destacables, mejorando mínimamente los ofrecidos por el R404A y el R507A, por lo que su impacto medioambiental relacionado con el efecto directo es muy bajo pero el efecto indirecto es superior a otras opciones. Además del añadido de que estos refrigerantes tienen un grado de inflamabilidad 2L (low/bajo), lo que hace que se limite la carga en función del uso al que esté destinada la instalación.

En conclusión, el R134a se presenta, teóricamente, como una opción destacable a la hora de usar un refrigerante en el circuito de alta temperatura de una instalación de producción de frío en cascada destinada a la refrigeración comercial, donde se pueden implementar diferentes mejoras que hacen que el COP del sistema mejore.

CAPÍTULO 3 – DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

1 Introducción

En la presente tesis doctoral, donde se evalúa experimentalmente una instalación de doble etapa indirecta o cascada destinada a la refrigeración comercial a baja temperatura, ha sido necesaria la construcción de dicha instalación por parte del Grupo de Ingeniería Térmica (GIT) de la Universidad Jaume I de Castellón para ser utilizada como un banco de ensayos en el que poder monitorizar y, finalmente, analizar todos los parámetros de interés de la misma.

En este capítulo se va a describir dicha instalación experimental (ver Figura 3. 1), además de los sistemas que han sido necesarios para la realización de los ensayos, como son el sistema de apoyo térmico (SAT), utilizado para simular la carga térmica que debe compensar el sistema en cascada y para fijar las condiciones de condensación del ciclo de alta temperatura, el sistema de adquisición de datos y los elementos de medida, con sus correspondientes calibraciones.

Figura 3. 1. Foto de la instalación en cascada estudiada

2 Ciclo frigorífico

Como se puede observar en el diagrama esquemático, ver Figura 3. 2, el sistema de doble etapa indirecta o cascada, consiste en dos ciclos de compresión de vapor de simple etapa acoplados térmicamente mediante un intercambiador de calor común que en este caso consiste en dos intercambiadores de tipo placas (Cascada 1 y 2) en paralelo, que actúan como evaporador en el ciclo de alta y como condensador del ciclo de baja temperatura. A su vez, se utilizan dos fluidos refrigerantes diferentes, en este caso, el R134a en el ciclo de alta temperatura, con una carga de 14.5 kg, y el CO₂ en el ciclo de baja temperatura, con una carga de 12 kg.

Figura 3. 2. Diagrama esquemático de la instalación experimental

2.1 Ciclo frigorífico de baja temperatura

En el ciclo de baja temperatura el CO₂ en estado de vapor recalentado es aspirado (asp,L) y comprimido por el compresor semi-hermético de dos cilindros, con un volumen geométrico ($V_{G,L}$) de 3.48 m³/h, descargando el CO₂ (des,L) en un separador de aceite donde se decanta el lubricante (polioléster C55 E). El aceite se recircula para mantener continuamente lubricado al compresor, mientras que el CO₂, en estado de vapor recalentado, entra en el “gas-cooler” (gc,in,L), el cual extrae parte de la energía calorífica del CO₂, enfriándose hasta una temperatura próxima a la temperatura ambiente en la salida del mismo (gc,out,L). Tras éste, el conducto por el que circula el CO₂ se bifurca, accediendo el fluido refrigerante a dos intercambiadores de calor de tipo placas, con una superficie total de intercambio térmico de 3.52m², (C1,k,in,L y C2,k,in,L) que hacen la función de condensadores en el ciclo de baja temperatura. En este momento, el CO₂ se hace pasar por un caudalímetro de tipo coriolis, garantizando que la medida del flujo másico trasegado por el ciclo se hace con el CO₂ en estado de líquido subenfriado ($M_{ref,L}$), tras esto el fluido refrigerante se decanta en un depósito de acumulación (dep,L), de donde sale el fluido en estado de líquido saturado. Entonces accede a la válvula de expansión (exp,in,L) que se encarga de expandir el CO₂. Una vez expandido, entra en el evaporador (o,in,L), un intercambiador de placas con una superficie de 2.39m², donde se produce el intercambio térmico entre el CO₂ y el fluido secundario, mientras se controla electrónicamente el calentamiento útil a la salida del evaporador (o,out,L), hasta alcanzar éste el estado de vapor recalentado en la aspiración del compresor, volviendo a comenzar de nuevo el ciclo.

El circuito de baja temperatura tiene además la posibilidad tanto de utilizar un intercambiador de calor interno (IHX) como un gas-cooler mediante un by-pass, ver Figura 3. 2 instalado para cada caso. Cuando el IHX se encuentra en funcionamiento, el CO₂ proveniente del depósito de acumulación es enfriado, creando un sub-enfriamiento antes de entrar en la válvula de expansión, mientras que cuando sale del evaporador en estado de vapor recalentado, el CO₂ sufre un calentamiento adicional en el IHX de forma que la temperatura de aspiración al compresor del ciclo de baja temperatura aumenta.

2.1.1 Ubicación de los elementos de medida en el ciclo de baja temperatura

La obtención y seguimiento del ciclo de baja temperatura se ha resuelto mediante la utilización de los elementos de medida representados en la Figura 3. 3, los cuales se detallan a continuación.

Figura 3. 3. Elementos de medida del circuito de baja temperatura

- Ocho sondas de presión (Figura 3. 3) de la marca PMA, modelo P31, que incorporan un elemento sensor piezoresistivo, de material semiconductor con elevada sensibilidad ante pequeñas variaciones de volumen. El conexionado de las mismas se ha hecho mediante una derivación en T seguida de una válvula de bola que abre o cierra el paso del fluido. En la Figura 3. 4 se pueden observar estos elementos, donde el rango de medida de las sondas es de 0-60 bar (evaporación y aspiración) y de 0-100 bar (descarga, condensación, depósito e IHX).
- Catorce termopares de tipo T (Figura 3. 3), para la medición de temperatura. Se han escogido de este tipo debido a la elevada precisión que presentan para el rango de temperaturas en el cual se va a trabajar (de -45°C a 125°C). Se han utilizado sondas de inmersión para las medidas

de temperatura de los puntos críticos (entrada y salida del compresor, los intercambiadores cascada 1 y 2, y el evaporador).

- Un vatímetro digital para la medida del consumo eléctrico del compresor del ciclo de baja temperatura.
- Un caudalímetro másico de efecto Coriolis de la marca Siemens, modelo Sitrans Mass FC 2100, junto con el convertidor de señal Sitrans FC MassFlo 6000 (Figura 3. 5). Se encuentra ubicado antes del depósito de contención del ciclo de baja, de forma que se garantice que la medida se hace con el fluido en el estado de líquido subenfriado (ver Figura 3. 3). El rango de medición para el circuito de baja temperatura es de 0 a 0.15kg/s.
- Un variador de frecuencia, marca Power Electronics, modelo SD250. Para variar el régimen de giro del compresor del ciclo de baja temperatura.

Figura 3. 4. Sondas de presión (izquierda), válvulas (centro) y su conexión con la instalación (derecha)

Figura 3. 5. Caudalímetro Siemens y convertidor de señal Sitrans MassFlo 6000 del ciclo de baja temperatura

Con el conjunto de datos recopilado por los elementos de medida descritos se puede determinar de forma directa:

- Potencia eléctrica consumida por el compresor ($P_{C,L}$)
- Régimen de giro del compresor (N_L)
- Flujo másico de refrigerante ($M_{ref,L}$)
- Estados termodinámicos de los siguientes puntos:
 - Colector de aspiración al compresor ($P_{asp,L}$; $T_{asp,L}$)
 - Colector de descarga del compresor ($P_{des,L}$; $T_{des,L}$)
 - Entrada en el intercambiador cascada ($P_{C,in,L}$; $T_{C1,in,L}$ y $T_{C2,in,L}$)
 - Presión de saturación en condensación del intercambiador cascada ($P_{C,out,L}$)
 - Salida del intercambiador cascada ($P_{C,out,L}$; $T_{C1,out,L}$ y $T_{C2,out,L}$)
 - Presión del depósito de contención ($P_{Dep,L}$)
 - Entrada en el IHX en estado líquido ($P_{IHX,l,in,L}$; $T_{IHX,l,in,L}$)
 - Presión de entrada al evaporador ($P_{o,in,L}$; $T_{o,in,L}$)
 - Presión de salida del evaporador ($P_{o,out,L}$; $T_{o,out,L}$)

Los estados termodinámicos del resto de puntos se obtienen bajo ciertas hipótesis que aquí se describen:

- Presión de entrada en el gas-cooler igual a la $P_{des,L}$
- Presión de salida del gas-cooler igual a la $P_{C,in,L}$
- Presión de salida del IHX en estado líquido igual a la $P_{IHX,l,in,L}$
- Presión de entrada en la válvula de expansión igual a la $P_{IHX,l,in,L}$
- Presión de entrada/salida al IHX en estado vapor igual a la $P_{asp,L}$

Una vez se ha definido el ciclo completamente, se puede proceder, en base a los valores obtenidos, al cálculo de los parámetros energéticos del ciclo de baja temperatura.

2.2 Ciclo frigorífico de alta temperatura

En el ciclo de alta temperatura, ver Figura 3. 2, el R134a en estado de vapor recalentado es aspirado (asp,H) por el compresor semi-hermético de cuatro cilindros del ciclo ($V_{G,H}$ de $32.66\text{m}^3/\text{h}$). El R134a se descarga (des,H) en un separador de aceite para decantar el aceite (polioléster SL32) y, posteriormente, se condensa en un intercambiador de placas (superficie de intercambio de 2.39m^2), donde el fluido secundario (agua) absorbe el calor disipado. El R134a entra en un caudalímetro de tipo coriolis, obteniendo la medida del flujo másico trasegado por el compresor en el circuito de alta ($M_{\text{ref,H}}$) y se decanta en el depósito del ciclo de alta temperatura. De éste sale un conducto con el R134a en estado de líquido saturado que se bifurca, accediendo cada uno de los conductos a la correspondiente válvula de expansión (C1,exp,in,H y C2,exp,in,H). Finalmente, tras la expansión, se accede a los intercambiadores de placas, cascada 1 y 2 (con una superficie de intercambio total de 3.52m^2) en estado bifásico (C1,o,in,H y C2,o,in,H), donde se produce el intercambio térmico con el CO_2 del ciclo de baja temperatura, de forma que el R134a se evapora hasta alcanzar el estado de vapor recalentado en la salida del intercambiador cascada (C1,o,out,H y C2,o,out,H), con su correspondiente recalentamiento útil, el cual se obtiene mediante el control electrónico de las válvulas de expansión.

El ciclo frigorífico de alta descrito tiene, además, la opción de enfriar el CO_2 del ciclo de baja temperatura contenido en el depósito de acumulación para el procedimiento de arranque de la instalación mediante un serpentín que se encuentra en el interior de dicho depósito (sistema patentado por el GIT (Cabello et al., 2013)). De esta forma, la instalación no necesita un equipo frigorífico auxiliar, sino que se utiliza el circuito de alta temperatura para esta tarea.

2.2.1 Ubicación de los elementos de medida en el ciclo de alta temperatura

La obtención y seguimiento del ciclo de alta temperatura se ha resuelto mediante la utilización de los elementos de medida representados en la Figura 3. 6, los cuales se detallan a continuación.

Figura 3. 6. Elementos de medida del circuito de alta temperatura

- Cuatro sondas de presión (Figura 3. 6) de la marca PMA, modelo P31, iguales que en el circuito de baja temperatura pero preparadas para trabajar en un rango de presiones menor (dos sondas de 0-10 bar y dos sondas de 0-25 bar). El conexionado de las mismas se ha hecho de la misma forma, mediante una derivación en T seguida de una válvula de bola que abre o cierra el paso del fluido. En la Figura 3. 4 se pueden observar estos elementos en la instalación.
- Diez termopares de tipo T (Figura 3. 6), para la medición de temperatura. Se han escogido de este tipo debido a la elevada precisión que presentan para el rango de temperaturas en el cual se va a trabajar (de -20°C a 100°C). De inmersión en los puntos críticos y superficiales en el resto.

- Un vatímetro digital para la medida del consumo eléctrico del compresor del ciclo de alta temperatura.
- Un caudalímetro másico de efecto Coriolis de la marca Siemens, modelo Sitrans FC Mass 2100, junto con el convertidor de señal Sitrans FC MassFlo 6000 (Figura 3. 5). Se encuentra ubicado antes del depósito de acumulación del ciclo de alta, de forma que se garantice que la medida se hace con el fluido en el estado de líquido subenfriado (ver Figura 3. 6). El rango de medición para el circuito de alta temperatura es de 0 a 0.9kg/s.
- Variador de frecuencia, marca Omron, modelo V1000. Para variar el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura.

Con este conjunto de datos recopilado por los elementos de medida descritos se puede determinar de forma directa:

- Potencia eléctrica absorbida por el compresor ($P_{C,H}$)
- Régimen de giro del compresor (N_H)
- Flujo másico de refrigerante ($M_{ref,H}$)
- Estados termodinámicos de los siguientes puntos:
 - Colector de aspiración al compresor ($P_{asp,H}$; $T_{asp,H}$)
 - Colector de descarga del compresor ($P_{des,H}$; $T_{des,H}$)
 - Presión de saturación en condensación ($P_{k,H}$)
 - Entrada en las válvulas de expansión ($P_{k,H}$; $T_{C1,exp,in,H}$ y $T_{C2,exp,in,H}$)
 - Entrada al evaporador ($P_{C1,o,in,H}$; $T_{C1,o,in,H}$ y $T_{C2,o,in,H}$)

Los estados termodinámicos del resto de puntos se obtienen bajo ciertas hipótesis que aquí se describen:

- Presión de entrada del condensador igual a la $P_{des,H}$
- Presión de salida del condensador igual a la $P_{k,H}$
- Presión de salida del evaporador igual a la $P_{asp,H}$

Una vez se ha definido el ciclo completamente, se puede proceder, en base a los valores obtenidos, al cálculo de los parámetros energéticos del ciclo de baja temperatura.

3 Elementos de la instalación en cascada

3.1 Compresores

En la Tabla 3. 1 se muestran las especificaciones técnicas de los compresores, tanto del ciclo de baja como de alta temperatura, siendo el del ciclo de baja temperatura específico para ser utilizado con CO₂ en régimen sub-crítico. En la Figura 3. 7 se puede observar el compresor de baja (izquierda) y el de alta (derecha) y su correspondiente ubicación en la instalación en cascada, así como las tomas de medida de presión en el colector de aspiración y el colector de descarga de los mismos.

Figura 3. 7. Compresor del ciclo de baja (izquierda) y del ciclo de alta temperatura (derecha)

<i>Compresores</i>	<i>Ciclo de baja</i>	<i>Ciclo de alta</i>	<i>Unidades</i>
<i>Marca</i>	<i>Frascold</i>	<i>Frascold</i>	-
<i>Modelo</i>	<i>A2-4SK2</i>	<i>Q5 33.1Y</i>	-
<i>Frecuencia de trabajo</i>	<i>50</i>	<i>De 25 a 87</i>	<i>Hz</i>
<i>Número de cilindros</i>	<i>2</i>	<i>4</i>	-
<i>Volumen geométrico (50Hz)</i>	<i>3.48</i>	<i>32.66</i>	<i>m³·h⁻¹</i>
<i>Potencia nominal (50Hz)</i>	<i>1.5</i>	<i>3.7</i>	<i>kW</i>
<i>Potencia máxima</i>	<i>2.7</i>	<i>8.3</i>	<i>kW</i>
<i>Aceite utilizado</i>	<i>POE C55E</i>	<i>POE SL32</i>	-
<i>Presión descarga máx.</i>	<i>55</i>	-	<i>bar</i>
<i>Presión aspiración máx.</i>	<i>30</i>	-	<i>bar</i>
<i>Temperatura de condensación máx.</i>	<i>15</i>	<i>65</i>	<i>°C</i>
<i>Temperatura de condensación mín.</i>	<i>-20</i>	<i>20</i>	<i>°C</i>
<i>Temperatura de evaporación máx.</i>	<i>-15</i>	<i>12.5</i>	<i>°C</i>
<i>Temperatura de evaporación mín.</i>	<i>-50</i>	<i>-30</i>	<i>°C</i>

Tabla 3. 1. Especificaciones técnicas de los compresores

3.2 Intercambiadores de calor

La instalación experimental consta de cinco intercambiadores de calor de tipo placas. Estos corresponden a un evaporador en el ciclo de baja temperatura, un condensador en el ciclo de alta temperatura, dos intercambiadores en paralelo definidos como Cascada 1 y 2, y el IHX del ciclo de baja temperatura. En la Figura 3. 8 se pueden observar dichos intercambiadores, así como las sondas de presión y temperatura instaladas en los mismos. Cabe destacar que los cuatro intercambiadores fotografiados pertenecen al mismo modelo proporcionado por la marca SWEPE, variando únicamente el número de placas de cada uno de ellos, mientras que el IHX es de menores dimensiones (ver Figura 3. 9). Las especificaciones técnicas se encuentran en la Tabla 3. 2, de donde se extrae que la máxima presión de trabajo de estos intercambiadores es de 41bar, por lo que es necesaria la utilización de un presostato en el ciclo de baja que proteja los intercambiadores cascada 1 y 2 frente a presiones que superen dicho valor.

Figura 3. 8. Fotografía del evaporador (izquierda), los cascada 1 y 2 (centro) y el condensador (derecha)

En cuanto al IHX, éste se encuentra entre el evaporador y el colector de aspiración al compresor del circuito de baja temperatura. Como se puede observar en la Figura 3. 9, el IHX se encuentra en la parte inferior de la bancada de la instalación, próximo al compresor del ciclo de baja y su accionamiento viene determinado por la posición de las dos válvulas. Las especificaciones técnicas se encuentran en la Tabla 3. 2.

Figura 3. 9. Fotografía del IHX, así como el by-pass y las válvulas para accionarlo

Además de los intercambiadores de tipo placas, la instalación dispone de un intercambiador de calor de flujo cruzado aire/CO₂ en el circuito de baja temperatura que hace la función de gas-cooler (ver Figura 3. 10). Éste se encuentra entre el depósito de recuperación de aceite al compresor y la entrada a los intercambiadores cascada 1 y 2. Las especificaciones técnicas se encuentran en la Tabla 3. 2.

Figura 3. 10. Fotografía del gas-cooler del circuito de baja temperatura

A continuación se muestran las características de los intercambiadores utilizados en la instalación:

<i>Intercambiadores de calor</i>	<i>Evaporador</i>	<i>Condensador</i>	<i>Cascada 1 y 2</i>	<i>IHX</i>	<i>Gas-cooler</i>	<i>Unidades</i>
<i>Marca</i>	<i>SWEP</i>	<i>SWEP</i>	<i>SWEP</i>	<i>SWEP</i>	<i>ECO</i>	-
<i>Modelo</i>	<i>B25-THx40</i>	<i>B25-THx40</i>	<i>B25-THx30</i>	<i>B5-THx10</i>	<i>LCE-213</i>	-
<i>Área de intercambio</i>	<i>2.39</i>	<i>2.39</i>	<i>1.76</i>	<i>0.096</i>	<i>Interna 0.6 Externa 3.36</i>	<i>m²</i>
<i>Número de placas</i>	<i>40</i>	<i>40</i>	<i>30</i>	<i>10</i>	-	-
<i>Potencia Ventilador</i>	-	-	-	-	<i>75</i>	<i>W</i>
<i>Material</i>	<i>AISI316</i>	<i>AISI316</i>	<i>AISI316</i>	<i>AISI316</i>	<i>Al, Cu y acero</i>	-
<i>Presión máx.</i>	<i>41</i>	<i>41</i>	<i>41</i>	<i>41</i>	-	<i>bar</i>
<i>Volumen interno</i>	<i>Interno 2.11 Externo 2.28</i>	<i>Interno 2.11 Externo 2.28</i>	<i>Interno 1.55 Externo 1.71</i>	<i>0.0988</i>	<i>0.7</i>	<i>dm³</i>
<i>Flujo de aire</i>	-	-	-	-	<i>800</i>	<i>m³·h⁻¹</i>

Tabla 3. 2. Especificaciones técnicas de los intercambiadores de calor

3.3 Válvulas de expansión

La instalación dispone de tres válvulas de expansión, una para el ciclo de baja y dos para el ciclo de alta temperatura, puesto que el evaporador del circuito de alta está formado por dos intercambiadores en paralelo. A su vez, cada una de las válvulas utiliza un controlador electrónico, el cual regula automáticamente el recalentamiento útil a la consigna que se haya fijado haciendo uso de una sonda de temperatura y otra de presión a la salida del evaporador. En la Figura 3. 11 se puede observar una de las válvulas de expansión (izquierda y centro), así como el sistema de control electrónico Carel EVD evolution (derecha). Finalmente, se presentan las especificaciones técnicas de las válvulas en la Tabla 3. 3.

Figura 3. 11. Válvulas de expansión (izquierda y centro) y sistema de control electrónico (derecha)

Válvulas de expansión	Ciclo Baja	Ciclo Alta	Unidades
Marca	Carel	Carel	-
Modelo	E2V-11BSF00	E2V-14BSF00	-
Potencia frigorífica	3.5 (R404A)	6.0 (R134a)	kW
Posiciones de la válvula	500	500	-
Temperaturas límite	-40/65	-40/65	°C
Presión máx.	35	35	bar

Tabla 3. 3. Especificaciones técnicas de las válvulas de expansión

3.4 Depósitos de acumulación

En la instalación, cada ciclo frigorífico dispone de un depósito de acumulación o contención. En la Figura 3. 12 se puede observar que el depósito del ciclo de baja temperatura se encuentra aislado térmicamente del exterior. Esto se debe a que la temperatura ambiente exterior es superior a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura, por lo que si no se aísla térmicamente, repercutiría en el COP del ciclo de baja y, finalmente, en el de la cascada. En cambio, el depósito del ciclo de alta no se ha aislado porque el efecto es opuesto al anterior y, en conclusión, positivo para el COP de la instalación, ya que hace que haya un sub-enfriamiento adicional en el ciclo de alta temperatura. Las especificaciones técnicas de los depósitos de acumulación se encuentran en la Tabla 3. 4.

Figura 3. 12. Depósitos de acumulación de R134a (derecha) y de CO₂ (izquierda)

<i>Depósitos de acumulación</i>	<i>Ciclo Baja</i>	<i>Ciclo Alta</i>	<i>Unidades</i>
<i>Capacidad</i>	<i>13</i>	<i>19</i>	<i>litros</i>
<i>Presión de funcionamiento máx.</i>	<i>150</i>	<i>35</i>	<i>bar</i>

Tabla 3. 4. Especificaciones técnicas de los depósitos de acumulación

3.5 Elementos de protección de la instalación

La instalación dispone además de un conjunto de elementos de seguridad, como son presostatos de baja y alta presión en ambos ciclos, visores, filtros deshidratadores, válvulas anti retorno y de alivio (depósito de contención de CO₂), así como una toma por ciclo para la recarga de refrigerante. Algunos de estos elementos se pueden ver en la Figura 3. 13.

Figura 3. 13. Elementos de protección: a) Presostatos, b) Válvula de alivio, c) Filtro deshidratador y visor, d) Válvula de recarga de refrigerante

4 Sistema de apoyo térmico (SAT)

Para evaluar el comportamiento de la instalación en cascada, es fundamental que ésta se encuentre en condiciones estacionarias. Para este propósito es necesario utilizar un sistema externo que proporcione cierta carga térmica para que sea compensada por el evaporador, mientras que también será necesario un sistema externo que sea capaz de disipar la carga térmica en condensación del ciclo de alta temperatura. En el Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I, el Grupo de Ingeniería Térmica (GIT) dispone de un sistema de apoyo térmico o SAT (ver Figura 3. 14) mediante el cual poder realizar ambas funciones, aportar carga térmica en el evaporador del ciclo de baja y disipar carga térmica en el condensador del ciclo de alta temperatura.

Figura 3. 14. Vista general del sistema de apoyo térmico (SAT)

Este sistema está constituido por una unidad móvil con todos los elementos necesarios para realizar las funciones descritas, donde el conexionado a la instalación se realiza mediante mangueras de conexión rápida, ver Figura 3. 15.

Figura 3. 15. Sistema de conexionado rápido

La unidad que regula el aporte de carga térmica consiste en la recirculación de un fluido secundario, en este caso una mezcla de Tyfoxit/agua con una concentración del 84% de Tyfoxit en volumen (temperatura de congelación de -45°C), por el evaporador de la instalación en cascada mediante una motobomba que es controlada con un variador de frecuencia. Este fluido secundario debe ser calentado, por lo que el SAT dispone de un depósito de 150 litros y, en su interior, se encuentra una serie de resistencias eléctricas de dos tipos diferentes, tres resistencias eléctricas fijas de 1.5kW y tres resistencias eléctricas variables de 3kW, las cuales se controlan mediante un PID. Con esto se asegura que la temperatura del fluido secundario es constante a la salida del depósito. Adicionalmente, y con el fin de asegurar una temperatura uniforme en el depósito, el equipo dispone de una bomba de recirculación.

Para enfriar el fluido refrigerante a su paso por el condensador del ciclo de alta temperatura, el SAT dispone, en la misma unidad móvil, de dos sistemas colocados en serie: una unidad de producción de frío de 11kW de potencia frigorífica y un aerotermo, ambos gobernados por variadores de frecuencia independientes. Esta disposición, como describe Patiño (2013), permite emplear el aerotermo para disipar calor cuando el grupo de frío se encuentra desconectado y aportar calor al fluido secundario cuando el grupo de frío está conectado. Además, la unidad dispone de un depósito en el que se almacena el fluido secundario, en este caso agua, el cual está equipado con tres resistencias eléctricas de 3kW cada una, controladas por un PID.

4.1 Ubicación de los elementos de medida del SAT

El SAT dispone de dos caudalímetros de tipo magnético, uno para cada fluido secundario, mientras que la medida de la temperatura del fluido secundario se obtiene mediante cuatro termopares de tipo T de inmersión, dos por cada fluido secundario, los cuales se encuentran en la entrada y salida del evaporador del ciclo de baja y del condensador del ciclo de alta temperatura (ver Figura 3. 16). Con estas medidas se obtiene de forma indirecta la potencia aportada o disipada por el SAT, por lo que se podrán comparar, en el proceso de validación de los datos obtenidos, las potencias térmicas intercambiadas por el evaporador del ciclo de baja y el condensador del ciclo de alta con los correspondientes fluidos secundarios provenientes del SAT.

Figura 3. 16. Elementos de medida para el cálculo de potencia térmica intercambiada por los fluidos secundarios

5 Sistema de medida y adquisición de datos

En el presente apartado se va a describir el sistema de medida y el sistema de adquisición de datos del que dispone la instalación experimental de doble etapa indirecta o cascada, donde el desarrollo de los mismos es fruto de la experiencia adquirida por el Grupo de Ingeniería Térmica (GIT) en diferentes análisis experimentales previos a este, entre los que se encuentran instalaciones de producción de frío de ciclo simple (Cabello, 2003), un sistema de doble etapa directa (Llopis, 2008) o un ciclo simple transcrito con CO₂ como fluido refrigerante (Sánchez, 2010).

5.1 Sistema de medida

El sistema de medida consiste, básicamente, en todos los sensores utilizados tanto en la propia instalación en cascada como en los equipos auxiliares que han sido necesarios en el momento de la realización de los ensayos experimentales. Por lo tanto, se deben considerar en el sistema de medida todos los sensores de temperatura, las sondas de presión, los caudalímetros y los vatímetros, así como los elementos de medida de los fluidos secundarios provenientes del sistema de apoyo térmico (SAT), de forma que se pueda realizar la validación de los datos obtenidos.

Como la ubicación de los mismos ya ha sido descrita, se procede a representar la totalidad de los elementos de medida en la Figura 3. 17.

Figura 3. 17. Esquema sinóptico de los elementos de medida en la instalación experimental

En cuanto a la calibración de los elementos de medida, cabe mencionar que los termopares, los caudalímetros de tipo coriolis, los caudalímetros magnéticos y los vatímetros digitales han sido calibrados por los correspondientes fabricantes o laboratorios externos. En cambio, las sondas de presión se han calibrado en el propio laboratorio haciendo uso de una bomba hidráulica de aceite (ver Figura 3. 18) y comparando la medida obtenida por la correspondiente sonda con un patrón digital para diferentes rangos de presión. Para el R134a los rangos de funcionamiento son de 0 a 10bar en evaporación y de 0 a 25bar en condensación. Para el CO₂ los rangos son de 0 a 60bar en evaporación y de 0 a 100bar en condensación.

Figura 3. 18. Sistema de calibración de las sondas de presión

En la Tabla 3. 5 y la Tabla 3. 6 se muestran los rangos de medida, la precisión y la calibración de las sondas de presión, así como del resto de elementos de medida utilizados en la instalación.

<i>Sensores</i>	<i>Elemento de medida</i>	<i>Rango de calibración</i>	<i>Recta de calibración</i>	<i>Precisión</i>
$P_{des,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,100]$ bar	$P_{des,L} (bar)=6253.17 \cdot I(A)-24.27$	± 0.3 bar
$P_{C,in,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,100]$ bar	$P_{C,in,L} (bar)=6246.19 \cdot I(A)-24.20$	± 0.3 bar
$P_{C,out,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,100]$ bar	$P_{C,out,L} (bar)=6238.86 \cdot I(A)-24.13$	± 0.3 bar
$P_{dep,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,100]$ bar	$P_{dep,L} (bar)=6250.49 \cdot I(A)-24.26$	± 0.3 bar
$P_{IHXL,in,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,100]$ bar	$P_{IHXL,in,L} (bar)=6242.11 \cdot I(A)-24.18$	± 0.3 bar
$P_{o,in,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,60]$ bar	$P_{o,in,L} (bar)=3751.95 \cdot I(A)-14.23$	± 0.18 bar
$P_{o,out,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,60]$ bar	$P_{o,out,L} (bar)=3752.87 \cdot I(A)-14.17$	± 0.18 bar
$P_{asp,L}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,60]$ bar	$P_{asp,L} (bar)=3750.76 \cdot I(A)-14.24$	± 0.18 bar
$P_{des,H}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,25]$ bar	$P_{des,H} (bar)=1562.75 \cdot I(A)-5.40$	± 0.075 bar
$P_{k,H}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,25]$ bar	$P_{k,H} (bar)=1562.10 \cdot I(A)-5.38$	± 0.075 bar
$P_{CLo,in,H}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,10]$ bar	$P_{CLo,in,H} (bar)=622.00 \cdot I(A)-1.56$	± 0.03 bar
$P_{asp,H}$	<i>Sonda de presión</i>	$[0,10]$ bar	$P_{asp,H} (bar)=624.37 \cdot I(A)-1.59$	± 0.03 bar

Tabla 3. 5. Rangos, rectas de calibración y precisión de las sondas de presión utilizadas

Sensores	Elemento de medida	Rango de calibración	Recta de calibración	Precisión
25	Termopar tipo T	$[-62, 125]^{\circ}\text{C}$	Labview	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
$M_{ref,L}$	Caudalímetro Coriolis 4-20mA	$[0, 15] \text{ kg}\cdot\text{min}^{-1}$	$M_{ref,L} (\text{kg/s}) = 0.009375 \cdot I(\text{mA}) - 0.0375$	$\pm 0.15\%$ respecto a lectura
$M_{ref,H}$	Caudalímetro Coriolis 4-20mA	$[0, 9] \text{ kg}\cdot\text{min}^{-1}$	$M_{ref,H} (\text{kg/s}) = 0.05625 \cdot I(\text{mA}) - 0.225$	$\pm 0.15\%$ respecto a lectura
V_w	Caudalímetro volumétrico 4-20mA	$[0, 4] \text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$	$V_w (\text{m}^3/\text{s}) = 0.25 \cdot I(\text{mA}) - 1$	$\pm 0.33\%$ respecto a lectura
V_{sec}	Caudalímetro volumétrico 4-20mA	$[0, 4] \text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$	$V_{sec} (\text{m}^3/\text{s}) = 0.25 \cdot I(\text{mA}) - 1$	$\pm 0.33\%$ respecto a lectura
$P_{c,L}$	Vatímetro digital 4-20mA	$[0, 6] \text{ kW}$	$P_{c,L} (\text{kW}) = 0.375 \cdot I(\text{mA}) - 1.5$	$\pm 0.5\%$ respecto a lectura
$P_{c,H}$	Vatímetro digital 4-20mA	$[0, 6] \text{ kW}$	$P_{c,H} (\text{kW}) = 0.375 \cdot I(\text{mA}) - 1.5$	$\pm 0.5\%$ respecto a lectura
N_L	Señal variador frecuencia 4-20mA	$[0, 1800] \text{ rpm}$	$N_L(\text{rpm}) = 112.5 \cdot I(\text{mA}) - 450$	$\pm 1.3\%$ respecto a lectura
N_H	Señal variador frecuencia 4-20mA	$[0, 1800] \text{ rpm}$	$N_H(\text{rpm}) = 112.5 \cdot I(\text{mA}) - 450$	$\pm 1.3\%$ respecto a lectura

Tabla 3. 6. Rangos, rectas de calibración y precisión del resto de elementos de medida

5.2 Cálculo de propiedades termodinámicas

Una vez se han obtenido los datos mediante los sensores de medida descritos en el apartado anterior, se procede al cálculo de las propiedades y estados termodinámicos de todos los puntos considerados en la instalación experimental. Es decir, las entradas y salidas de cada uno de los elementos de la instalación a partir de los valores de presión y temperatura registrados por los elementos de medida, haciendo uso de las librerías de RefProp 9.1 (Lemmon et al., 2013).

5.2.1 Ciclo de baja temperatura

Los estados termodinámicos de cada uno de los puntos del ciclo se obtienen directa o indirectamente, dependiendo de los elementos de medida instalados. En el ciclo de baja temperatura los puntos se han obtenido de la siguiente forma:

Punto de aspiración al compresor: directamente con $P_{asp,L}$ y $T_{asp,L}$

Punto de descarga del compresor: directamente con $P_{des,L}$ y $T_{des,L}$

Punto de entrada al gas-cooler: considerando que la $P_{gc,in,L}=P_{des,L}$ y la $T_{gc,in,L}$

Punto de salida del gas-cooler: considerando que la $P_{gc,out,L}=P_{C,in,L}$ y la $T_{gc,out,L}$

Punto de entrada a los intercambiadores Cascada 1 y 2: se considera que $P_{C,in,L}=P_{C1,in,L}=P_{C2,in,L}$ y con $T_{C1,in,L}$ y $T_{C2,in,L}$

Punto de salida de los intercambiadores Cascada 1 y 2: se considera que $P_{C,out,L}=P_{C1,out,L}=P_{C2,out,L}$ y con $T_{C1,out,L}$ y $T_{C2,out,L}$

Punto de salida del depósito de acumulación: la temperatura se obtiene considerando que el fluido se encuentra en un estado de líquido saturado y con $P_{dep,L}$

Punto de entrada al IHX: directamente con $P_{IHX,l,in,L}$ y $T_{IHX,l,in,L}$

Punto de salida del IHX: se considera que $P_{IHX,l,out,L}=P_{IHX,l,in,L}$ y con $T_{IHX,l,out,L}$

Punto de entrada a la válvula de expansión: se considera que $P_{exp,in,L}=P_{IHX,l,in,L}$ y con $T_{exp,in,L}$

Punto de entrada al evaporador: se considera que la expansión es isentálpica y con $P_{o,in,L}$

Punto de vapor saturado en el evaporador: se considera la $P_{o,inL}$ con título de vapor igual a la unidad.

Punto de salida del evaporador: con la $P_{o,out,L}$ y la $T_{o,out,L}$.

Punto de entrada al IHX en estado vapor: se considera la $P_{o,out,L}$ y la $T_{IHx,v,in,L}$

Punto de salida del IHX en estado vapor: se considera la $P_{asp,L}$ y la $T_{IHx,v,out,L}$

5.2.2 Ciclo de alta temperatura

Siguiendo el mismo procedimiento, en el ciclo de alta temperatura los puntos se han obtenido de la siguiente forma:

Punto de aspiración al compresor: directamente con $P_{asp,H}$ y $T_{asp,H}$

Punto de descarga del compresor: directamente con $P_{des,H}$ y $T_{des,H}$

Punto de entrada al condensador: se considera que $P_{k,in,H} = P_{des,H}$ y con $T_{k,in,H}$

Punto de salida del condensador: se considera que $P_{k,out,H} = P_{k,H}$ y con $T_{k,out,H}$

Punto de salida del depósito de acumulación: la temperatura se obtiene considerando que el fluido se encuentra en un estado de líquido saturado y con $P_{k,H}$

Punto de entrada a las válvulas de expansión: se considera que $P_{C1,exp,in,H} = P_{C2,exp,in,H} = P_{k,H}$ y con $T_{C1,exp,in,H}$ y $T_{C2,exp,in,H}$

Punto de entrada al evaporador: se obtiene directamente con las sondas de presión y los termopares a la entrada de la Cascada 1 y 2.

Punto de vapor saturado en Cascada 1 y 2: se consideran las presiones de entrada ($P_{C1,o,in,H}$ y $P_{C2,o,in,H}$) con título de vapor igual a la unidad.

Punto de salida del evaporador: con las medidas de presión ($P_{C1,o,out,L}$ y $P_{C1,o,out,L}$) y de temperatura ($T_{C1,o,out,L}$ y $T_{C1,o,out,L}$).

5.2.3 Sistema de apoyo térmico (SAT)

Para poder validar los datos registrados, es necesario calcular la potencia intercambiada por la instalación experimental con los fluidos secundarios. En este caso se dispone de la medida del caudal y de las temperaturas de los fluidos secundarios a la entrada y salida del evaporador del ciclo de baja y el condensador del ciclo de alta, pero para el cálculo de la potencia térmica hace falta, además, el calor específico a presión constante (c_p) del fluido secundario.

En el caso del agua, se han utilizado las librerías de RefProp 9.1 (Lemmon et al., 2013) para obtener dicho valor, considerando el promedio entre las temperaturas de entrada y salida del agua en el condensador. En cambio, el Tyfoxit no se encuentra en dichas librerías, por lo que se ha obtenido a partir de los datos suministrados por el propio fabricante (TYFO, 2013) mediante las Ec. 3. 1 y Ec. 3. 2, obtenidas a partir de un análisis de regresión lineal múltiple.

Densidad del Tyfoxit en función de la concentración y la temperatura de evaporación:

$$\rho_{Tyfoxit} = 1010 \cdot 0.3989 \cdot T_o + 247.6 \cdot Conc \quad Ec. 3. 1$$

Calor específico a presión constante en función de la densidad y la temperatura de evaporación:

$$c_{p,Tyfoxit} = 8.283 + 0.000858 \cdot T_o - 0.00433 \cdot \rho_{Tyfoxit} \quad Ec. 3. 2$$

5.3 Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos lo constituyen un conjunto de módulos específicos para determinados sensores de medida que se encargan de acondicionar la señal proveniente de los mismos. Estos módulos se conectan al sistema de National Instruments CompactRio (ver Figura 3. 19), el cual se encarga del envío de las señales, ya sean de tensión o de intensidad, al ordenador, donde se transforman, mediante el programa Measurement & Automation, en magnitudes físicas mediante el uso de las curvas de calibración de los diferentes elementos de medida (Tabla 3. 5 y Tabla 3. 6). Una vez transformadas se envían a la aplicación desarrollada con el programa Labview (ver Figura 3. 20), donde se permite la visualización de todos los datos obtenidos por los elementos de medida, así como el cálculo del resto de parámetros energéticos de la instalación mediante las rutinas de cálculo introducidas o mediante las librerías dinámicas de RefProp 9.1 (Lemmon et al., 2013) en base a la experiencia adquirida por el GIT (Cabello et al., 2011). De esta manera, el sistema de adquisición de datos permite la visualización en tiempo real del estado termodinámico de la instalación, representando la evolución del COP global y de cada ciclo, las potencias térmicas intercambiadas en evaporador, condensador e intercambiador cascada, los recalentamientos útiles y sub-enfriamientos en ambos ciclos, así como el registro de los datos adquiridos por los elementos de medida.

Figura 3. 19. Sistema de adquisición de datos. Con los módulos específicos para termopares (rojo) y los de señales de tensión (0-10V) para el régimen de giro (amarillo) y las sondas de presión o los caudalímetros (verde).

Además, el sistema de adquisición de datos, mediante la aplicación desarrollada permite, a partir de un módulo de salidas de control, la variación del régimen de giro de ambos compresores (en la Figura 3. 20, esquina superior derecha).

Figura 3. 20. Esquema general de la aplicación desarrollada en base a Labview

Figura 3. 21. Representación de los ciclos frigoríficos en tiempo real

CAPÍTULO 4 – EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA INSTALACIÓN EN CASCADA

1 Introducción

En el presente capítulo se procede con el análisis experimental de la instalación de producción de frío descrita en el capítulo 3, el cual se centra en la evaluación, desde un punto de vista energético, del efecto de la variación de diferentes parámetros de entrada en las variables de interés de la instalación, como son la producción frigorífica y el COP del sistema, así como la determinación, siempre y cuando sea posible, del punto de máximo rendimiento en el rango de funcionamiento ensayado (cada nivel de temperatura de evaporación en baja y condensación en alta estudiado).

En el capítulo se parte, inicialmente, de una descripción detallada de la metodología empleada para llevar a cabo la evaluación experimental. A su vez, se describe el procedimiento de cálculo realizado para la obtención de los parámetros de interés así como el error asociado al cálculo de dichos parámetros asociado a la precisión de las medidas tanto directas como indirectas. Seguidamente se estudia, mediante un procedimiento de validación, la exactitud con la que se han obtenido los datos experimentales, tras lo cual se procede con el análisis del funcionamiento de la instalación experimental.

Este análisis consiste en evaluar, por un lado, el comportamiento de los compresores y, por otro lado, el funcionamiento del ciclo completo, estudiando el sistema de arranque de la instalación, el efecto que produce la variación de la temperatura de evaporación en baja, la temperatura de condensación en alta y el efecto que provoca la utilización de un IHX en el ciclo de baja o el uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura, en el rendimiento del sistema.

Finalmente se presentan, mediante modelos de regresión lineal múltiple, las ecuaciones de las variables más representativas del ciclo, como son las temperaturas en el nivel intermedio, el COP global de la instalación y la producción frigorífica de ésta.

2 Metodología experimental, cálculo de parámetros y rango de funcionamiento

2.1 Metodología experimental

La metodología experimental utilizada para evaluar la instalación experimental consiste en la realización de ensayos abarcando el mayor rango posible de funcionamiento de la instalación experimental destinada a la refrigeración comercial a baja temperatura.

Como se ha podido observar en el capítulo 2, el sistema de doble compresión indirecta (cascada) se ve afectado, principalmente, por cuatro variables: la temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$), la temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$), la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$) y el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}). De estas cuatro variables, la $T_{k,H}$ y la $T_{o,L}$ se consiguen estabilizar haciendo uso del SAT (sistema de apoyo térmico), mientras que la $T_{k,L}$ y el ΔT_{casc} se modifican variando el régimen de giro de los compresores. Por tanto, es necesario evaluar, en primer lugar, la respuesta de cada uno de los compresores frente a variaciones en el régimen de giro de los mismos, puesto que el rendimiento global de éstos repercute directamente en el COP global de la instalación, de forma que los ensayos llevados a cabo representen valores próximos al máximo rendimiento energético que pueda ofrecer la instalación experimental en determinadas condiciones de temperatura de evaporación en baja y condensación en alta.

Para la realización de estos primeros ensayos, cuya finalidad es conocer la influencia del régimen de giro de ambos compresores en la $T_{k,L}$ y el ΔT_{casc} , se fija la tasa de compresión de un ciclo variando el régimen de giro de ambos compresores, para una $T_{o,L}$ de -35°C , una $T_{k,H}$ de 40°C y una consigna en el recalentamiento útil en ambos ciclos de 10°C . Se realizan seis estacionarios variando los regímenes de giro de los compresores de forma independiente, haciendo que la temperatura de condensación en el ciclo de baja se mantenga en el mismo valor de -10°C . Para el compresor del ciclo de alta se realizan otros cinco estacionarios procediendo de la misma forma pero, en este caso, manteniendo la temperatura de evaporación en el ciclo de alta temperatura en -19°C . De esta forma se puede evaluar el efecto que tiene, en el rendimiento global de cada compresor, la variación del régimen de giro de los mismos.

A raíz de los resultados obtenidos (punto 4.2 Caracterización de los compresores) se determina que, en los ensayos experimentales destinados a evaluar el funcionamiento de la instalación experimental, únicamente se va a variar el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura entre 800 y 1200rpm, mediante cambios escalonados (aproximadamente 100rpm por estacionario), fijando la velocidad de giro del compresor del ciclo de baja temperatura a la velocidad nominal del mismo (1450rpm). De esta forma, se consigue variar la temperatura de condensación en el ciclo de baja ($T_{k,L}$) y el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}), sin repercutir en el análisis experimental de la instalación y obteniendo los mayores rendimientos energéticos posibles en la instalación.

Para el análisis de la instalación experimental, se consideran (Figura 4. 1) tres niveles de temperatura de condensación en el ciclo de alta (30, 40 y 50°C) y cinco para la temperatura de evaporación en el ciclo de baja (de -25 a -45°C), mientras que el rango de variación de la temperatura de condensación en baja se encuentra entre 0.5 y -15.5°C, y el del salto térmico en el intercambiador cascada es de 3.08 a 7.02°C. El gas-cooler se utiliza en la totalidad de los ensayos experimentales y la consigna de los recalentamientos útiles se fija en ambos ciclos a 10°C.

Figura 4. 1. Diagrama T-s marcando el rango de ensayos experimentales

En resumen, los ensayos experimentales de la instalación se centran en la variación de tres parámetros de entrada: la $T_{k,H}$, la $T_{o,L}$ y la N_H (ver Figura 4. 2). Los dos primeros se modifican mediante cambios en las consignas de temperatura de los PIDs que controlan las temperaturas de los depósitos de los fluidos secundarios y de los variadores de frecuencia de las correspondientes bombas de fluido secundario del SAT, de forma que se modifica la carga térmica que debe compensar la instalación en cascada, así como la potencia térmica disipada por la misma. Mientras que la tercera de las variables de entrada, N_H , es la responsable de hacer que varíe tanto el ΔT_{casc} como la $T_{k,L}$ y, en consecuencia, las tasas de compresión de ambos ciclos, de forma que se variará el COP de los ciclos, así como el COP global, obteniendo una curva de evolución desde la que se podrá obtener un máximo en el funcionamiento de la instalación.

Figura 4. 2. Variables de entrada y salida de la instalación experimental

Adicionalmente se estudia el efecto del uso del gas-cooler en la instalación, para una única temperatura de condensación en alta (40°C) y una temperatura de evaporación en baja (-35°C), variando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura de forma escalonada mediante cinco estacionarios, con el fin de corroborar que este elemento es necesario utilizarlo en la instalación para obtener una mejora en el COP global.

Finalmente se evalúa, para todo el rango considerado, el efecto producido por el uso de un intercambiador de calor interno (IHX) en el circuito de baja temperatura.

En cuanto a los experimentos, se ha definido cada ensayo experimental como la obtención de cinco estacionarios, donde se hace variar la velocidad de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), fijando el resto de factores, de forma que hacen falta un total de 150 estacionarios para evaluar el sistema en todo el rango de funcionamiento contemplado. A su vez, cada estacionario abarca un mínimo de 20 minutos de duración y el período de muestreo es de 5 segundos. A la hora de representar los datos, se ha considerado cada punto como el promedio de 20 muestreos

consecutivos, de forma que se limita la desviación típica provocada por los errores de medida.

Para proceder con el registro de los datos de un estacionario, antes se debe asegurar que, además de que se encuentra en las condiciones que se desean ensayar de temperatura de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) y evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$), éstas presentan una variación menor a $\pm 0.2^\circ\text{C}$ durante el transcurso de todo el estacionario donde, a su vez, las variables de presión y temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja ($P_{des,L}$ y $T_{des,L}$), la temperatura de condensación en baja en el intercambiador cascada ($T_{k,L}$) y los flujos másicos ($\dot{m}_L$ y $\dot{m}_H$) deben variar lo menos posible, de forma que los datos que se adquieran se puedan considerar próximos a un estado estacionario.

Para concluir con la metodología experimental, cabe destacar que los ensayos experimentales se han visto limitados debido a las protecciones instaladas en la planta frigorífica. Por ejemplo, la temperatura de evaporación en baja de -45°C no se ha podido realizar en la mayoría de los casos, ya que se superaba el límite de congelación del fluido secundario utilizado para simular la carga térmica en evaporación (tyfoxit/agua con un 84% de concentración en volumen), mientras que el rango de funcionamiento del compresor de alta se ha visto limitado debido a la protección por sobre-presión en la descarga del compresor de baja.

2.2 Cálculo de los parámetros

Como se ha descrito anteriormente, en la instalación experimental existen tres variables de entrada ($T_{k,H}$, $T_{o,L}$, N_H), las cuales se obtienen con las ecuaciones Ec. 4. 1 a Ec. 4. 3.

$$N_H = \frac{frec(Hz)}{50} \cdot 1450 \quad \text{Ec. 4. 1}$$

$$T_{k,H} = f_T(P_{des,H} | x_v = 1) \quad \text{Ec. 4. 2}$$

$$T_{o,L} = f_T(P_{o,in,L} | x_v = 0) \quad \text{Ec. 4. 3}$$

En cuanto a las variables de salida, la temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$) se obtiene con la Ec. 4. 4 y la temperatura de evaporación en el ciclo de alta temperatura ($T_{o,H}$) se obtiene con la Ec. 4. 5.

$$T_{k,L} = f_T(P_{C1,in,L} | x_v = 1) \quad \text{Ec. 4. 4}$$

$$T_{o,H} = f_T(P_{C1,o,in,L} | x_v = 0) \quad \text{Ec. 4. 5}$$

El salto de temperatura en el intercambiador cascada corresponde a la diferencia entre estas dos variables, Ec. 4. 6.

$$\Delta T_{casc} = T_{k,L} - T_{o,H} \quad \text{Ec. 4. 6}$$

El procedimiento de cálculo de las potencias térmicas intercambiadas entre los fluidos refrigerantes o entre éstos y el ambiente exterior en la instalación experimental se centra en obtener dichas potencias dependiendo del ciclo que se esté analizando, ya que el intercambiador cascada consiste en dos intercambiadores puestos en paralelo, como se ha descrito en el capítulo 3 por lo que, tanto la potencia frigorífica como la potencia en condensación en el ciclo de baja se calculan de forma distinta que las correspondientes en el ciclo de alta temperatura.

En el ciclo de baja temperatura, se calculan tres potencias. La primera de ellas es la potencia frigorífica, que se corresponde con la producción frigorífica de la instalación experimental. La segunda es la potencia disipada en condensación del ciclo de baja en el intercambiador cascada. Finalmente, la tercera corresponde a la potencia térmica disipada por el gas-cooler al ambiente exterior.

La potencia frigorífica de la instalación experimental y del ciclo de baja temperatura se obtiene mediante la Ec. 4. 7, donde la entalpía de entrada al evaporador se obtiene considerando expansión isentálpica.

$$\dot{Q}_{o,L} = \dot{m}_L \cdot (h_{o,out,L} - h_{o,in,L}) \quad \text{Ec. 4. 7}$$

La potencia disipada en condensación en el ciclo de baja temperatura (Ec. 4. 15) se obtiene a partir del promedio de las potencias específicas calculadas para cada intercambiador de calor en el intercambiador cascada, las cuales se calculan haciendo la diferencia entre las entalpías de entrada y de salida en cada intercambiador de calor (intercambiador cascada 1 y 2).

$$h_{k,C1,in,L} = f_h(P_{C1,in,L} | T_{k,C1,in,L}) \quad \text{Ec. 4. 8}$$

$$h_{k,C2,in,L} = f_h(P_{C1,in,L} | T_{k,C2,in,L}) \quad \text{Ec. 4. 9}$$

$$h_{k,C1,out,L} = f_h(P_{C1,out,L} | T_{k,C1,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 10}$$

$$h_{k,C2,out,L} = f_h(P_{C1,out,L} | T_{k,C2,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 11}$$

$$q_{k,C1,L} = (h_{k,C1,in,L} - h_{k,C1,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 12}$$

$$q_{k,C2,L} = (h_{k,C2,in,L} - h_{k,C2,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 13}$$

$$\bar{q}_{k,L} = \frac{(q_{k,C1,L} + q_{k,C2,L})}{2} \quad \text{Ec. 4. 14}$$

$$\dot{Q}_{k,L} = \dot{m}_L \cdot \bar{q}_{k,L} \quad \text{Ec. 4. 15}$$

La potencia térmica disipada por el gas-cooler se obtiene de forma directa, conocidas las presiones y temperaturas de entrada y salida del mismo.

$$h_{gc,in,L} = f_h(P_{des,L} | T_{gc,in,L}) \quad \text{Ec. 4. 16}$$

$$h_{gc,out,L} = f_h(P_{C1,in,L} | T_{gc,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 17}$$

$$\dot{Q}_{gc,L} = \dot{m}_L \cdot (h_{gc,in,L} - h_{gc,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 18}$$

En el ciclo de alta temperatura, únicamente se deben calcular dos potencias, las correspondientes a la producción frigorífica y a la potencia térmica disipada en condensación. La producción frigorífica en el ciclo de alta temperatura (Ec. 4. 26) se calcula siguiendo el procedimiento descrito en el ciclo de baja temperatura para el cálculo de la potencia térmica en condensación, puesto que la bifurcación descrita se encuentra en este caso, en la evaporación del ciclo de alta temperatura.

$$h_{o,C1,in,H} = f_h(P_{C1,in,H} | T_{o,C1,in,H}) \quad \text{Ec. 4. 19}$$

$$h_{o,C2,in,H} = f_h(P_{C1,in,H} | T_{o,C2,in,H}) \quad \text{Ec. 4. 20}$$

$$h_{o,C1,out,H} = f_h(P_{C1,out,H} | T_{o,C1,out,H}) \quad \text{Ec. 4. 21}$$

$$h_{o,C2,out,H} = f_h(P_{C1,out,H} | T_{o,C2,out,H}) \quad \text{Ec. 4. 22}$$

$$q_{o,C1,H} = (h_{o,C1,out,H} - h_{o,C1,in,H}) \quad \text{Ec. 4. 23}$$

$$q_{o,C2,H} = (h_{o,C2,out,H} - h_{o,C2,in,H}) \quad \text{Ec. 4. 24}$$

$$\bar{q}_{o,H} = \frac{(q_{o,C1,H} + q_{o,C2,H})}{2} \quad \text{Ec. 4. 25}$$

$$\dot{Q}_{o,H} = \dot{m}_H \cdot \bar{q}_{o,H} \quad \text{Ec. 4. 26}$$

Mientras que la potencia térmica disipada en condensación (Ec. 4. 29) se obtiene considerando que la presión a la entrada y a la salida se mantiene constante e igual a la presión de descarga del compresor del ciclo de alta temperatura.

$$h_{k,in,H} = f_h(P_{des,H} | T_{k,in,H}) \quad \text{Ec. 4. 27}$$

$$h_{k,out,H} = f_h(P_{des,H} | T_{k,out,H}) \quad \text{Ec. 4. 28}$$

$$\dot{Q}_{k,H} = \dot{m}_H \cdot (h_{k,in,H} - h_{k,out,H}) \quad \text{Ec. 4. 29}$$

Una vez conocidas todas las potencias que intervienen en ambos ciclos, se procede con la obtención del rendimiento tanto de los ciclos por separado como del sistema en su totalidad, sabiendo que las potencias eléctricas consumidas por los compresores del ciclo de baja y alta temperatura se obtienen mediante los vatímetros y se definen como $Pot_{comp,L}$ y $Pot_{comp,H}$, respectivamente, mientras que la potencia eléctrica consumida por el ventilador del gas-cooler es de 75W y se ha definido como $Pot_{gc,L}$.

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L} + Pot_{gc,L}} \quad \text{Ec. 4. 30}$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{o,H}}{Pot_{comp,H}} \quad \text{Ec. 4. 31}$$

$$COP_{Global} = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_{comp,L} + Pot_{comp,H} + Pot_{gc,L}} \quad \text{Ec. 4. 32}$$

2.2.1 Incertidumbre de medida

Los parámetros de interés de la instalación experimental (principalmente potencias y COP) se obtienen de forma indirecta, empleando una ecuación matemática en la que sus variables pueden ser medidas directas e indirectas, por lo que se debe tener en cuenta que va a producirse una propagación del error en el cálculo de dichos parámetros.

La metodología a seguir consiste, básicamente, en la descrita por Patiño et al. (2014), donde se utiliza el método de las derivadas parciales (Ec. 4. 34), como describe también Aprea et al. (1997) para instalaciones de producción de frío utilizando ciclos de compresión de vapor, donde la precisión de los cálculos se consigue mediante los valores medios obtenidos con el método de Moffat (1985).

Aprea et al. (1997) mencionan que si una variable genérica Y se mide de forma indirecta mediante el uso de las mediciones de las variables independientes x_i (Ec. 4. 33), la contribución accidental en la precisión asociada a Y (propagación del error) se obtiene como una función asociada a la precisión de cada una de las variables x_i (Ec. 4. 34).

$$Y = Y(x_1, x_2, x_3, \dots x_n) \quad \text{Ec. 4. 33}$$

$$A_Y = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} A_{x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 4. 34}$$

En este apartado se va a calcular la incertidumbre en el cálculo de la producción frigorífica y el COP de la instalación experimental. Para alcanzar este objetivo, se va a utilizar el método descrito anteriormente, siempre y cuando el estado termodinámico del punto analizado se encuentre fuera de la campana de saturación. En ese caso particular, la precisión de la medida de la entalpía de salida del evaporador ($h_{o,out,L}$) se obtiene considerando los valores medidos de temperatura y presión en dicho punto y la precisión de los elementos de medida utilizados (termopar tipo T, precisión de $A_T \pm 0.5^\circ\text{C}$; sonda de presión en el circuito de baja temperatura, precisión $A_P \pm 0.3\text{bar}$). El procedimiento consiste en calcular la entalpía para los valores de temperatura y presión medidos, además de considerar la entalpía que se obtendría si se considera la precisión del elemento de medida. De esta forma se obtienen cuatro medidas de entalpía en las que se considera la desviación máxima respecto a la medición tomada. Para el cálculo de la precisión con la que se ha obtenido la medida de la entalpía, ésta se obtiene mediante la Ec. 4. 42, en la que se tiene en cuenta la precisión obtenida con la sonda de presión y con el termopar.

$$h_{o,out,L} = f_h(T_{o,out,L} | P_{o,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 35}$$

$$h_{o,out,L,P+} = f_h(T_{o,out,L} | P_{o,out,L} + A_P) \quad \text{Ec. 4. 36}$$

$$h_{o,out,L,P-} = f_h(T_{o,out,L} | P_{o,out,L} - A_P) \quad \text{Ec. 4. 37}$$

$$h_{o,out,L,T+} = f_h(T_{o,out,L} + A_T | P_{o,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 38}$$

$$h_{o,out,L,T-} = f_h(T_{o,out,L} - A_T | P_{o,out,L}) \quad \text{Ec. 4. 39}$$

$$I_P = \frac{(|h_{o,out,L,P+} - h_{o,out,L}| + |h_{o,out,L,P-} - h_{o,out,L}|)}{2} \quad \text{Ec. 4. 40}$$

$$I_T = \frac{(|h_{o,out,L,T+} - h_{o,out,L}| + |h_{o,out,L,T-} - h_{o,out,L}|)}{2} \quad \text{Ec. 4. 41}$$

Finalmente, la precisión en el cálculo de la entalpía de salida del evaporador del ciclo de baja temperatura se obtiene con la Ec. 4. 42.

$$A_{h_{o,out,L}} = (I_p^2 + I_T^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 4. 42}$$

Para calcular el valor de entalpía dentro de la campana de saturación, que corresponde al punto de entrada en el evaporador, se tiene en cuenta el punto de entrada a la válvula de expansión del ciclo de baja temperatura (exp,in,L), ya que se considera expansión isentálpica, por lo que, la precisión de la entalpía en la entrada al evaporador (o,in,L) viene determinada por la obtenida en la entrada a la válvula de expansión. De esta forma, y siguiendo el mismo procedimiento, se obtiene la precisión de la medida de la entalpía en la entrada del evaporador del ciclo de baja temperatura, sabiendo que la precisión del termopar es de $A_T \pm 0.5^\circ\text{C}$ y la precisión de la sonda de presión es de $A_p \pm 0.3\text{bar}$.

$$h_{exp,in,L} = f_h(T_{exp,in,L} | P_{ihxl,L}) \quad \text{Ec. 4. 43}$$

$$h_{exp,in,L,P+} = f_h(T_{exp,in,L} | P_{ihxl,L} + A_p) \quad \text{Ec. 4. 44}$$

$$h_{exp,in,L,P-} = f_h(T_{o,out,L} | P_{ihxl,L} - A_p) \quad \text{Ec. 4. 45}$$

$$h_{exp,in,L,T+} = f_h(T_{o,out,L} + A_T | P_{ihxl,L}) \quad \text{Ec. 4. 46}$$

$$h_{exp,in,L,T-} = f_h(T_{o,out,L} - A_T | P_{ihxl,L}) \quad \text{Ec. 4. 47}$$

$$I_p = \frac{(|h_{exp,in,L,P+} - h_{exp,in,L}| + |h_{exp,in,L,P-} - h_{exp,in,L}|)}{2} \quad \text{Ec. 4. 48}$$

$$I_T = \frac{(|h_{exp,in,L,T+} - h_{exp,in,L}| + |h_{exp,in,L,T-} - h_{exp,in,L}|)}{2} \quad \text{Ec. 4. 49}$$

$$A_{h_{exp,in,L}} = (I_p^2 + I_T^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 4. 50}$$

Donde $h_{o,in,L} = h_{exp,in,L}$ y la precisión de la medida de la entalpía a la entrada del evaporador es $A_{h_{o,in,L}} = A_{h_{exp,in,L}}$

Una vez conocida la precisión con la que se han obtenido las medidas de las entalpías de entrada y salida al evaporador, se puede obtener la precisión con la que se ha calculado la producción frigorífica de la instalación experimental, sabiendo que la precisión del caudalímetro utilizado en el ciclo de baja temperatura es del $\pm 0.15\%$ del valor leído.

$$A_{\dot{Q}_{o,L}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{o,L}}{\partial \dot{m}_L} \cdot A_{\dot{m}_L} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{o,L}}{\partial h_{o,out,L}} \cdot A_{h_{o,out,L}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{o,L}}{\partial h_{o,in,L}} \cdot A_{h_{o,in,L}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad Ec. 4. 51$$

Donde la ecuación de la producción frigorífica se corresponde con la Ec. 4. 7

En cuanto a la precisión obtenida en el cálculo del COP global de la instalación, ésta se obtiene haciendo uso de la precisión conseguida en el cálculo de la producción frigorífica y de la precisión de los vatímetros utilizados para obtener la medida de consumo de los compresores y el gas-cooler ($A_{watt} \pm 0.5\%$).

$$A_{COP} = \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{o,L}} \cdot A_{\dot{Q}_{o,L}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial Pot_{comp,L}} \cdot A_{watt} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial Pot_{comp,H}} \cdot A_{watt} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial Pot_{gc,L}} \cdot A_{watt} \right)^2 \right]^{1/2} \quad Ec. 4. 52$$

Considerando los ensayos experimentales para cada nivel de temperatura de evaporación en baja y condensación en alta, con y sin IHX, la producción frigorífica calculada se ha obtenido con una desviación máxima de ± 78 W en los ensayos sin IHX y ± 42.3 W con IHX, mientras que la desviación máxima que presenta la medida del COP ha sido de ± 0.0173 sin IHX y de ± 0.0166 con IHX. En promedio, los errores relativos obtenidos son de un 0.675% sin IHX y 0.495% con IHX para la producción frigorífica, y de un 1.103% sin IHX y 0.998% con IHX para el COP global de la instalación.

$$\varepsilon_{rel,Y}(\%) = \frac{A_Y}{Y} \cdot 100 \quad Ec. 4. 53$$

2.3 Rango de ensayo

En este apartado se presenta un resumen de los ensayos experimentales realizados, donde cada test representa cinco estacionarios, cada uno de ellos con un régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H) diferente y velocidad de giro nominal (1450rpm) en el compresor del ciclo de baja temperatura.

En la Tabla 4. 1 se presentan los ensayos realizados en la instalación experimental sin utilizar el IHX en el ciclo de baja, mientras que en la Tabla 4. 2 se encuentran los ensayos realizados con el IHX del ciclo de baja temperatura en funcionamiento.

	T_{oL} (°C)	RU_L (°C)	T_{kH} (°C)	RU_H (°C)	T_{amb} (°C)	N_H (rpm)
<i>Test 1</i>	-24.99 ± 0.05	8.99 ± 0.29	50.08 ± 0.08	8.85 ± 1.28	28.03 ± 0.44	$1208.72 \text{ a } 1510.8$
<i>Test 2</i>	-29.98 ± 0.05	9.01 ± 0.26	50.07 ± 0.07	8.74 ± 0.82	27.54 ± 1.57	$906.8 \text{ a } 1309.63$
<i>Test 3</i>	-35.00 ± 0.04	9.03 ± 0.23	50.01 ± 0.07	10.04 ± 0.50	26.60 ± 0.92	$704.7 \text{ a } 1208.72$
<i>Test 4</i>	-39.96 ± 0.02	9.04 ± 0.22	49.96 ± 0.07	9.46 ± 1.85	24.31 ± 1.27	$806.4 \text{ a } 1409.4$
<i>Test 5</i>	-25.02 ± 0.08	9.32 ± 0.45	40.06 ± 0.05	9.78 ± 0.98	20.85 ± 0.86	$1007.2 \text{ a } 1309.63$
<i>Test 6</i>	-30.01 ± 0.03	9.44 ± 0.44	40.06 ± 0.04	9.51 ± 0.65	21.80 ± 1.3	$806.4 \text{ a } 1208.72$
<i>Test 7</i>	-35.03 ± 0.06	9.28 ± 0.27	40.05 ± 0.09	9.43 ± 0.46	21.39 ± 1.40	$906.8 \text{ a } 1309.63$
<i>Test 8</i>	-40.03 ± 0.03	9.32 ± 0.07	40.07 ± 0.05	9.65 ± 0.44	20.68 ± 0.69	$806.4 \text{ a } 1208.72$
<i>Test 9</i>	-30.05 ± 0.12	9.31 ± 1.08	30.17 ± 0.14	10.49 ± 1.19	22.75 ± 0.71	$806.4 \text{ a } 1208.72$
<i>Test 10</i>	-34.94 ± 0.05	9.48 ± 0.40	29.97 ± 0.07	9.67 ± 1.09	20.98 ± 1.39	$806.4 \text{ a } 1208.72$
<i>Test 11</i>	-40.04 ± 0.05	9.39 ± 0.07	30.07 ± 0.06	9.43 ± 0.90	19.99 ± 1.13	$806.4 \text{ a } 1208.72$

Tabla 4. 1. Resumen de los ensayos experimentales realizados sin el IHX en el ciclo de baja temperatura

Como se puede observar en la Tabla 4. 1 y Tabla 4. 2, la totalidad de los ensayos experimentales presentan desviaciones inferiores a $\pm 0.12^{\circ}\text{C}$ en la temperatura de evaporación en el ciclo de baja y $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ en la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura. En cuanto a los recalentamientos útiles, a pesar de haber fijado la consigna en 10°C en la válvula de expansión del ciclo de baja y las dos válvulas de expansión del ciclo de alta temperatura, éstas presentan valores promedio generalmente inferiores a dicha consigna.

	T_{oL} ($^{\circ}\text{C}$)	RU_L ($^{\circ}\text{C}$)	T_{kH} ($^{\circ}\text{C}$)	RU_H ($^{\circ}\text{C}$)	T_{amb} ($^{\circ}\text{C}$)	N_H (rpm)
Test 1	-30.00 ± 0.06	9.29 ± 0.71	29.98 ± 0.12	10.40 ± 0.42	21.94 ± 1.37	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 2	-35.00 ± 0.11	9.63 ± 0.78	30.06 ± 0.15	11.37 ± 1.50	19.81 ± 0.89	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 3	-39.95 ± 0.05	9.33 ± 0.39	29.95 ± 0.09	9.85 ± 0.95	20.31 ± 1.52	$806.4 \text{ a } 1409.4$
Test 4	-24.99 ± 0.06	9.42 ± 0.40	40.06 ± 0.05	10.42 ± 0.44	22.24 ± 0.54	$906.82 \text{ a } 1309.63$
Test 5	-30.01 ± 0.07	9.56 ± 0.12	40.07 ± 0.02	10.15 ± 1.20	20.36 ± 2.31	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 6	-34.89 ± 0.09	9.27 ± 0.27	40.04 ± 0.03	10.10 ± 1.06	18.45 ± 1.46	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 7	-40.02 ± 0.05	9.16 ± 0.80	40.01 ± 0.05	10.21 ± 0.43	21.05 ± 1.19	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 8	-44.98 ± 0.04	9.19 ± 0.62	39.97 ± 0.05	9.75 ± 0.72	21.86 ± 0.57	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 9	-24.99 ± 0.03	9.11 ± 0.28	50.00 ± 0.11	9.77 ± 1.45	28.41 ± 1.24	$1108.09 \text{ a } 1510.32$
Test 10	-29.99 ± 0.05	9.19 ± 0.87	50.05 ± 0.14	10.89 ± 1.47	27.48 ± 0.87	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 11	-35.04 ± 0.04	9.56 ± 0.18	50.04 ± 0.05	9.84 ± 1.70	27.17 ± 1.41	$806.4 \text{ a } 1208.72$
Test 12	-40.02 ± 0.06	9.45 ± 0.06	50.00 ± 0.04	10.01 ± 0.22	24.51 ± 1.98	$1007.17 \text{ a } 1409.4$
Test 13	-44.98 ± 0.04	9.28 ± 0.75	49.98 ± 0.09	8.93 ± 1.02	26.91 ± 1.32	$957.21 \text{ a } 1610.95$

Tabla 4. 2. Resumen de los ensayos experimentales realizados con el IHX en el ciclo de baja temperatura

A su vez, se representa gráficamente (Figura 4. 3) el rango de ensayo del compresor del ciclo de baja temperatura, donde la presión de descarga del mismo se encuentra limitada por las protecciones de la instalación, de forma que no se limite la vida útil del mismo.

Figura 4. 3. Rango de funcionamiento ensayado para el compresor del ciclo de baja temperatura

Como se puede observar, ver Figura 4. 3, los ensayos experimentales realizados abarcan un amplio rango de funcionamiento del compresor del ciclo de baja temperatura, a pesar de haber fijado el régimen de giro del mismo. Este rango, a su vez, se ha visto limitado principalmente por dos causas. La primera de ellas corresponde a las protecciones instaladas en la instalación experimental, donde no se permite que la presión de descarga del compresor supere los 36.7 bares, lo que ha provocado que la temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura no pudiese superar la barrera de los 0.5°C y, en consecuencia, no se hayan podido obtener experimentalmente los óptimos de funcionamiento en algunas ocasiones. La segunda causa viene provocada por la temperatura de evaporación en el ciclo de baja temperatura. Ésta, cuando alcanzaba valores muy bajos, próximos a -45°C, provocaba que el fluido secundario utilizado en el SAT para simular la carga térmica que debe compensar el evaporador del ciclo de baja de la instalación se fuera congelando, de forma que se iba incrementando la resistencia que ofrecía este fluido al avance hasta que se alcanzaba un punto en el que saltaba la protección por sobre-intensidad en la bomba encargada de trasegar dicho

fluido secundario. Como se puede observar en la Tabla 4. 2, únicamente se ha podido ensayar este nivel de temperatura con el IHX en funcionamiento y temperaturas de condensación en el ciclo de alta temperatura elevadas (40°C y 50°C).

A continuación se muestra una fotografía del compresor del ciclo de baja temperatura tras un período en el que el sistema se quedó sin carga térmica que compensar (Figura 4. 4), por una parada de la bomba utilizada para trasegar el fluido secundario, haciendo que el CO₂ en el evaporador alcanzase la temperatura del punto triple (-56.6°C), provocando que saltaran el resto de protecciones de la instalación y haciendo que el compresor del ciclo de baja temperatura y el depósito para el retorno del aceite se llenaran de líquido.

Figura 4. 4. Compresor del ciclo de baja temperatura tras un bloqueo del sistema

En cuanto al compresor del ciclo de alta temperatura, éste no se ha visto limitado por ninguna de las protecciones instaladas en el ciclo de alta temperatura, de forma que los factores que han acotado el rango de funcionamiento del mismo se corresponden a la velocidad de giro del mismo, al salto de temperatura en el intercambiador cascada y a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura, limitando la temperatura de evaporación en alta a valores comprendidos entre -22.16 y -2.81°C.

Figura 4. 5. Rango de funcionamiento ensayado para el compresor del ciclo de alta temperatura

3 Validación de los datos experimentales

Además del cálculo de la incertidumbre y, a su vez, para asegurar que el análisis de los mismos ofrece resultados con una precisión elevada, es necesario comprobar que la potencia térmica intercambiada entre los ciclos y entre cada ciclo y el fluido secundario del SAT correspondiente no presentan una diferencia significativa.

De la instalación experimental se sabe que, tanto el ciclo de baja como el de alta temperatura, disponen de caudalímetros de tipo coriolis para medir el flujo másico que circula por ambos circuitos, mientras que el SAT emplea caudalímetros magnéticos, que miden el caudal volumétrico de los fluidos secundarios circulantes. A su vez, se emplean termopares y sondas de presión en la entrada y salida de los intercambiadores de placas empleados en la evaporación del ciclo de baja, la condensación del ciclo de alta y en el intercambiador cascada, de forma que se puede calcular la potencia específica en cada elemento. Además, los tres intercambiadores mencionados se encuentran aislados térmicamente, por lo que la transferencia de calor con el exterior es despreciable.

El procedimiento seguido para la validación de los datos experimentales consiste en comparar, para cada uno de los intercambiadores de calor mencionados anteriormente, la potencia térmica intercambiada en ambos fluidos. Así pues, en el caso del evaporador del ciclo de baja temperatura, se compara la potencia frigorífica en baja, Ec. 4. 7, con la potencia térmica cedida por el fluido secundario (mezcla de Tyfoxit/Agua con una concentración del 84% en volumen), Ec. 4. 54.

$$\dot{Q}_{sec} = \dot{V}_{sec} \cdot \rho_{sec} \cdot c_{p,sec} \cdot (T_{sec,in} - T_{sec,out}) \quad Ec. 4. 54$$

Figura 4. 6. Validación de la potencia frigorífica intercambiada en el evaporador del ciclo de baja temperatura

En la Figura 4. 6 se representan las potencias frigoríficas del ciclo de baja temperatura respecto a la potencia intercambiada por el fluido secundario en el evaporador. De los resultados obtenidos, se observa que la potencia intercambiada en el evaporador por el fluido del ciclo de baja temperatura (CO₂) y el fluido secundario proveniente del SAT (mezcla Tyfoxit/agua con una concentración del 84% en volumen) no presenta sesgo alguno, siendo la dispersión de los mismos bastante uniforme en todo el rango de potencias, a excepción de las potencias muy bajas, donde se presentan las desviaciones más grandes (temperatura de evaporación en baja de -45°C), debido a que las válvulas de expansión se encuentran en el límite operativo.

Los datos obtenidos tienen una desviación inferior al $\pm 10\%$ en el 97.5% de los casos, mientras que el 84.2% de los mismos presentan una desviación inferior al $\pm 5\%$, por lo que se puede considerar como precisa la obtención de la potencia frigorífica de la instalación experimental.

En el condensador del ciclo de alta temperatura, se compara la potencia térmica disipada por éste, Ec. 4. 29, con la potencia térmica absorbida por el fluido secundario (agua), Ec. 4. 55.

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{V}_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{agua,in} - T_{agua,out}) \quad Ec. 4. 55$$

Como hay una diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del fluido secundario, el calor específico se ha obtenido promediando los valores obtenidos en esos puntos, mientras que la densidad de éste se ha calculado con la temperatura de entrada del fluido secundario ($T_{agua,in}$) debido a que la medida de caudal se realiza a la entrada.

Figura 4. 7. Validación de la potencia intercambiada en el condensador del ciclo de alta temperatura

La potencia intercambiada en el condensador del ciclo de alta temperatura es la que menor desviación presenta, ver Figura 4. 7, ya que el fluido secundario es agua y su viscosidad no se veía drásticamente afectada por la temperatura de trabajo en la que ha funcionado. En este caso, el 99.4% de los datos presentan una desviación inferior al $\pm 10\%$, mientras que el 89.5% de los mismos tienen una desviación inferior al $\pm 5\%$.

Al igual que en el caso anterior, los datos no presentan sesgo alguno y la mayor desviación alcanzada es de un 11.9%, considerando que los datos son precisos en todo el rango ensayado.

Finalmente, en el intercambiador cascada se compara la potencia térmica cedida por el ciclo de baja, Ec. 4. 15, con la potencia absorbida por el ciclo de alta temperatura, Ec. 4. 26.

Figura 4. 8. Validación de la potencia intercambiada en el intercambiador cascada

En la Figura 4. 8, se representan las potencias intercambiadas por ambos ciclos en el intercambiador cascada. De los datos analizados, se aprecia una desviación inferior al $\pm 10\%$ en el 97.2% de los mismos y el 81.0% presentan una desviación inferior al $\pm 5\%$.

En resumen, los datos obtenidos presentan resultados con una buena precisión en el rango de temperaturas de evaporación en el ciclo de baja temperatura de -45 a -25°C . La desviación aumenta en los extremos del rango mencionado debido a que la máquina se encuentra trabajando fuera del rango de funcionamiento para el cual ha sido diseñada.

4 Análisis experimental de la instalación en cascada con R134a-CO₂

Como ya se ha descrito, en este apartado del capítulo se va a estudiar el sistema de arranque de la instalación. A continuación se evalúa el comportamiento de ambos compresores frente a cambios en el régimen de giro de los mismos. En base a estos se determinará la forma en que se van a realizar los ensayos, analizando la influencia que tienen las temperaturas de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) y condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) en la instalación en cascada. Tras el análisis de la instalación, se evalúa el efecto que produce el gas-cooler y el IHX en la misma. Finalmente se parametriza la instalación aportando el rango para el cual son útiles las expresiones obtenidas.

Los principales resultados de este capítulo han sido publicados en la revista “Applied Thermal Engineering” con el título: “Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant” Sanz-Kock et al. (2014).

4.1 Sistema de arranque de la instalación

El CO₂ en el circuito de baja temperatura presenta presiones elevadas a temperatura ambiente (por ejemplo: presión a 20°C de 57.3bar) y el compresor de CO₂ subcrítico y los intercambiadores cascada 1 y 2 tienen limitaciones en la presión de funcionamiento (para el compresor en alta, 55bar, y para los intercambiadores de placas, 41bar). Por este motivo, en la instalación en cascada se debe habilitar un sistema que evite la posibilidad de rotura de alguno de los elementos de la instalación o la activación de la válvula de alivio del ciclo de baja temperatura durante las paradas. Para este cometido existen diferentes soluciones, como es la colocación de un depósito de expansión, un sistema frigorífico auxiliar o el sistema utilizado en esta instalación (descrito en el capítulo 3) y que ha sido patentado por el Grupo de Ingeniería Térmica (GIT) de la Universidad Jaume I, (Cabello et al. (2013)).

Con la instalación experimental parada, el fluido refrigerante del circuito de baja temperatura (CO₂) se encuentra en el depósito de contención a una presión generalmente elevada (superior a 40bar). El sistema de arranque de la instalación es el encargado de reducir dicha presión progresivamente hasta alcanzar valores admisibles por los elementos de la instalación del ciclo de baja temperatura. Como el sistema ya ha sido descrito en el capítulo 3, se va a proceder con el análisis del funcionamiento de

dicho sistema para un arranque arbitrario, así como la descripción del procedimiento que se debe seguir para realizar el arranque de la instalación experimental descrita en la presente tesis.

El procedimiento de arranque consiste en varios pasos:

1. Puesta en marcha del SAT, el cual hace circular los fluidos secundarios por el evaporador y el condensador de la instalación.
2. Se arranca el compresor del ciclo de alta y se abre el circuito destinado al enfriamiento del CO₂ contenido en el depósito de contención.
3. En el momento en que se alcanza una presión inferior a los 40bar en el depósito de contención del ciclo de baja temperatura se produce la apertura manual del circuito de baja temperatura y, a continuación, se arranca el compresor del ciclo de baja temperatura.
4. Una vez estabilizadas las condiciones de trabajo, se cierra el circuito del sistema de arranque, finalizando el procedimiento de puesta en marcha de la instalación.

En la Figura 4. 9 se representa la evolución de las presiones en el procedimiento de arranque de la instalación, donde se parte de unas condiciones iniciales en las que la instalación se encuentra parada, a una temperatura ambiente de 11.6°C y una presión inicial en el ciclo de baja temperatura de 46.84bar.

Figura 4. 9. Evolución de las presiones en el arranque de la instalación

Como se puede observar, ver Figura 4. 9, la presión del depósito de contención se reduce progresivamente debido al sistema de arranque utilizado en la instalación. Durante este período, la presión de evaporación del ciclo de alta temperatura baja considerablemente, alcanzando presiones por debajo de la presión atmosférica ($P_{o,H,\text{mín}}=0.44\text{bar}$). En instalaciones reales este problema se puede solventar limitando la presión mínima para que no baje en ningún momento de la presión atmosférica.

Tras 22 minutos con el compresor del ciclo de alta y la enfriadora (sistema de arranque) en funcionamiento, la $P_{\text{dep},L}$ alcanza los 37bar y se abren manualmente las válvulas de entrada y salida del depósito de contención, lo que hace que el CO_2 en forma de gas pase por las diferentes partes del ciclo de baja temperatura de la instalación hasta alcanzar el punto de aspiración al compresor. Transcurrido un corto período de tiempo, se arranca el compresor del ciclo de baja temperatura que, como se observa, provoca que la presión de descarga del mismo se dispare rápidamente, activando la protección por sobre-presión del presostato en el punto de descarga (aproximadamente a 36.7bar). Una vez se alcanzan valores razonables de presión, se vuelve a poner en funcionamiento el compresor de baja de forma automática. Este aumento de presión se puede suavizar si se realiza un arranque en forma de rampa del compresor de CO_2 .

Figura 4. 10. Evolución de las temperaturas en el arranque de la instalación

En cuanto a la evolución de las temperaturas, Figura 4. 10, los fluidos refrigerantes en la instalación se encuentran inicialmente a la temperatura ambiente exterior, 11.6°C. Una vez se pone en marcha el compresor del ciclo de alta temperatura, su temperatura de evaporación disminuye rápidamente, debido a que la carga térmica intercambiada con el ciclo de baja temperatura es muy baja, ya que el intercambiador de subenfriamiento tiene una superficie pequeña.

Finalmente, se ha determinado que para llevar a cabo el arranque de la instalación, el compresor del ciclo de alta temperatura debe girar a un régimen constante y a bajas revoluciones hasta que el depósito de contención en el ciclo de baja temperatura se pueda abrir ($P_{dep,L} < 40\text{bar}$).

Para poder realizar el arranque de la instalación experimental con el sistema descrito, en cada parada de la instalación se debe contener el fluido refrigerante (CO₂) en el depósito de contención o acumulación. El procedimiento de parada consiste en cerrar la válvula de salida del depósito de contención del ciclo de baja temperatura mientras la instalación sigue en funcionamiento. El compresor del ciclo de baja temperatura seguirá aspirando fluido refrigerante hasta que salte la protección instalada por baja presión de aspiración. En ese momento se cerrará la válvula de entrada al depósito de contención, quedando prácticamente todo el fluido refrigerante del ciclo de baja temperatura en el depósito de contención.

4.2 Caracterización de los compresores

Como ya se ha descrito en el apartado de metodología experimental, en primer lugar se evalúa la respuesta de cada compresor frente a cambios en el régimen de giro de los mismos fijando la tasa de compresión del ciclo correspondiente al compresor analizado (ver Tabla 4. 3). En segundo lugar, se estudia cómo afecta la tasa de compresión en el rendimiento global para cada uno de los compresores utilizando los ensayos de las tablas 4.1 y 4.2.

Compresor	Tasa	T_{oL} (°C)	T_{kL} (°C)	RU_L (°C)	T_{oH} (°C)	T_{kH} (°C)	RU_H (°C)	T_{amb} (°C)	N_H (rpm)	N_L (rpm)
Ciclo Baja	2.21	-35.01 ± 0.06	-9.91 ± 0.02	9.31 ± 0.13				18.87 ± 0.89		1100 a 1600
Ciclo Alta	7.56				-19.67 ± 0.17	40.07 ± 0.06	9.29 ± 0.37	19.95 ± 0.97	1200 a 1600	

Tabla 4. 3. Ensayos fijando la tasa de compresión

En el caso particular en el que se fija la tasa de compresión, ver la Figura 4. 11, se observa cómo afectan, al rendimiento global de cada uno de los compresores (Ec. 4. 56 y Ec. 4. 57), los cambios en el régimen de giro de los mismos, para unas condiciones de temperatura de evaporación en baja (-35°C) y de condensación en el ciclo de alta temperatura (40°C). El rendimiento global del compresor del ciclo de baja temperatura mejora ostensiblemente conforme aumenta el régimen de giro del mismo, incrementándose en un 79.3% entre 1100rpm y la velocidad nominal (1450rpm), ver Figura 4. 11. En cambio, el compresor del ciclo de alta temperatura mejora en un 3.6% entre 1200rpm y la velocidad nominal (1450rpm), a pesar de que los dos compresores están preparados para el trabajo a velocidad variable, por lo que se alcanza la conclusión de que el compresor del ciclo de alta temperatura está preparado para trabajar a diferentes regímenes de giro sin afectar en gran medida al rendimiento global del mismo, mientras que el compresor del ciclo de baja temperatura tiene un comportamiento completamente opuesto. Su rendimiento global, a pesar de ser algo inferior al del compresor del ciclo de alta temperatura para regímenes de giro elevados, es significativamente inferior para velocidades de giro bajas, repercutiendo negativamente en el COP, tanto del ciclo de baja temperatura como en el COP global de la instalación.

$$\eta_{G,comp,L} = \frac{\dot{m}_L(h_{des,is,L} - h_{asp,L})}{Pot_{comp,L}} \quad Ec. 4.56$$

$$\eta_{G,comp,H} = \frac{\dot{m}_H(h_{des,is,H} - h_{asp,H})}{Pot_{comp,H}} \quad Ec. 4.57$$

En conclusión, y a tenor de los resultados obtenidos en estos ensayos, la velocidad de giro del compresor del ciclo de baja se fija a la velocidad nominal (1450rpm) para los restantes ensayos experimentales.

Figura 4. 11. Rendimiento global de cada compresor para diferentes regímenes de giro y tasa de compresión fija

Una vez analizada la respuesta de los compresores frente a cambios en el régimen de giro, se analiza el rendimiento de los mismos respecto a cambios en la tasa de compresión haciendo uso de la totalidad de los ensayos experimentales (tablas 4.1 y 4.2).

Como se puede observar en la Figura 4. 12, conforme aumenta la tasa de compresión, disminuye el rendimiento global de los compresores. A su vez, la variación de la tasa de compresión tiene mayor repercusión en el rendimiento global del compresor del ciclo de baja temperatura, donde la influencia de dicha tasa de

compresión en el rendimiento global del compresor es siete veces superior a la influencia de dicha variable en el compresor del ciclo de alta temperatura (ver Ec. 4. 58 y Ec. 4. 59).

Figura 4. 12. Rendimiento global de cada compresor frente a la tasa de compresión

Finalmente se obtienen, por medio de un análisis de regresión lineal, los rendimientos globales de los compresores de la instalación experimental (Ec. 4. 58 y Ec. 4. 59). El modelo de regresión del compresor del ciclo de baja temperatura se obtiene en función, únicamente, de la tasa de compresión (Ec. 4. 58), puesto que el régimen de giro del mismo no se ha modificado, mientras que el rendimiento del compresor del ciclo de alta temperatura se ha obtenido mediante un análisis de regresión lineal múltiple, contemplando la tasa de compresión del ciclo de alta (t_H) y el régimen de giro del mismo (N_H), en rpm.

$$\eta_{G,L} = 0.7079 - 0.0761 \cdot t_L \quad \text{Ec. 4. 58}$$

$$\eta_{G,H} = 0.5933 - 0.0119 \cdot t_H + 6.2240 \cdot 10^{-5} \cdot N_H \quad \text{Ec. 4. 59}$$

En conclusión, en la instalación experimental trabajar con una tasa de compresión en el ciclo de baja temperatura lo más reducida posible puede ser beneficioso para

obtener un rendimiento elevado, ya que una tasa de compresión mayor en el ciclo de alta tiene un impacto menor en el rendimiento del compresor del ciclo de alta que, a su vez, puede ser compensado incrementando el régimen de giro de éste. Sin embargo, en las siguientes secciones se va a demostrar que esta afirmación no es cierta ya que el máximo COP obtenido por la instalación, para cada uno de los ensayos, no se da con la mínima tasa de compresión en el ciclo de baja.

4.3 Análisis energético de la instalación en cascada con R134a/CO₂

La instalación experimental ha sido diseñada para ser utilizada en el sector de la refrigeración comercial al nivel de temperatura de congelación (aproximadamente entre -30°C y -35°C), donde las temperaturas de evaporación vienen impuestas por el producto que se desea mantener congelado, mientras que las temperaturas de condensación se rigen por la climatología del lugar donde se vaya a ubicar la instalación y el período estacional en el que se encuentre. En consecuencia, en este apartado se analiza el comportamiento energético de la instalación frente a variaciones en el nivel de temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L} \in [-40^\circ\text{C}, -25^\circ\text{C}]$) y en el nivel de condensación en alta ($T_{k,H} \in [30^\circ\text{C}, 50^\circ\text{C}]$). El comportamiento de la instalación se ha estudiado respecto a diferentes niveles de temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$) mediante la variación del régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H).

4.3.1 Influencia de la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura

Para evaluar el efecto que produce en el sistema la variación de la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$), se analiza la respuesta de la instalación experimental frente a cambios de 5°C en la misma, para un rango de -25°C a -40°C, fijando la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) en 40°C, con una consigna en los recalentamientos útiles de ambos ciclos de 10°C, el gas-cooler en funcionamiento y un total de 5 estacionarios en los que se ha ido modificando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), para cada uno de los niveles de temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura considerados.

En primer lugar se describe el efecto que produce la variación de la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) tanto en el ciclo de baja como en el ciclo de alta temperatura, debido a que ésta provoca que la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) y el salto térmico en la cascada (ΔT_{casc}) varíen. En la Figura 4. 13 se representan, haciendo uso de un diagrama T-s, los ciclos de alta (HT) y baja temperatura (LT) para una temperatura de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) de 40°C y dos temperaturas de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) de -30°C y -40°C, con el régimen de giro en alta de $N_H = 907.12\text{rpm}$ para $T_{o,L} -30^\circ\text{C}$, y $N_H = 806.49\text{rpm}$ para $T_{o,L} -40^\circ\text{C}$, y en baja ($N_L = 1450\text{rpm}$). Se han representado con círculos únicamente los puntos

Como se puede observar en la Figura 4. 13, la temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) influye principalmente en el ciclo de baja temperatura, donde hay un incremento sustancial en la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja conforme se reduce la $T_{o,L}$, provocando que la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$) sea mayor y, en consecuencia, que la tasa de compresión del ciclo de baja se incremente, lo que repercute finalmente en un COP en el ciclo de baja temperatura inferior. Además, cuanto menor sea la $T_{o,L}$, mayor será el volumen específico en el punto de aspiración al compresor, por lo que el flujo másico en el ciclo de baja ($\dot{m}_L$) se reduce, ya que el volumen geométrico del compresor no varía y el régimen de giro en baja se mantiene constante (1450 rpm). Esto provoca que, debido a un flujo másico menor en baja, el coeficiente de película en el intercambiador cascada se reduzca y, en consecuencia, el salto térmico en dicho intercambiador se incremente, de forma que la tasa de compresión del ciclo de alta será mayor debido a una $T_{k,L}$ menor y a un ΔT_{casc} mayor, puesto que la temperatura de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) es fija en este análisis.

En la Figura 4. 14 se presenta el diagrama P-h de los ciclos de alta (HT) y baja temperatura (LT) para una $T_{k,H}$ de 40°C y dos temperaturas de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) de -30°C y -40°C, con el mismo régimen de giro en alta ($N_H = 806.4$ rpm) y en baja ($N_L = 1450$ rpm). Como en el caso anterior, se han representado con círculos únicamente los puntos correspondientes a los ciclos de HT y LT, con una $T_{o,L}$ de -40°C, para facilitar la comprensión del gráfico.

Figura 4. 14. Influencia de la $T_{o,L}$ (-30°C y -40°C) en las presiones del sistema en cascada, para $T_{k,H}$ 40°C

Como se puede observar, ver Figura 4. 14, tanto la tasa de compresión del ciclo de alta como la del ciclo de baja se han incrementado conforme se ha reducido la $T_{o,L}$, lo que provoca que el trabajo específico de compresión en ambos ciclos sea mayor, mientras que la producción frigorífica específica se incrementa en menor medida, siendo insignificante la variación en el ciclo de alta. Estos cambios van a repercutir negativamente en el COP de ambos ciclos y, en consecuencia, en el COP global del sistema.

En cuanto a los flujos másicos, éstos se incrementan conforme aumenta la $T_{o,L}$, debido a un volumen específico de aspiración menor para un mismo régimen de giro en alta (N_H) y en baja (N_L), por lo que las potencias en evaporación y condensación de los dos ciclos también lo hacen, así como la potencia térmica disipada por el gas-cooler en el ciclo de baja temperatura. Mediante un diagrama de Sankey se representa el flujo de

potencias térmicas existentes en la instalación en cascada (ver Figura 4. 15) considerando los puntos de COP máximo obtenidos para una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C y dos temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C y -40°C, con un régimen de giro en alta de $N_H = 907.12$ rpm para $T_{o,L} -30^\circ\text{C}$ y $N_H = 806.49$ rpm para $T_{o,L} -40^\circ\text{C}$, siendo el régimen de giro en baja de $N_L = 1450$ rpm.

En la Figura 4. 15 se observa que, conforme se incrementa la $T_{o,L}$, las potencias térmicas de la instalación aumentan. La potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) aumenta considerablemente, asociado principalmente al aumento del flujo másico del ciclo de baja, ya que la variación en la producción frigorífica específica, como ya se ha visto anteriormente, es mucho menor. Del mismo modo aumenta la potencia térmica disipada por el gas-cooler ($\dot{Q}_{gc,L}$), a pesar de que la temperatura de descarga del compresor de baja sea menor, de forma que la carga térmica que debe compensar el ciclo de alta también es mayor. El aumento de la potencia frigorífica del ciclo de alta ($\dot{Q}_{o,H}$) provoca que también se incremente el flujo másico en el ciclo de alta debido a que la producción frigorífica específica en alta prácticamente no varía para diferentes temperaturas de evaporación en baja, lo que hace que la potencia disipada en condensación del ciclo de alta temperatura ($\dot{Q}_{k,H}$) también se vea incrementada.

Figura 4. 15. Representación de las potencias térmicas entrantes y salientes en la instalación. Para $T_{k,H}$ 40°C en ambos casos, $T_{o,L}$ -30°C (izquierda), $T_{o,L}$ -40°C (derecha)

Una vez determinados los efectos que produce en la instalación en cascada la variación de la temperatura de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$), donde se ha observado que afecta tanto al ciclo de baja como al ciclo de alta temperatura, se va a proceder a evaluar en primer lugar la relación que tiene el régimen de giro del ciclo de alta (N_H) con la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) y con el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}), para diferentes $T_{o,L}$. Una vez descrita la relación, el análisis se va a centrar, a raíz de los resultados observados, en estudiar los parámetros energéticos de la instalación como son el COP global de la instalación y las potencias en los ciclos, así como el efecto producido en los flujos másicos y en la producción frigorífica específica, respecto a la $T_{k,L}$ y a la $T_{o,L}$. Finalmente se analiza la temperatura de descarga del ciclo de baja temperatura y la potencia disipada por el gas-cooler.

4.3.1.1 $T_{k,L}$ vs N_H

En la Figura 4. 16 se presenta la variación de la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) respecto a cambios en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H) para diferentes temperaturas de evaporación en el ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$).

Figura 4. 16. Efecto de la variación de la velocidad de giro del compresor de alta en la temperatura de condensación del ciclo de baja, para diferentes temperaturas de evaporación en baja

Como se puede observar en la Figura 4. 16, por cada incremento de 100rpm en la velocidad de giro del compresor del ciclo de alta, la temperatura de condensación en el ciclo de baja ($T_{k,L}$) se reduce en aproximadamente 1.3°C , para las temperaturas de evaporación en baja comprendidas entre -25°C y -40°C , siguiendo una tendencia aproximadamente lineal. Esta reducción se debe a que, conforme aumenta el régimen de giro de N_H , también se incrementa el flujo másico del ciclo de alta, provocando que la potencia intercambiada en el intercambiador cascada sea mayor. Como el régimen de giro del compresor de baja no se modifica, es la producción frigorífica específica la que debe aumentar, lo que provoca que el nivel de la $T_{k,L}$ baje.

En cuanto a los diferentes niveles de evaporación en baja, por cada incremento de 5°C en la misma y un mismo régimen de giro en alta (N_H), la $T_{k,L}$ se ve incrementada en 3°C.

4.3.1.2 ΔT_{casc} vs N_H

En la Figura 4. 17 se presenta la variación del salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}) ante variaciones en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta (N_H) para las diferentes temperaturas de evaporación en baja.

Figura 4. 17. Efecto de la variación de la velocidad de giro del compresor de alta en el salto térmico del intercambiador cascada, para diferentes temperaturas de evaporación en baja

En cuanto al salto térmico en el intercambiador cascada, Figura 4. 17, éste se incrementa conforme aumenta la velocidad de giro del compresor del ciclo de alta. Esta tendencia es aproximadamente lineal, con un incremento de 0.1°C por cada 100rpm, para las temperaturas de evaporación en baja de -30 y -35°C. Para -40°C en evaporación, esta pendiente se incrementa, pasando a ser de 0.15°C por cada incremento de 100rpm en la velocidad de giro del compresor de alta. Esto se debe a que cuando se incrementa N_H , la $T_{k,L}$ se reduce y el flujo másico en baja ($\dot{m}_L$) aumenta, lo que provoca que aumente

la potencia en condensación del ciclo de baja ($\dot{Q}_{k,L}$), provocando que haya un salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}) mayor.

A su vez, la temperatura de evaporación en baja provoca que, cuanto mayor sea ésta, menor será el salto térmico en el intercambiador cascada, debido a un incremento del flujo másico en baja ($\dot{m}_L$) que, como antes se ha descrito, provoca un aumento en la $\dot{Q}_{k,L}$ y, finalmente, en el ΔT_{casc} . De los resultados obtenidos, entre -40 y -35°C, el salto térmico disminuye en aproximadamente 0.8°C, mientras que entre -35 y -30°C esa reducción es de 0.5°C.

El nivel de temperatura de evaporación de -25°C no ha sido representado debido a que, como la instalación se encuentra en el límite de funcionamiento para el que ha sido diseñada, el recalentamiento útil provocado por las válvulas de expansión oscilaba continuamente, de forma que el salto térmico en el intercambiador cascada no seguía una tendencia razonable, como ocurre en el resto de casos.

Una vez se ha demostrado que, variando la velocidad de giro del compresor del ciclo de alta temperatura, se pueden modificar las variables de temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura y el salto térmico en el intercambiador cascada, se procede con el análisis de los parámetros energéticos de la instalación (COP y potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$)), utilizando la $T_{k,L}$ como variable de representación.

4.3.1.3 $\dot{Q}_{o,L}$ vs $T_{k,L}$

La Figura 4. 18 aúna los resultados obtenidos en cuanto a potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) respecto a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para variaciones de la temperatura de evaporación en el ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C.

Figura 4. 18. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en la capacidad frigorífica de la instalación, para una $T_{k,H}$ de 40°C

Como se puede observar, ver Figura 4. 18, la potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) sigue una tendencia lineal decreciente conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$), debido a que por cada reducción de 100rpm en la N_H , se incrementa la $T_{k,L}$ en 1.3°C , provocando que el flujo másico en baja ($\dot{m}_L$) se reduzca, así como la producción frigorífica asociada a una entalpía de entrada en el evaporador más grande que es fruto de un título de vapor mayor. A su vez, su pendiente se hace más pronunciada conforme aumenta la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$). La potencia frigorífica se reduce entre 0.1kW y 0.2kW por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, es decir, que para una variación de 400rpm en el régimen de giro del compresor de alta (N_H), la $\dot{Q}_{o,L}$ varía entre 0.5 y 1kW.

En cuanto al efecto producido por la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) en la potencia frigorífica de la instalación, ésta última aumenta en aproximadamente 1.2, 1.4 y 1.6kW por cada incremento de 5°C en la $T_{o,L}$ y la misma $T_{k,L}$ entre un nivel de $T_{o,L}$ y el siguiente, para el rango de -40 a -25°C , respectivamente. Este incremento se debe principalmente a un aumento en el flujo másico ($\dot{m}_L$).

4.3.1.4 COP vs $T_{k,L}$

En la Figura 4. 19 se presenta el COP global de la instalación frente a variaciones en la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para los diferentes niveles de temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C.

Figura 4. 19. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en el COP de la instalación, para una $T_{k,H}$ de 40°C

Se observa que el COP global de la instalación (ver Figura 4. 19) se ve incrementado conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$), hasta alcanzar el punto máximo de funcionamiento (COP de 1.62 para $T_{o,L} -25^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$), como ya se había descrito en el capítulo 2. Además, se aprecia que la variación de la $T_{k,L}$ provoca un efecto reducido en el COP global de la instalación, donde la variación oscila entre 5.81% ($T_{o,L} -40^{\circ}\text{C}$) y 1.64% ($T_{o,L} -25^{\circ}\text{C}$) para todo el rango de $T_{k,L}$ ensayado. En conclusión, la influencia de la $T_{k,L}$ en el COP global es pequeña, ya que trabajar con la instalación fuera del punto óptimo de funcionamiento repercute mínimamente en el COP global de la instalación, de forma que se alcanza la misma conclusión que en el capítulo 2 con el modelo teórico del sistema en cascada.

Los COPs máximos obtenidos contrastan con las conclusiones alcanzadas en el apartado 4.2 “caracterización de los compresores”, donde se concluía que sería beneficioso para el sistema trabajar con una tasa de compresión en el ciclo de baja lo más pequeña posible y una tasa en el ciclo de alta grande, para evitar que el rendimiento global del compresor de baja fuera muy bajo. En este apartado se observa (ver Figura 4. 20) que, para una $T_{k,H}$ de 40°C y dos $T_{o,L}$ de -40°C y -30°C, el rendimiento global del compresor de baja es aproximadamente constante frente a variaciones pequeñas en la tasa de compresión, mientras que la tasa de compresión del ciclo de alta se va a reducir en mayor medida, por lo que el rendimiento global del compresor del ciclo de alta se incrementará más de lo que se pueda reducir el rendimiento global del compresor de baja, de forma que el COP global de la instalación aumentará alcanzando el máximo.

Figura 4. 20. Rendimiento global de los compresores frente a la tasa de compresión, para $T_{k,H}$ 40°C y $T_{o,L}$ -30 y -40°C

Esto se debe a que, aunque el ciclo de baja tenga un COP inferior asociado a una tasa de compresión mayor (ver Figura 4. 21), el gas-cooler disipa más energía calorífica, restándole carga térmica al ciclo de alta temperatura y mejorando el COP tanto en el ciclo de alta (ver Figura 4. 22) como en el global (Figura 4. 19).

Figura 4. 21. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en el COP del ciclo de baja temperatura

Figura 4. 22. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en el COP del ciclo de alta temperatura

El efecto que produce la variación de la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) en el COP global es significativo ya que, considerando únicamente los máximos obtenidos y para cada incremento de 5°C en la $T_{o,L}$, el COP global mejora en, aproximadamente, un 12% (ver Figura 4. 19), donde la influencia de la $T_{o,L}$ en el COP del ciclo de alta no es significativa (Figura 4. 22), mientras que sí lo es en el COP_L (Figura 4. 21), incrementándose en 0.9 por cada incremento de 5°C en la $T_{o,L}$ y la misma $T_{k,L}$.

Cabe mencionar que, en la instalación experimental, el punto óptimo de funcionamiento se ha conseguido en contadas ocasiones, debido al presostato instalado en el punto de descarga del compresor del ciclo de baja que hacía que no se pudiese ensayar por encima de la presión de 40bar, aproximadamente 800rpm en el compresor del ciclo de alta, limitando el rango ensayado de temperaturas de condensación del ciclo de baja temperatura. A pesar de dicha limitación, se puede observar que se ha alcanzado un COP máximo para cada ensayo próximo al punto óptimo de funcionamiento.

4.3.1.5 Potencias en condensación vs $T_{k,L}$

En la Figura 4. 23 se presentan las potencias en condensación del ciclo de baja temperatura ($\dot{Q}_{k,L}$) frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de evaporación del mismo ciclo ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C .

Figura 4. 23. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación en la potencia en condensación del ciclo de baja

Se observa en la Figura 4. 23 que la $\dot{Q}_{k,L}$ sigue la misma tendencia que la $\dot{Q}_{o,L}$ (Figura 4. 18) pero con una magnitud, aproximadamente, 0.5kW mayor, que viene a ser la diferencia entre la potencia aportada por el compresor del ciclo de baja temperatura y la potencia térmica disipada por el gas-cooler. La $\dot{Q}_{k,L}$ se incrementa en aproximadamente 1.5kW por cada incremento de 5°C en la $T_{o,L}$, asociado principalmente a un flujo másico en el ciclo de baja ($\dot{m}_L$) mayor, mientras que un incremento en 1°C en la $T_{k,L}$ provoca que la $\dot{Q}_{k,L}$ se reduzca en aproximadamente 0.15kW, debido a la reducción tanto del flujo másico como de la producción frigorífica específica en el ciclo de baja.

Además de la potencia en condensación del ciclo de baja, también se encuentra la potencia disipada por el gas-cooler en dicho ciclo. En la Figura 4. 24 se presenta la potencia térmica disipada por el gas-cooler utilizado en el ciclo de baja temperatura ($\dot{Q}_{g,c,L}$) frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de evaporación del mismo ciclo ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C.

Figura 4. 24. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación en la potencia disipada por el gas-cooler del ciclo de baja

En la Figura 4. 24 se observa que la potencia disipada por el gas-cooler ($\dot{Q}_{gc,L}$) aumenta conforme se incrementa la $T_{k,L}$ debido a que la temperatura de descarga del compresor de baja ($T_{des,L}$) también aumenta, de forma que la diferencia entre dicha temperatura de descarga y la temperatura ambiente será mayor, haciendo que el gas-cooler pueda disipar una potencia térmica mayor y reduciendo la potencia térmica que debe compensar el ciclo de alta temperatura.

La potencia en condensación del ciclo de alta ($\dot{Q}_{k,H}$) se presenta en la Figura 4. 25, frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C.

Figura 4. 25. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en la potencia en condensación del ciclo de alta

En este caso se observa, ver Figura 4. 25, que la $\dot{Q}_{k,H}$ es aproximadamente 2kW mayor que la $\dot{Q}_{k,L}$ para una misma $T_{k,L}$, debido principalmente a la diferencia entre la potencia aportada por el compresor del ciclo de alta temperatura y a la potencia térmica disipada en la línea de descarga (entre la salida del compresor y la entrada al condensador del ciclo de alta). A su vez, ésta decrece aproximadamente 0.25kW por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, ya que a mayor $T_{k,L}$ menor producción frigorífica específica en alta y menor régimen de giro del compresor de alta (N_H), lo que provoca que se reduzca el flujo másico que circula en el ciclo de alta temperatura.

4.3.1.6 Flujos másicos vs N_H

En la Figura 4. 26 se presenta la variación del flujo másico del ciclo de alta temperatura ($\dot{m}_H$) respecto a la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), para las diferentes temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C.

Figura 4. 26. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en el flujo másico del ciclo de alta temperatura

Como se puede observar en la Figura 4. 26, el flujo másico en alta ($\dot{m}_H$) se incrementa en aproximadamente un 25% por cada salto de 5°C en la $T_{o,L}$ para una misma $T_{k,L}$, debido principalmente a un volumen específico de aspiración al compresor menor, mientras que por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$ el flujo másico en alta ($\dot{m}_H$) se reduce en aproximadamente un 2%. Esto es debido a que el compresor del ciclo de alta gira a un régimen de vueltas menor (100 rpm menos por cada estacionario).

Aunque el régimen de giro del compresor del ciclo de baja se ha fijado a la velocidad nominal (1450rpm), la reducción en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H) provoca que la potencia intercambiada en el intercambiador cascada sea menor y que, en consecuencia, tanto el flujo másico como la potencia en condensación específica correspondientes al ciclo de baja temperatura varíen. En la Figura 4. 27 se presenta la variación del flujo másico del ciclo de baja temperatura ($\dot{m}_L$) respecto a la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), para las diferentes temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) analizadas y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C .

Figura 4. 27. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja en el flujo másico del ciclo de baja temperatura

El flujo másico en baja ($\dot{m}_L$) se reduce en, aproximadamente, un 1.5% por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, debido a que se intercambia menos potencia con el ciclo de alta temperatura, mientras que por cada incremento de 5°C en la $T_{o,L}$ el $\dot{m}_L$ se incrementa en aproximadamente un 25% (ver Figura 4. 27).

Por lo tanto, se puede deducir que la $T_{o,L}$ provoca que, tanto el flujo másico del ciclo de baja como el del ciclo de alta se incrementen en un 25% por cada incremento de 5°C para una misma $T_{k,L}$, mientras que por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, los flujos másicos se reducen entre un 1.5 y un 2%.

4.3.1.7 $T_{des,L}$ vs $T_{k,L}$

A continuación se presenta en la Figura 4. 28 la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja temperatura ($T_{des,L}$) frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de evaporación en el ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) y una temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 40°C .

Figura 4. 28. Efecto de la variación de las temperaturas de evaporación y condensación en la temperatura de descarga del ciclo de baja de la instalación

Como se puede apreciar (Figura 4. 28), la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja temperatura ($T_{des,L}$) aumenta considerablemente conforme se va incrementando la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$). Aproximadamente aumenta 3°C por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, independientemente del nivel de temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$).

A su vez, la temperatura de descarga en baja aumenta conforme se va reduciendo la temperatura de evaporación del ciclo de baja, incrementándose en 15°C por cada nivel de temperatura de evaporación (de -25°C a -35°C), considerando la misma $T_{k,L}$ entre niveles de $T_{o,L}$. Este incremento pasa a ser de 20°C cuando se pasa de -35°C a -40°C , donde el compresor de baja descarga a mayores temperaturas.

Por lo tanto, cuanto mayor sea la $T_{k,L}$ y menor sea la $T_{o,L}$, mayor será la $T_{des,L}$ y, en consecuencia, mayor será la potencia específica entre la entrada y salida del gas-cooler, pero como el flujo másico en baja se reduce en mayor medida, la potencia disipada por el gas-cooler será mayor cuando la temperatura de evaporación en baja sea más alta, alcanzando una potencia de 1.28kW ($T_{o,L} = -25^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H} = 40^{\circ}\text{C}$). Cuanto mayor sea la potencia disipada por el gas-cooler, menor será la carga térmica que debe ser compensada por el ciclo de alta temperatura, provocando que el COP global de la instalación mejore, como se describe en el apartado 4.4 “Influencia del gas-cooler del ciclo de baja temperatura”.

4.3.2 Influencia de la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura

A diferencia del punto anterior, donde la temperatura de evaporación viene determinada por la temperatura requerida en el servicio, la temperatura de condensación del ciclo de alta ($T_{k,H}$) se rige por la temperatura ambiente exterior, por lo que se debe evaluar el efecto que produce en la instalación la variación de la temperatura de condensación del ciclo de alta, analizando la respuesta de la misma frente a cambios, en este caso de 10°C , en la $T_{k,H}$, para un rango de 30°C a 50°C , fijando la temperatura de evaporación del ciclo de baja temperatura ($T_{o,L}$) en -30°C , con una consigna en los recalentamientos útiles de ambos ciclos en 10°C , el gas-cooler en funcionamiento y un total de 5 estacionarios en los que se ha ido modificando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), para cada uno de los niveles de temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura considerados.

Como en el caso anterior, en primer lugar se describe el efecto que produce la variación de la temperatura de condensación de alta ($T_{k,H}$) en el ciclo de alta temperatura y, a su vez, cómo afecta esta variable al ciclo de baja temperatura, debido a que ésta provoca que la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) y el salto térmico en la cascada (ΔT_{casc}) se modifiquen. En la Figura 4. 29 se representan, haciendo uso de un diagrama T-s, los ciclos de alta (HT) y de baja temperatura (LT) para una temperatura de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) de -30°C y dos temperaturas de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) de 30°C y 40°C , con el régimen de giro en alta de $N_H = 907.12\text{rpm}$ para $T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$, y $N_H = 806.49\text{rpm}$ para $T_{k,H} 30^{\circ}\text{C}$, y en baja ($N_L = 1450\text{rpm}$). Se han definido con círculos únicamente los puntos correspondientes a los ciclos de HT y LT con una $T_{k,H}$ de 40°C , para facilitar la comprensión del gráfico.

En la Figura 4. 30 se presenta el diagrama P-h de los ciclos de alta (HT) y baja temperatura (LT) para una $T_{o,L}$ de -30°C y dos $T_{k,H}$ de 30°C y 40°C , con el régimen de giro en alta de $N_H = 907.12\text{rpm}$ para $T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$, y $N_H = 806.49\text{rpm}$ para $T_{k,H} 30^{\circ}\text{C}$, y en baja ($N_L = 1450\text{rpm}$). Como en el caso anterior, se han definido con círculos únicamente los puntos correspondientes a los ciclos de HT y LT, con una $T_{k,H}$ de 40°C .

Figura 4. 30. Influencia de la $T_{k,H}$ (30°C y 40°C) en las presiones del sistema en cascada, para $T_{o,L}$ -30°C

En el diagrama P-h representado (Figura 4. 30) se observa que tanto la tasa de compresión como la producción frigorífica específica del ciclo de baja temperatura no se ven influenciadas por la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$). En cambio, en el ciclo de alta temperatura estas variables sí que se ven modificadas, incrementándose la tasa de compresión y reduciéndose la producción frigorífica específica conforme aumenta la $T_{k,H}$, repercutiendo en el COP del ciclo de alta temperatura y, en consecuencia, en el COP global de la instalación.

Finalmente, se representa, mediante un diagrama de Sankey, el flujo de las potencias térmicas existentes en la instalación en cascada (ver Figura 4. 31) para los mismos ensayos considerados anteriormente, una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C y dos temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 30°C y 40°C, con el régimen de giro del compresor de alta de $N_H = 806.4$ rpm para una $T_{k,H}$ de 30°C y de $N_H = 907.12$ rpm para la $T_{k,H}$ de 40°C, y de $N_L = 1450$ rpm en el compresor del ciclo de baja temperatura.

Figura 4. 31. Representación de las potencias térmicas entrantes y salientes en la instalación. Para $T_{o,L} -30^\circ\text{C}$ en ambos casos, $T_{k,H} 30^\circ\text{C}$ (izquierda), $T_{k,H} 40^\circ\text{C}$ (derecha)

En los diagramas de flujo representados en la Figura 4. 31 se observa que la potencia frigorífica se reduce conforme se incrementa la $T_{k,H}$. Esto es debido a que conforme aumenta la $T_{k,H}$, también aumenta la $T_{k,L}$ provocando que la producción frigorífica específica en baja se reduzca y, en consecuencia, también lo haga la potencia frigorífica de la instalación.

Con el fin de cuantificar la influencia de la $T_{k,H}$ en el sistema, se va a proceder de la misma forma que en el apartado anterior, evaluando en primer lugar la relación que existe entre el régimen de giro del ciclo de alta (N_H) con la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) y con el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}). Tras lo cual, se analizan los parámetros energéticos de la instalación, así como el efecto producido por la variación de la $T_{k,H}$ en los flujos másicos y en las potencias en condensación de ambos ciclos.

4.3.2.1 $T_{k,L}$ vs N_H

En la Figura 4. 32 se presenta la variación de la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) respecto a cambios en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), para diferentes temperaturas de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C .

Figura 4. 32. Efecto de la variación de la velocidad de giro del compresor de alta en la temperatura de condensación del ciclo de baja, para diferentes temperaturas de condensación en alta

Como se puede observar en la Figura 4. 32, conforme se aumenta la velocidad de giro del compresor del ciclo de alta, la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) se reduce siguiendo una tendencia aproximadamente lineal, al igual que en el punto 4.3.1.1, donde la $T_{k,L}$ baja 1.3°C por cada incremento de 100rpm en la N_H . Esta reducción se debe, como se ha explicado en el apartado 4.3.1.1, a que conforme aumenta el régimen de giro de N_H , también se incrementa el flujo másico del ciclo de alta, lo que provoca que la potencia intercambiada en el intercambiador cascada sea mayor. Como el régimen de giro del compresor de baja no se modifica, es la producción frigorífica específica la que debe aumentar, lo que provoca que el nivel de la $T_{k,L}$ baje.

En cuanto a la influencia de la temperatura de condensación del ciclo de alta, ésta hace que la $T_{k,L}$ se incremente en aproximadamente 2°C (entre 30 y 40°C de $T_{k,H}$),

mientras que ese incremento pasa a ser de 3°C para el salto de 40 a 50°C en la $T_{k,H}$, haciendo que se reduzca la producción frigorífica específica en el ciclo de alta.

4.3.2.2 ΔT_{casc} vs N_H

En la Figura 4. 33 se presenta la variación del salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}) frente a variaciones en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta (N_H), para diferentes temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C.

Figura 4. 33. Efecto de la variación de la velocidad de giro del compresor de alta en el salto térmico del intercambiador cascada, para diferentes temperaturas de condensación en alta

Se observa en la Figura 4. 33 que, para velocidades de giro bajas en el compresor del ciclo de alta (N_H), el salto térmico en el intercambiador cascada tiende a decrecer hasta alcanzar el mínimo de la función, próximo a 3.4°C en los tres niveles de temperatura de condensación en alta estudiados. Esto es debido a que cuando se incrementa N_H , la $T_{k,L}$ se reduce y el flujo másico en baja ($\dot{m}_L$) aumenta, lo que provoca que la potencia en condensación del ciclo de baja ($\dot{Q}_{k,L}$) se incremente pero en menor medida, ya que se modifica la temperatura de condensación del ciclo de alta, de forma

que el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}) aumenta entre 0.05°C y 0.1°C por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$.

A tenor de los resultados obtenidos en el punto 4.3.1.2 y en este punto, se observa que los cambios en la $T_{k,H}$ tienen menor influencia que los cambios provocados por la variación de la $T_{o,L}$ (ver Figura 4. 17) en el ΔT_{casc} .

4.3.2.3 $\dot{Q}_{o,L}$ vs $T_{k,L}$

La Figura 4. 34 representa los resultados obtenidos en cuanto a potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) respecto a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para variaciones en la temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C .

Figura 4. 34. Efecto de la variación de la temperatura de condensación del ciclo de baja en la potencia frigorífica, para diferentes temperaturas de condensación en alta

De la Figura 4. 34 se extrae que la potencia frigorífica de la instalación ($\dot{Q}_{o,L}$) se reduce conforme se va incrementando la temperatura de condensación del ciclo de baja

temperatura ($T_{k,L}$), siguiendo una tendencia lineal con una pendiente aproximada de $-0.15\text{kW}/^{\circ}\text{C}$, debido a que se reduce la producción frigorífica específica del ciclo de baja conforme se incrementa la $T_{k,L}$. Mientras que la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) no influye en la potencia frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$), ya que el ciclo de baja temperatura no se modifica.

4.3.2.4 COP vs $T_{k,L}$

La Figura 4. 35 muestra el COP global de la instalación respecto a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para variaciones de la temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C .

Figura 4. 35. Efecto de la variación de la temperatura de condensación del ciclo de baja en el COP global de la instalación, para diferentes temperaturas de condensación en alta

En la Figura 4. 35 se observa que el COP global de la instalación se va incrementado a medida que aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$), hasta alcanzar el máximo de la función (COP de 1.68 para $T_{o,L} -30^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H} 30^{\circ}\text{C}$). Además, se aprecia que la variación de la $T_{k,L}$ provoca un efecto reducido en el COP global de la instalación, donde la variación oscila entre 1.69% ($T_{k,H} 50^{\circ}\text{C}$) y 3.92% ($T_{k,H} 30^{\circ}\text{C}$) para todo el rango de $T_{k,L}$ ensayado. En conclusión, la $T_{k,L}$ no resulta ser muy

significativa, ya que trabajar con la instalación fuera de la temperatura óptima de condensación en baja repercute mínimamente en el COP global de la instalación.

El efecto que produce la variación de la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) en el COP global es significativo ya que, considerando únicamente los máximos obtenidos y para cada incremento de 10°C en la $T_{k,H}$, el COP global empeora en, aproximadamente, un 18% (ver Figura 4. 35).

En este apartado se observa (ver Figura 4. 36) que, para una $T_{o,L}$ de -40°C y dos $T_{k,H}$ de 30°C y 40°C , el rendimiento global de los compresores de baja y de alta se comportan de la misma forma que en el apartado 4.3.1.4 (ver Figura 4. 20), por lo que se confirma que la conclusión obtenida en el apartado 4.2 “caracterización de los compresores”, donde se plantea la hipótesis de trabajar con tasas de compresión en el ciclo de baja lo más bajas posible, no es la forma correcta de proceder para obtener el COP global máximo de la instalación.

Figura 4. 36. Rendimiento global de los compresores frente a la tasa de compresión, para $T_{o,L} -40^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H}$ 30 y 40°C

Además, aunque el ciclo de baja tenga un COP inferior conforme se va incrementando la $T_{k,L}$ (ver Figura 4. 37), el gas-cooler disipa más energía calorífica debido a una $T_{des,L}$ mayor, restándole carga térmica al ciclo de alta temperatura y

mejorando el COP tanto en el ciclo de alta (ver Figura 4. 38) como en el COP global de la instalación.

Figura 4. 37. Efecto de la variación de la $T_{k,H}$ y la $T_{k,L}$ en el COP del ciclo de baja temperatura

La influencia de la $T_{k,H}$ en el COP del ciclo de alta es importante (Figura 4. 38), incrementándose en aproximadamente 0.8 por cada incremento de 10°C en la $T_{k,H}$ y la misma $T_{k,L}$, mientras que no lo es en el COP_L (ver Figura 4. 37).

Figura 4. 38. Efecto de la variación de la $T_{k,H}$ y la $T_{k,L}$ en el COP del ciclo de alta temperatura

Cabe mencionar que, como en el apartado anterior, el punto óptimo de funcionamiento se ha conseguido en contadas ocasiones, debido al presostato instalado en el punto de descarga del compresor del ciclo de baja que hacía que no se pudiese ensayar por encima de la presión de 40bar, limitando el rango ensayado de temperaturas de condensación del ciclo de baja temperatura. A pesar de dicha limitación, se puede observar que se ha alcanzado un COP máximo cercano al punto óptimo de funcionamiento.

4.3.2.5 Potencias en condensación vs $T_{k,L}$

En la Figura 4. 39 se presentan las potencias en condensación del ciclo de baja temperatura ($\dot{Q}_{k,L}$) frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de $-30°C$.

Figura 4. 39. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación en alta y condensación en baja, en la potencia en condensación del ciclo de baja

Se observa en la Figura 4. 39 que la temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) influye poco en la $\dot{Q}_{k,L}$, mientras que un incremento en 1°C en la $T_{k,L}$ provoca que la $\dot{Q}_{k,L}$ se reduzca en aproximadamente 0.15kW , debido a la reducción tanto del flujo másico como de la producción frigorífica específica en el ciclo de baja.

En la Figura 4. 40 se presenta la potencia térmica disipada por el gas-cooler utilizado en el ciclo de baja temperatura ($\dot{Q}_{gc,L}$) frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{k,H}$) de -30°C .

Figura 4. 40. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación en alta y condensación en baja, en la potencia disipada por el gas-cooler del ciclo de baja

En la Figura 4. 40 se observa que la potencia disipada por el gas-cooler ($\dot{Q}_{gc,L}$) aumenta conforme se incrementa la $T_{k,L}$, debido a que la temperatura de descarga del compresor de baja ($T_{des,L}$) también aumenta, de forma que la diferencia entre dicha temperatura de descarga y la temperatura ambiente será mayor, haciendo que el gas-cooler pueda disipar una potencia térmica mayor y reduciendo la potencia térmica que debe compensar el ciclo de alta temperatura. La temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura tiene poca influencia en la potencia disipada por el gas-cooler.

La potencia en condensación del ciclo de alta ($\dot{Q}_{k,H}$) se presenta en la Figura 4. 41, frente a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para cambios en la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C .

Figura 4. 41. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación del ciclo de alta y de baja en la potencia en condensación del ciclo de alta

En este caso se observa, ver Figura 4. 41, que la $\dot{Q}_{k,H}$ es aproximadamente la misma en los tres casos representados. Esto se debe a que conforme se reduce la $T_{k,H}$ también lo hace la $T_{des,H}$, por lo que el salto entálpico entre la descarga del compresor y la salida del condensador del ciclo de alta varía muy poco. A su vez, ésta decrece aproximadamente 0.3kW por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, ya que a mayor $T_{k,L}$ menor producción frigorífica específica en alta y menor régimen de giro del compresor de alta (N_H), lo que provoca que se reduzca el flujo másico que circula en el ciclo de alta temperatura.

4.3.2.6 Flujos másicos vs N_H

En la Figura 4. 42 se representa la variación del flujo másico del ciclo de alta temperatura ($\dot{m}_H$) respecto a la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), para las tres temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C.

Figura 4. 42. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación del ciclo de alta y de baja en el flujo másico del ciclo de alta temperatura

Como se puede observar en la Figura 4. 42, el flujo másico en alta ($\dot{m}_H$) se incrementa en un 6.5% cuando se pasa de una $T_{k,H}$ de 30°C a 40°C. Entre 40°C y 50°C ese incremento pasa a ser de aproximadamente un 12.5%, para una misma $T_{k,L}$, mientras que por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$ el flujo másico en alta ($\dot{m}_H$) se reduce en aproximadamente en 0.0012kg/s. Esto es debido a que el compresor del ciclo de alta gira a un régimen de vueltas menor (100 rpm menos por cada estacionario).

Aunque el régimen de giro del compresor del ciclo de baja se ha fijado a la velocidad nominal (1450rpm), la reducción en el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H) provoca que la potencia intercambiada en el intercambiador cascada sea menor y que, en consecuencia, la potencia térmica en condensación correspondiente al ciclo de baja temperatura varíe. En la Figura 4. 43 se presenta la variación del flujo másico del ciclo de baja temperatura ($\dot{m}_L$) respecto a la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), para las diferentes temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$) analizadas y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C, puesto que es uno de los parámetros que afectan al cálculo de la potencia térmica.

Figura 4. 43. Efecto de la variación de las temperaturas de condensación del ciclo de alta y de baja en el flujo másico del ciclo de baja temperatura

En la Figura 4. 43 se observa que la temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) no influye en el flujo másico del ciclo de baja ($\dot{m}_L$), el cual se ve modificado por la variación de la $T_{k,L}$, debido a que, conforme se incrementa ésta, se intercambia menos potencia con el ciclo de alta temperatura.

4.3.2.7 $T_{des,L}$ vs $T_{k,L}$

La Figura 4. 44 muestra la temperatura de descarga del ciclo de baja respecto a la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$), para variaciones de la temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) y una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C .

Figura 4. 44. Efecto de la variación de la temperatura de condensación en baja en la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja temperatura, para diferentes temperaturas de condensación en alta

Al igual que pasa con la potencia frigorífica, el efecto producido por la temperatura de condensación del ciclo de alta en la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja temperatura es pequeño (un incremento de 10°C en la $T_{k,H}$ supone un incremento de 1.2°C en la $T_{des,L}$), debido a que la variación $T_{k,H}$ no influye en el ciclo de baja temperatura. A su vez, el incremento que se aprecia en la $T_{des,L}$ se debe al aumento de la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$), donde la pendiente se aproxima a 2.5°C en la $T_{des,L}$ por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$.

4.4 Influencia del gas-cooler del ciclo de baja temperatura

En este apartado, se analiza en profundidad el efecto que produce en la instalación experimental la utilización de un gas-cooler en el circuito de baja temperatura (Figura 2.33). Este elemento, ya se ha estudiado de forma teórica en el capítulo 2, donde se observó que tenía un efecto de mejora en el COP global de la instalación siempre y cuando se cumpliera que el COP del ciclo de alta temperatura fuera inferior al cociente entre la potencia térmica disipada por el gas-cooler y la potencia eléctrica consumida por el mismo, Ec. 2.114.

Para poder realizar un análisis comparativo del funcionamiento de la instalación con y sin gas-cooler, se han llevado a cabo dos ensayos experimentales, donde cada uno de ellos agrupa cinco estacionarios en los que se ha variado el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), siguiendo la misma metodología que en el resto de ensayos experimentales, con el compresor del ciclo de baja trabajando a régimen nominal (1450rpm). La consigna de los recalentamientos útiles se ha fijado en 10°C y las temperaturas de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) y condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) han sido de -35°C y 40°C respectivamente. En la Tabla 4.4 se presentan de forma resumida los ensayos realizados con y sin gas-cooler.

	$T_{o,L}$ (°C)	RU_L (°C)	$T_{k,H}$ (°C)	RU_H (°C)	T_{amb} (°C)	N_H (rpm)
Test 1 <i>sin GC</i>	-35.01 ± 0.02	9.09 ± 0.109	40.02 ± 0.05	8.78 ± 0.33	22.32 ± 1.00	806.49 ± 1208.72
Test 2 <i>con GC</i>	-34.89 ± 0.09	9.38 ± 0.19	40.04 ± 0.03	9.71 ± 0.38	18.45 ± 1.41	806.49 ± 1208.72

Tabla 4.4. Resumen de los ensayos experimentales realizados con y sin gas-cooler en el ciclo de baja temperatura

El análisis comparativo que se describe a continuación se centra en demostrar que, desde un punto de vista energético, el gas-cooler instalado hace que el COP de la instalación experimental mejore, cuantificando la medida de esa mejora y, a su vez, describiendo el efecto que produce en ambos ciclos.

En la Figura 4. 45 se presentan los diagramas de flujo de las potencias térmicas intercambiadas en la instalación en cascada correspondientes a los estacionarios con y sin gas-cooler donde se ha obtenido el máximo COP, para una temperatura de evaporación en baja de -35°C y una temperatura de condensación en alta de 40°C , con un régimen de giro del compresor de alta (N_H) de 1007.17rpm (con gas-cooler) y de 1108.09rpm (sin gas-cooler) y régimen nominal en el compresor de baja ($N_L = 1450\text{rpm}$).

Figura 4. 45. Representación de las potencias térmicas entrantes y salientes en la instalación. Para $T_{o,L} -35^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$ en ambos casos, sin gas-cooler (izquierda), con gas-cooler(derecha)

Como se puede observar en la Figura 4. 45, el gas-cooler disipa una gran cantidad de energía en comparación con la energía que se debe aportar para hacerlo funcionar. Esto provoca que, por un lado, y debido a la potencia térmica disipada, se reduzca la potencia intercambiada en el intercambiador cascada y, por tanto, se reduce la carga térmica que debe compensar el ciclo de alta temperatura. Por otro lado, la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$) se reduce debido a una carga térmica intercambiada con el ciclo de alta menor. Esta reducción en la $T_{k,L}$ hace que la

producción frigorífica específica aumente y que la tasa de compresión del ciclo de baja temperatura se reduzca. A pesar de las ventajas mencionadas, el COP del ciclo de baja temperatura con gas-cooler es únicamente un 1.85%, en promedio, superior al COP del ciclo de baja sin gas-cooler, debido al consumo adicional provocado por el ventilador del gas-cooler, con una potencia eléctrica consumida de 75W.

En el ciclo de alta temperatura (cuando se usa el gas-cooler en el ciclo de baja), la potencia frigorífica se reduce debido, principalmente, a que la potencia térmica intercambiada en el intercambiador cascada es menor, puesto que aparece la potencia térmica disipada por el gas-cooler al ambiente, restando carga al ciclo de alta. Además, la producción frigorífica específica se reduce, debido a una temperatura de evaporación en alta ($T_{o,H}$) menor, lo que provoca que el COP del ciclo de alta sea inferior respecto a cuando no se utiliza el gas-cooler pero la potencia eléctrica consumida por el compresor de alta también será inferior, por lo que, en conclusión, la utilización del gas-cooler en el circuito de baja temperatura provoca una mejora en el COP global de la instalación, asociado a una carga térmica compensada por el ciclo de alta menor y a una potencia frigorífica en baja mayor.

Para proceder con la evaluación, en la Figura 4. 46 se presenta el COP de la instalación con y sin gas-cooler respecto a la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$), para una temperatura de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) de -35°C y una temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) de 40°C . Donde el COP se ha calculado haciendo uso de la Ec. 4. 60 para el caso en que no se utiliza el gas-cooler y la Ec. 4. 61 utilizando el gas-cooler.

$$COP_{singC} = \frac{\dot{Q}_{o,L}}{Pot_L + Pot_H} \quad Ec. 4. 60$$

$$COP_{conGC} = \frac{\dot{Q}_{o,L}'}{Pot_L' + Pot_H' + Pot_{GC}} \quad Ec. 4. 61$$

Figura 4. 46. COP_{Global} de la instalación experimental respecto a la $T_{k,L}$

Como se puede observar en la Figura 4. 46, el COP global de la instalación experimental mejora haciendo uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura, donde dicha mejora se cuantifica en un promedio del 8.56% respecto a la instalación sin gas-cooler.

En la Figura 4. 47 se presentan los COPs de los ciclos de alta y de baja, con y sin gas-cooler respecto al régimen de giro del compresor del ciclo de alta (N_H), para una temperatura de evaporación en el ciclo de baja ($T_{o,L}$) de -35°C y una temperatura de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) de 40°C .

Figura 4. 47. COP de los ciclos de alta y baja temperatura respecto a N_H

En la Figura 4. 47 se observa que, para un régimen de giro de 1108.09 rpm en el caso sin gas-cooler y 1007.17 rpm con gas-cooler (máximo COP obtenido en cada caso), el COP del ciclo de baja con gas-cooler es un 1% superior al del ensayo sin gas-cooler, debido a que el incremento de la potencia frigorífica del ciclo, asociado a una temperatura de condensación en baja menor y a un flujo másico mayor, es compensado prácticamente en su totalidad por la potencia eléctrica adicional consumida por el ventilador del gas-cooler. En cambio, en el ciclo de alta temperatura, el COP_H se reduce en aproximadamente un 4% respecto al máximo obtenido sin gas-cooler. Esto es debido a que la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) se reduce cuando se utiliza el gas-cooler lo que supone que el nivel intermedio se haya visto desplazado (en un promedio de -2.44°C , Figura 4. 48), además de haberse incrementado el salto térmico en el intercambiador cascada en 0.4°C (ver Figura 4. 49) respecto al sistema sin gas-cooler, provocando que la producción frigorífica específica del ciclo de alta disminuya y que la tasa de compresión de este ciclo aumente, haciendo que el COP_H se reduzca.

Figura 4. 48. $T_{k,L}$ respecto a N_H

Figura 4. 49. Salto térmico en el intercambiador cascada respecto a $T_{k,L}$

En la Figura 4. 49 se observa que el salto térmico en el intercambiador cascada se incrementa cuando se utiliza el gas-cooler provocado, principalmente, por la reducción

del flujo másico que circula por el ciclo de alta temperatura, lo que provoca que empeore el intercambio térmico en el intercambiador cascada.

El desplazamiento en las temperaturas del nivel intermedio (ver Figura 4. 48 y Figura 4. 49) provoca que el COP del ciclo de alta temperatura empeore, haciendo que se cumpla la condición obtenida en el capítulo 2 (ver Ec. 2. 114 renombrada en este capítulo como Ec. 4. 62) con mayor holgura y, además, se mejora la potencia frigorífica del ciclo de baja temperatura, por lo que la mejora en el COP global será superior.

$$COP_H < \frac{\dot{Q}_{gc,L}}{Pot_{gc,L}} \quad Ec. 4. 62$$

A continuación se representa el COP obtenido experimentalmente frente al obtenido teóricamente con la Ec. 2. 109 considerando el uso del gas-cooler, ver Figura 4. 50, donde se obtiene que el error introducido se encuentra dentro del rango del $\pm 5\%$ en el 96.5% de los datos sin Gas-cooler, presentando un error relativo promedio del 1.44% y una desviación máxima del 8.33%, mientras que para los ensayos con Gas-cooler, el 86.4% de los datos presentan una desviación inferior al $\pm 5\%$, con un error relativo promedio del 2.23% y un máximo de -9.05%, por lo que se puede considerar que, para todo el rango de ensayos analizados, la Ec. 2. 109 ofrece resultados precisos.

En cuanto a la condición descrita anteriormente (Ec. 4. 62), necesaria para obtener una mejora en el COP global del sistema cuando se usa un gas-cooler, se cumple en todos los casos, puesto que el cociente entre la potencia térmica disipada por el gas-cooler y la potencia eléctrica consumida por el ventilador del mismo es muy superior al COP del ciclo de alta temperatura. Por ejemplo, para la temperatura de evaporación en baja de -35°C y la temperatura de condensación en alta de 40°C , y considerando el máximo obtenido, el COP_H es de 2.249, mientras que el cociente entre la potencia térmica disipada por el gas-cooler ($\dot{Q}_{gc,L}$) y la potencia eléctrica consumida por el ventilador ($Pot_{gc,L}$) es de 15.87.

Figura 4. 50. COP experimental respecto al COP teórico (con gas-cooler en ambos casos)

Ahora bien, el gas-cooler disipa gran cantidad de energía del ciclo de baja temperatura (ver Figura 4. 51), lo que conlleva a una reducción drástica de la temperatura del fluido refrigerante del ciclo de baja (CO₂) a la entrada del intercambiador cascada, de forma que la potencia térmica intercambiada en este elemento se verá reducida (Figura 4. 52) y, en consecuencia, la carga térmica que debe compensar el ciclo de alta será menor, disminuyendo la potencia frigorífica de dicho ciclo.

Figura 4. 51. Potencia térmica disipada por el gas-cooler respecto a $T_{k,L}$

Como se puede observar en la Figura 4. 52, el gas-cooler provoca que la potencia térmica intercambiada por el intercambiador cascada sea mucho menor ya que está disipando al ambiente exterior en torno a 1.2kW (en promedio) de energía calorífica del nivel de condensación del ciclo de baja temperatura (ver Figura 4. 51).

A su vez, cabe destacar que la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$) tiene mayor efecto que la temperatura ambiente (T_{amb}) en la potencia térmica disipada por el gas-cooler ($\dot{Q}_{gc,L}$), donde un incremento en la $T_{k,L}$ de $1^{\circ}C$ provoca que la $\dot{Q}_{gc,L}$ se incremente en aproximadamente 50 W, mientras que el mismo incremento en la T_{amb} provoca que la $\dot{Q}_{gc,L}$ disminuya aproximadamente 15 W. De forma que, para todo el ensayo con gas-cooler donde la T_{amb} varía de $15.12^{\circ}C$ ($T_{k,L} -10.81^{\circ}C$) a $20.11^{\circ}C$ ($T_{k,L} -5.67^{\circ}C$), la variación de la T_{amb} provoca una disminución de 75 W en la $\dot{Q}_{gc,L}$, mientras que la $T_{k,L}$ provoca un incremento de 250 W en la $\dot{Q}_{gc,L}$.

En cuanto a la potencia térmica en condensación del ciclo de baja temperatura, ésta varía con una pendiente más pronunciada cuando se utiliza el gas-cooler debido a que, cuanto mayor es la temperatura de condensación en el ciclo de baja ($T_{k,L}$), mayor es la potencia térmica disipada por el gas-cooler (Figura 4. 51) que, a su vez, se debe a una temperatura de descarga del compresor de baja mayor.

Figura 4. 52. Potencia térmica intercambiada en el intercambiador cascada respecto a $T_{k,L}$

En cuanto a los flujos másicos, como se puede observar en la Figura 4. 53, donde se representa la variación de los mismos para ambos ciclos, el de alta y el de baja temperatura, con y sin gas-cooler, el flujo másico en el circuito de alta se reduce cuando se utiliza el gas-cooler debido a que se reduce la potencia intercambiada por el intercambiador cascada y a que se incrementa la potencia frigorífica específica del ciclo de alta temperatura. En los flujos másicos del ciclo de baja temperatura, en cambio, no se aprecia diferencia entre los mismos para una misma $T_{k,L}$, reduciéndose moderadamente conforme aumenta esta temperatura. Además, como el uso del gas-cooler provoca que la $T_{k,L}$ se reduzca en más de 2°C (ver Figura 4. 48), el flujo másico en baja será mayor que si no se utiliza un gas-cooler, lo que provoca un incremento en la potencia frigorífica del ciclo de baja temperatura, asociado a un flujo másico y a una producción frigorífica específica en baja mayores (Figura 4. 54).

Figura 4. 53. Flujos másicos en ambos ciclos respecto a $T_{k,L}$

En cuanto al cociente entre flujos másicos, considerando el uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura, el modelo teórico estima una diferencia máxima del -8% respecto al óptimo. Experimentalmente se ha obtenido una diferencia en promedio del -12.29%, por lo que los resultados obtenidos con el modelo teórico muestran correctamente el efecto que produce el gas-cooler en los flujos másicos de la instalación a pesar de que presente cierta diferencia entre los valores obtenidos teóricamente y los valores experimentales.

Figura 4. 54. Potencia frigorífica del ciclo de baja temperatura respecto $T_{k,L}$

La potencia frigorífica de la instalación en cascada, usando un gas-cooler en el ciclo de baja, se ve incrementada en aproximadamente 50W, para una misma $T_{k,L}$, Figura 4. 54, mientras que si se compara la potencia frigorífica de los máximos obtenidos ($T_{k,L}$ -8.72°C con gas-cooler y -7.60°C sin gas-cooler), el incremento pasa a ser de aproximadamente 200W. Este incremento se debe, como ya se ha descrito anteriormente, a que la $T_{k,L}$ se reduce, provocando que se incremente la producción frigorífica específica y que el flujo másico trasegado se incremente, lo que hace que la potencia frigorífica aumente.

Finalmente, la temperatura de descarga del ciclo de baja temperatura ($T_{des,L}$) se ve afectada principalmente por la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), siguiendo la misma tendencia aproximadamente lineal tanto si se utiliza el gas-cooler como si no, ver Figura 4. 55, con una pendiente aproximada de 3.6°C por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$. En el ciclo de alta, se observa que la temperatura de descarga es 3.5°C inferior, para un mismo régimen de giro, debido a que el flujo másico que se debe trasegar es menor. Además, se encuentra desplazada debido a la variación de la $T_{k,L}$.

Figura 4. 55. Temperaturas de descarga respecto a la $T_{k,L}$

En resumen, la utilización del gas-cooler en el ciclo de baja temperatura en la instalación experimental en cascada provoca una mejora en el COP global (+8.56% en promedio) y en la potencia frigorífica de la instalación (+6.28% en promedio) para una temperatura de evaporación en baja de -35°C y una temperatura de condensación en alta de 40°C .

El nivel de temperatura intermedio se desplaza, reduciéndose la temperatura de condensación del ciclo de baja en 2.44°C (en promedio) e incrementándose el salto térmico en la cascada en 0.4°C , debido a una menor transferencia de calor provocada por la reducción del flujo másico que circula por el ciclo de alta temperatura.

El gas-cooler disipa en promedio 1.201kW , para $T_{o,L} -35^{\circ}\text{C}$ y $T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$, reduciendo la potencia térmica intercambiada en el intercambiador cascada y la potencia disipada en el ciclo de alta temperatura, lo que provoca que el COP del ciclo de alta temperatura se reduzca debido a que se incrementa la tasa de compresión, provocada por una temperatura de condensación en baja menor, un salto térmico en el intercambiador cascada mayor y una potencia frigorífica en el ciclo de alta menor.

En conclusión, el gas-cooler extrae la suficiente carga térmica del ciclo de baja temperatura como para hacer que baje el nivel de temperatura intermedio, provocando que aumente la potencia frigorífica en baja y que se reduzca la carga térmica que debe compensar el ciclo de alta temperatura, lo que supone una reducción en la potencia

eléctrica consumida por el compresor del ciclo de alta, haciendo que mejore el COP global de la instalación en cascada por lo que, a la hora de hacer los ensayos experimentales para evaluar la instalación experimental, éstos se han realizado en la totalidad de los casos con el gas-cooler en funcionamiento.

4.5 Influencia del IHX del ciclo de baja temperatura

Los resultados obtenidos en este apartado se han enviado a la revista “Applied Thermal Engineering” con el título “Experimental evaluation of an Internal Heat Exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle”, el cual se encuentra en proceso de evaluación.

Este estudio parte del capítulo 2 de la presente tesis doctoral, donde se lleva a cabo un análisis teórico sobre el efecto que produce la instalación de un intercambiador de calor interno (IHX), ya sea en el ciclo de baja, en el ciclo de alta o la combinación de ambos ciclos, donde se observa que, teóricamente, sólo el IHX en el ciclo de alta temperatura presenta una mejora en el COP global del sistema, mientras que el uso de un IHX en el ciclo de baja temperatura se considera, únicamente, como un elemento que garantiza que la temperatura de aspiración al compresor del ciclo de baja sea lo suficientemente elevada como para no deteriorar ni limitar la vida útil de este compresor, ya que su instalación provoca que el COP de la instalación experimental empeore, desde un punto de vista teórico.

En cuanto a la instalación experimental, como ya se ha descrito en el capítulo 3, ésta ofrece la posibilidad de utilizar un IHX en el circuito de baja temperatura mediante el uso de un by-pass (ver Figura 3. 9), mientras que en el ciclo de alta temperatura la utilización de un IHX no se ha contemplado.

En consecuencia, en este apartado se analiza el efecto que produce en el sistema el uso de un IHX en el circuito de baja, comparando los resultados obtenidos con los ensayos realizados sin IHX en baja, para todo el rango de temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) y temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$), donde se han descartado únicamente los ensayos con $T_{o,L}$ de -45°C con IHX por no tener ensayos sin IHX con los que poder ser comparados y los realizados a una $T_{o,L}$ de -25°C y una $T_{k,H}$ de 50°C por encontrarse en el límite de funcionamiento de la instalación experimental.

Antes de proceder con el análisis de los resultados obtenidos, se van a presentar, siguiendo el mismo procedimiento que en el punto 4.3, los diagramas T-s y P-h, así como un diagrama de flujo de las potencias térmicas intercambiadas en la instalación en cascada, representando los máximos obtenidos con y sin IHX, para una temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C y una temperatura de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) de 40°C, con una consigna en los recalentamientos útiles de 10°C.

Figura 4. 56. Influencia del IHX en el sistema en cascada, para una $T_{o,L}$ (-30°C) y una $T_{k,H}$ (40°C)

En la Figura 4. 56 se representa el diagrama T-s, destacando con círculos los ciclos termodinámicos de alta y baja temperatura cuando se utiliza el IHX en el ciclo de baja. En este caso se observa que el IHX influye principalmente en el ciclo de baja temperatura, haciendo que el sub-enfriamiento sea mayor y provocando que se incremente la temperatura de aspiración al compresor y, en consecuencia, la temperatura de descarga de éste. El nivel de temperaturas intermedio variará, debido a que la temperatura de descarga es mayor, pero como se utiliza en los ensayos el gas-cooler, este hecho es difícil observarlo en este caso.

En cuanto al diagrama P-h, considerando los mismos estacionarios que para el diagrama T-s, se observa en la Figura 4. 57 que la producción frigorífica específica se incrementa, mientras que la tasa de compresión se mantiene prácticamente igual, lo que provocará que el COP del ciclo de baja sea mayor.

Figura 4. 57. Influencia del IHX en las presiones del sistema en cascada, para una $T_{o,L}$ (-30°C) y una $T_{k,H}$ (40°C)

A continuación se representa en la Figura 4. 58 el diagrama de flujo de las potencias térmicas intercambiadas en la instalación en cascada haciendo uso de los máximos obtenidos con y sin IHX, para las mismas temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -30°C y de condensación en el ciclo de alta ($T_{k,H}$) de 40°C , con una consigna en los recalentamientos útiles de 10°C . En esta representación se observa que la potencia frigorífica del ciclo de baja con IHX es mayor que sin IHX, mientras que la potencia disipada por el gas-cooler, debido a la mayor temperatura de descarga del compresor, aumenta, provocando que la temperatura de condensación en baja no aumente y, en consecuencia, que la tasa en el ciclo de baja temperatura no se incremente, compensando la desventaja que provoca el IHX si no se utiliza el gas-cooler.

Figura 4. 58. Representación de las potencias térmicas entrantes y salientes en la instalación. Para $T_{k,H} 40^\circ\text{C}$ y $T_{o,L} -30^\circ\text{C}$ en ambos casos. Sin IHX (izquierda), con IHX (derecha)

4.5.1 Análisis de resultados

El procedimiento que se describe a continuación se centra en comparar el COP global con IHX respecto al COP global sin IHX. En base a estos resultados, se estudiarán los motivos por los que el COP se ha modificado.

En la Figura 4. 59 se presenta el COP global de la instalación con IHX (rombos y color rojo) y sin IHX (círculos y color azul), para el rango de temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -25°C a -40°C y el rango de temperaturas de condensación en alta ($T_{k,H}$) de 30°C a 50°C . Variando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta (N_H) y con una consigna en los recalentamientos útiles de 10°C .

Figura 4. 59. COP_{Global} con y sin IHX respecto a $T_{k,L}$

Como se puede observar en la Figura 4. 59, el COP global de la instalación mejora cuando se utiliza un IHX en el ciclo de baja temperatura, haciéndose más evidente para temperaturas de condensación en el ciclo de alta de 30 y 40°C . Considerando el valor promedio de los máximos conseguidos (Figura 4. 60), se obtiene que la mejora que introduce el IHX en el COP global es, en promedio, de un 2.15% , con un mínimo del 0.31% ($T_{k,H} 50^{\circ}\text{C}$ y $T_{o,L} -40^{\circ}\text{C}$) y un máximo del 4.42% ($T_{k,H} 40^{\circ}\text{C}$ y $T_{o,L} -35^{\circ}\text{C}$). Esta mejora contrasta con los resultados mostrados por el modelo teórico, donde el IHX reducía el COP del sistema en cascada. Esto se debe a que la temperatura de descarga del

compresor es mayor que la obtenida teóricamente. Esta temperatura de descarga en el ciclo de baja mayor, hace que el gas-cooler disipe mayor cantidad de energía, haciendo que, como ya se ha explicado en el apartado anterior, mejore el COP global de la instalación, contrarrestando el efecto negativo que provoca el IHX en el COP global.

En la Figura 4. 60 se representan los COP globales máximos obtenidos con y sin IHX, para el mismo rango de temperaturas descrito anteriormente, donde se muestran las temperaturas de condensación en baja ($T_{k,L}$) en las que se ha alcanzado dicho máximo.

Figura 4. 60. COP_{Global} máximo respecto a $T_{o,L}$, con las correspondientes $T_{k,L}$, con y sin IHX

En la Figura 4. 60 se observa que, aunque la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$) debería ser mayor en el caso en el que se utiliza el IHX, debido a una temperatura de descarga del compresor de baja mayor, esto no ocurre en todos los casos, ya que la potencia térmica disipada por el gas cooler depende de la temperatura ambiente exterior, de la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja y del flujo másico trasegado por este ciclo, por lo que no se puede cuantificar la influencia que tiene el IHX en la $T_{k,L}$.

Ahora bien, la mejora en el COP global producida por el uso del IHX en baja, se debe a diferentes causas. Por este motivo, se parte de la expresión del COP para cada uno

de los ciclos de compresión de vapor que aúna la instalación de doble etapa en cascada, de forma que se pueda discernir sobre la influencia en cada ciclo de un IHX en el ciclo de baja temperatura.

Figura 4. 61. COP del ciclo de baja con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

En el COP del ciclo de baja, ver Figura 4. 61, la diferencia apreciada es mínima para una misma $T_{k,L}$, mientras que si se contemplan únicamente el promedio de los máximos obtenidos, el COP de baja mejora en un 0.23%. Por el contrario, el COP del ciclo de alta empeora en promedio un 1.29%, para esos mismos puntos. Esta reducción se observa gráficamente en la Figura 4. 62.

Figura 4. 62. COP del ciclo de alta con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

Es evidente que, si el COP de baja mejora mínimamente y el COP de alta empeora, el motivo por el cual la instalación experimental (utilizando el IHX) presenta una mejora es debido a un incremento en la potencia disipada por el gas-cooler o a una reducción en la potencia eléctrica consumida por el compresor de baja (Ec. 2. 109), puesto que la potencia eléctrica consumida por el ventilador del gas-cooler no cambia. Por lo tanto, se va a proceder con el análisis del ciclo de baja temperatura, de donde ya se sabe que el COP varía en un +0.23% en promedio.

En la Figura 4. 63 se presentan los resultados en cuanto a potencia frigorífica en el ciclo de baja temperatura, para todo el rango de temperaturas de evaporación ($T_{o,L}$ de -25°C a -40°C) y de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$ de 30°C a 50°C), variando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H) y con una consigna en los recalentamiento útiles de 10°C.

Figura 4. 63. Potencia frigorífica con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

Una de las variables que afectan directamente al COP del ciclo de baja es la potencia frigorífica de la instalación, ésta se mantiene en valores próximos a los de la instalación sin IHX, sin apreciar cambios sustanciales en su magnitud para la misma temperatura de condensación y evaporación en baja (Figura 4. 63). Para cuantificar la diferencia producida por el IHX se tienen en cuenta los máximos obtenidos, mediante los cuales se obtiene que la potencia frigorífica se reduce, en promedio, un 1.18% respecto a la instalación ensayada sin IHX. Como el IHX produce un incremento evidente en la producción frigorífica específica (ver Figura 4. 64) y se ha constatado una reducción en la potencia frigorífica, ésta debe ser causada por el flujo másico trasegado en el ciclo de baja temperatura.

Figura 4. 64. Producción frigorífica específica con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

La producción frigorífica específica ($q_{o,L}$) se ve incrementada cuando se utiliza el IHX (ver Figura 4. 64), lo que confirma que éste se encuentra en funcionamiento. Este incremento se cuantifica, en promedio, en un 4.02%, por lo que el flujo másico que circula por el ciclo de baja temperatura se reduce, provocado principalmente por el incremento del volumen específico de aspiración al compresor (ver Figura 4. 65), el cual se incrementa conforme se reduce la temperatura de evaporación en baja, ya que circula menos caudal y el recalentamiento es mayor.

Figura 4. 65. Volumen específico de aspiración al compresor de baja con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

Además, el IHX provoca un recalentamiento en la línea de aspiración (Figura 4. 66), con lo que se consigue evitar que el compresor aspire el fluido refrigerante a temperaturas muy bajas, alargando la vida útil del mismo. Como se puede observar, la temperatura de aspiración en baja ($T_{asp,L}$) sigue la misma tendencia que la producida por la temperatura de condensación en baja ($T_{k,L}$). Esto se debe a que la eficiencia del IHX es muy elevada, entre un 73.83% y un 95.77%, motivo por el cual, el IHX hace que la temperatura de aspiración al compresor sea significativamente mayor. Este efecto provocado por el IHX hace que también haya un incremento en la temperatura de descarga del ciclo de baja y, en consecuencia, un incremento de la potencia térmica que puede disipar el gas-cooler.

Figura 4. 66. Temperatura de aspiración en baja con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

En cuanto a la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja temperatura ($T_{des,L}$), considerando los ensayos con y sin IHX, ver Figura 4. 67, para las temperaturas de evaporación en baja ($T_{o,L}$) de -25°C a -40°C y las temperaturas de condensación en el ciclo de alta temperatura ($T_{k,H}$) de 30°C a 50°C . Con 10°C en los recalentamientos útiles de ambos ciclos y variando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura (N_H), se observa que dicha temperatura ($T_{des,L}$) aumenta en mayor medida cuando se utiliza el IHX, alcanzando los 110°C , debido a una temperatura de aspiración mayor que sin IHX, de forma que la potencia térmica que se puede disipar por medio del uso del gas-cooler aumenta.

Figura 4. 67. Temperatura de descarga en baja con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

Como ya se ha descrito en el punto 4.4 del presente capítulo sobre la influencia del gas-cooler en la instalación, cuanto mayor sea la potencia térmica disipada, mayor será la mejora en el COP global de la instalación. En este caso, es evidente que se disipa mayor cantidad de energía cuando se utiliza el IHX (Figura 4. 68) contrarrestando la carga térmica asociada al recalentamiento en aspiración provocado por el IHX, de forma que, aunque el COP del ciclo de baja no parece que se vea afectado por el IHX, sí que mejora el COP global.

Figura 4. 68. Potencia térmica disipada por el gas-cooler con y sin IHX, respecto a $T_{k,L}$

En el análisis del IHX, si se consideran los máximos obtenidos, la potencia térmica disipada por el gas-cooler se ha incrementado en un 15.94%, en promedio, lo que hace que la potencia térmica intercambiada por el intercambiador cascada sea menor. Por lo tanto, el incremento en la potencia térmica disipada por el gas-cooler, provocado por el IHX en el ciclo de baja temperatura, es el principal motivo por el que mejora el COP global de la instalación experimental en cascada analizada.

4.6 Parametrización de la instalación experimental

Una vez analizada en profundidad la instalación experimental, se observa que los principales parámetros de interés de la misma varían siguiendo tendencias aproximadamente lineales, por lo que en este apartado se van a presentar, mediante modelos de regresión lineal múltiple, las ecuaciones correspondientes al COP y a la potencia frigorífica, así como la temperatura del nivel intermedio, mediante la temperatura de condensación en baja y el salto térmico en el intercambiador cascada.

Cada uno de los parámetros se obtiene a partir de las tres variables de entrada (N_H , $T_{o,L}$ y $T_{k,H}$) y de las temperaturas correspondientes al nivel intermedio, la de condensación del ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$) y el salto térmico en el intercambiador cascada (ΔT_{casc}), siempre y cuando resulten significativas, donde el rango analizado se corresponde con los ensayos experimentales realizados sin y con IHX, utilizando el gas-cooler en todos los casos y con el compresor del ciclo de baja funcionando a régimen nominal (1450rpm).

En el caso en el que la instalación experimental funciona sin IHX, los modelos de regresión lineal múltiple se obtienen a partir de 540 datos, donde la temperatura de evaporación en baja ($T_{o,L}$) varía entre -25°C y -40°C , la temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$) está entre 30°C y 50°C y el régimen de giro del compresor de alta (N_H) se encuentra dentro del rango de 806.4rpm a 1510.8rpm.

$$T_{k,L} = 14.3617 - 0.0111 \cdot N_H + 0.2923 \cdot T_{k,H} + 0.6279 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 63}$$

La $T_{k,L}$ se ajusta bastante bien a la aproximación lineal considerada (Ec. 4. 63), puesto que el coeficiente de correlación se aproxima a la unidad ($R^2=0.9831$), donde la desviación máxima absoluta es de 1.88°C .

El salto térmico en la cascada (ΔT_{casc}) también se modela mediante un ajuste lineal múltiple (Ec. 4. 64), aunque en este caso, el coeficiente de la correlación es algo inferior ($R^2=0.7577$). El error máximo absoluto es de 0.93°C y el promedio de 0.32°C .

$$\Delta T_{casc} = -11.36 + 0.0102 \cdot N_H - 0.1641 \cdot T_{k,H} + 0.6805 \cdot T_{k,L} - 0.4788 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 64}$$

La producción frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) presenta un buen ajuste ($R^2=0.9859$), donde la temperatura de condensación del ciclo de alta no es una variable significativa en el modelo de regresión lineal múltiple, confirmando la conclusión alcanzada de forma gráfica en el punto 4.3.2.3 del presente capítulo. El modelo obtenido (Ec. 4. 65) presenta un error relativo máximo del 9.21%, con un error relativo promedio del 0.24%, donde el 94.07% de los datos se encuentran dentro del $\pm 5\%$.

$$\dot{Q}_{o,L} = 15.781 - 0.123 \cdot T_{k,L} + 0.319 \cdot T_{o,L} + 0.116 \cdot \Delta T_{casc} - 3 \cdot 10^{-4} \cdot N_H \quad \text{Ec. 4. 65}$$

En cuanto al COP global de la instalación, el ajuste (Ec. 4. 66) es bueno ($R^2=0.968$), donde el salto térmico en el intercambiador cascada no resulta ser una variable significativa en el modelo de regresión obtenido. El error máximo relativo alcanzado es del 11.75%, con un promedio del 0.037%, con el 89.26% de los datos con un error inferior al $\pm 5\%$.

$$COP_{Global} = 3.583 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot N_H - 0.014 \cdot T_{k,H} - 0.018 \cdot T_{k,L} + 0.045 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 66}$$

Finalmente, y considerando la elevada importancia que tiene el gas-cooler en la variación del COP global de la instalación, se parametriza tanto la temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja como la potencia térmica disipada por el gas-cooler, contemplando la temperatura ambiente exterior como variable explicativa.

$$T_{des,L} = -22.621 + 0.122 \cdot T_{k,H} + 2.596 \cdot T_{k,L} - 3.282 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 67}$$

$$\dot{Q}_{gc,L} = 1.291 - 0.017 \cdot T_{amb} - 0.021 \cdot \Delta T_{casc} + 0.047 \cdot T_{k,L} - 0.016 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 68}$$

Tanto el ajuste de la temperatura de descarga en baja (Ec. 4. 67) como el de la potencia disipada por el gas-cooler (Ec. 4. 68) son buenos, con un coeficiente de la correlación de 0.991 y 0.9356 respectivamente. Cabe destacar que la temperatura de descarga del ciclo de baja no resulta ser significativa, adquiriendo una mayor importancia las temperaturas en el nivel intermedio ($T_{k,L}$ y ΔT_{casc}) así como la temperatura del aire del ambiente exterior y la temperatura de evaporación del ciclo de

baja temperatura. El error relativo máximo obtenido para la potencia térmica disipada es del 12.89%, donde el 89.44% de los datos se encuentran dentro del $\pm 5\%$ de desviación.

En cuanto a la parametrización de la instalación experimental utilizando el IHX en el ciclo de baja temperatura, ésta se realiza para el mismo rango de funcionamiento que en el caso anterior. Esto se debe a que los ensayos realizados a una temperatura de evaporación de -45°C presentan desviaciones mayores, provocando que los ajustes de los modelos no sean tan buenos. Por lo tanto, se utilizan 550 de los 650 datos obtenidos.

$$T_{k,L} = 11.9390 - 0.0103 \cdot N_H + 0.2887 \cdot T_{k,H} + 0.5971 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 69}$$

La $T_{k,L}$ se ajusta bien al modelo obtenido (Ec. 4. 69), con un R^2 de 0.9831, donde la desviación máxima absoluta es de 1.26°C .

El salto térmico en la cascada (ΔT_{casc}) se ajusta con la Ec. 4. 70, aunque en este caso, el coeficiente de la correlación es mejor que el obtenido sin IHX ($R^2=0.8409$). El error máximo absoluto es de 0.94°C y el promedio de 0.31°C .

$$\Delta T_{casc} = -13.4 + 0.011 \cdot N_H - 0.195 \cdot T_{k,H} + 0.825 \cdot T_{k,L} - 0.590 \cdot T_{o,L} \quad \text{Ec. 4. 70}$$

En cuanto a los parámetros energéticos de la instalación, la producción frigorífica ($\dot{Q}_{o,L}$) se ajusta muy bien a un modelo de regresión lineal múltiple ($R^2=0.9919$). El modelo obtenido (Ec. 4. 71) presenta un error relativo máximo del 8.29%, con un error relativo promedio del 0.017%, donde el 96.33% de los datos se encuentran dentro del $\pm 5\%$.

$$\dot{Q}_{o,L} = 15.099 - 0.010 \cdot T_{k,H} - 0.095 \cdot T_{k,L} + 0.294 \cdot T_{o,L} + 0.127 \cdot \Delta T_{casc} \quad \text{Ec. 4. 71}$$

En el COP global de la instalación, el ajuste (Ec. 4. 72) es bueno ($R^2=0.9773$). El error máximo relativo alcanzado es del 7.64%, con un promedio del 0.013% y el 96.5% de los datos con un error inferior al $\pm 5\%$.

$$COP_{Global} = 3.175 - 0.021 \cdot T_{k,H} + 0.007 \cdot T_{k,L} + 0.026 \cdot T_{o,L} - 0.023 \cdot \Delta T_{casc} \quad Ec. 4. 72$$

Finalmente, se parametriza la potencia térmica disipada por el gas-cooler.

$$T_{des,L} = -27.949 + 0.081 \cdot T_{k,H} + 3.524 \cdot T_{k,L} - 4.032 \cdot T_{o,L} \quad Ec. 4. 73$$

$$\dot{Q}_{gc,L} = 1.4 - 0.014 \cdot T_{amb} - 0.023 \cdot \Delta T_{casc} + 0.077 \cdot T_{k,L} - 0.037 \cdot T_{o,L} - 0.006 \cdot T_{des,L} \quad Ec. 4. 74$$

El ajuste de la potencia térmica disipada por el gas-cooler (Ec. 4. 74) mejora respecto al caso sin IHX, con un coeficiente de la correlación de 0.9581. El error relativo máximo obtenido para la potencia térmica disipada es del 10.33%, donde el 88.67% de los datos se encuentran dentro del $\pm 5\%$ de desviación.

El rango de validez de las ecuaciones obtenidas se presenta en las Tabla 4. 5 y Tabla 4. 6 para los casos sin IHX y con IHX, respectivamente.

Sin IHX	$T_{o,L} (^{\circ}C)$	$T_{k,H} (^{\circ}C)$	$T_{k,L} (^{\circ}C)$	$\Delta T_{casc} (^{\circ}C)$	$T_{amb} (^{\circ}C)$	$T_{des,L} (^{\circ}C)$	$N_H (rpm)$	Incertidumbre
$T_{k,L}$	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	De $30^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	-	-	-	De 806.4 a 1208.72	$\pm 1.88^{\circ}C$
ΔT_{casc}	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	De $30^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	-	-	-	De 806.4 a 1208.72	$\pm 0.92^{\circ}C$
$\dot{Q}_{o,L}$	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	-	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	De $3.08^{\circ}C$ a $6.06^{\circ}C$	-	-	De 806.4 a 1208.72	$\pm 9.21\%$
COP_{Global}	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	De $30^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	-	-	-	-	$\pm 11.75\%$
$T_{des,L}$	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	De $30^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	-	-	-	-	$\pm 4.29\%$
$\dot{Q}_{gc,L}$	De $-30^{\circ}C$ a $-40^{\circ}C$	-	De $-15.36^{\circ}C$ a $0.21^{\circ}C$	De $3.08^{\circ}C$ a $6.06^{\circ}C$	De $17.7^{\circ}C$ a $29.7^{\circ}C$	De $54.7^{\circ}C$ a $104.4^{\circ}C$	-	$\pm 12.89\%$

Tabla 4. 5. Rango de validez de las ecuaciones sin IHX

Con IHX	$T_{o,L}$ (°C)	$T_{k,H}$ (°C)	$T_{k,L}$ (°C)	ΔT_{casc} (°C)	T_{amb} (°C)	$T_{des,L}$ (°C)	N_H (rpm)	Incertidumbre
$T_{k,L}$	De -30°C a -40°C	De 30°C a 50°C	De -15.67°C a 0.63°C	-	-	-	De 806.4 a 1208.72	$\pm 1.26^\circ C$
ΔT_{casc}	De -30°C a -40°C	De 30°C a 50°C	De -15.67°C a 0.63°C	-	-	-	De 806.4 a 1208.72	$\pm 0.94^\circ C$
$\dot{Q}_{o,L}$	De -30°C a -40°C	De -15.67°C a 0.63°C	De -15.67°C a 0.63°C	De 3.21°C a 6.25°C	-	-	-	$\pm 8.29\%$
COP_{global}	De -30°C a -40°C	De 30°C a 50°C	De -15.67°C a 0.63°C	-	-	-	-	$\pm 7.64\%$
$T_{des,L}$	De -30°C a -40°C	De 30°C a 50°C	De -15.67°C a 0.63°C	-	-	-	-	$\pm 4.82\%$
$\dot{Q}_{g,c,L}$	De -30°C a -40°C	-	De -15.67°C a 0.63°C	De 3.21°C a 6.25°C	De 15.1°C a 30.2°C	De 61.9°C a 109.7°C	-	$\pm 10.33\%$

Tabla 4. 6. Rango de validez de las ecuaciones con IHX

5 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo de la tesis doctoral, se ha analizado experimentalmente la instalación en cascada descrita en el capítulo 3. A continuación se presentan, resumidamente, las conclusiones que se han alcanzado tanto para el funcionamiento de la instalación en cascada como para los diferentes elementos estudiados en la misma, como son el sistema de arranque de la instalación, el IHX y el gas-cooler, ambos en el ciclo de baja temperatura.

Del análisis experimental de los parámetros energéticos de la instalación sin utilizar el IHX se extrae la siguiente información:

- La potencia frigorífica se encuentra entre 4.1 kW ($T_{k,H}$ 50°C; $T_{o,L}$ -40°C) y 8.75 kW ($T_{k,H}$ 40°C; $T_{o,L}$ -25°C). Esta variable sigue una tendencia aproximadamente lineal, con una pendiente negativa conforme aumenta la temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura ($T_{k,L}$) donde, por cada incremento de 5°C en la temperatura de evaporación del ciclo de baja ($T_{o,L}$), la potencia frigorífica aumenta en 1.2, 1.4 y 1.6 kW partiendo de una $T_{o,L}$ de -40°C y para una misma temperatura de condensación en alta ($T_{k,H}$ 40°C), estado en el que la potencia frigorífica es de 4.5kW. Del estudio paramétrico se extrae que la potencia frigorífica se ve afectada principalmente por la $T_{o,L}$ (+319 W por cada incremento de 1°C en la $T_{o,L}$) y en menor medida por la $T_{k,L}$ (-123 W por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$). Mientras que la temperatura de condensación del ciclo de alta ($T_{k,H}$) no influye en la potencia frigorífica del ciclo de baja si no se utiliza el IHX.
- El COP global de la instalación se encuentra entre 0.894 ($T_{k,H}$ 50°C; $T_{o,L}$ -40°C) y 1.674 ($T_{k,H}$ 30°C; $T_{o,L}$ -30°C). Donde la temperatura de evaporación del ciclo de baja ($T_{o,L}$) provoca que el COP se incremente en un 12% por cada incremento en 5°C de la $T_{o,L}$, mientras que por cada incremento de 5°C en la $T_{k,H}$, el COP global se reduce en un 9% aproximadamente.
- La temperatura de descarga del compresor del ciclo de baja ($T_{des,L}$) se encuentra entre 104.18°C ($T_{k,H}$ 50°C; $T_{o,L}$ -40°C) y 54.89°C ($T_{k,H}$ 40°C; $T_{o,L}$ -25°C). Esta variable se ve afectada por los tres niveles de temperatura (evaporación y condensación en baja, además de la condensación en alta) donde un incremento de 1°C en la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$) provoca un aumento de 2.5°C en la $T_{des,L}$. En cuanto a la $T_{o,L}$, ésta provoca aumentos de entre 15 y 20°C por cada incremento de 5°C en

la $T_{o,L}$. El efecto producido por la temperatura de condensación del ciclo de alta ($T_{k,H}$) es pequeño, pero no despreciable.

- Finalmente, la potencia disipada por el gas-cooler se encuentra entre 1.387 kW ($T_{k,H}$ 50°C; $T_{o,L}$ -40°C) y 0.789 kW ($T_{k,H}$ 30°C; $T_{o,L}$ -30°C). Esta potencia sigue una tendencia lineal positiva conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja ($T_{k,L}$), incrementándose en aproximadamente 50 W por cada incremento de 1°C en la $T_{k,L}$, mientras que la temperatura ambiente, la $T_{o,L}$ o el ΔT_{casc} , hacen que la potencia disipada en el gas-cooler se reduzca en aproximadamente 20 W por cada incremento de 1°C en cada una de estas variables.

En cuanto a los diferentes elementos estudiados en este documento, el sistema patentado por el Grupo de Ingeniería Térmica de la Universidad Jaume I, utilizado para realizar el procedimiento de arranque de la instalación experimental con un sistema de doble etapa indirecta o cascada sin la necesidad de emplear un sistema auxiliar, desempeña su función correctamente.

A raíz de los resultados obtenidos, el uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura provoca que el COP de la instalación mejore (un promedio del +8.56% en los ensayos analizados) debido a la reducción de la carga térmica que debe compensar el ciclo de alta temperatura. Este elemento provoca, a su vez, que la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura se reduzca, lo que hace que el COP del ciclo de alta baje y el COP del ciclo de baja aumente debido al incremento de la potencia frigorífica del ciclo debido, a su vez, al aumento de la producción frigorífica específica y del flujo másico que circula por el ciclo de baja. Como contrapartida, el salto térmico en el intercambiador cascada se incrementa, debido a la reducción del flujo másico del ciclo de alta temperatura. A pesar de dicha desventaja, el gas-cooler se convierte en un elemento imprescindible para mejorar el COP de la instalación en cascada.

El otro elemento estudiado, el IHX en el ciclo de baja temperatura, provoca un incremento elevado en la temperatura de aspiración al compresor del ciclo de baja temperatura, de forma que no se limita la vida útil del mismo. Dicho incremento provoca que la temperatura de descarga del ciclo sea aún más elevada, haciendo que la potencia térmica disipada por el gas-cooler se incremente (+15.49% en promedio). Este es, por tanto, el principal motivo por el que mejora el COP global de la instalación experimental en cascada. La mejora en el COP global ha sido de un 2.15% en promedio, mientras que la potencia frigorífica del ciclo de baja temperatura se reduce, en promedio, en un 1.18% respecto a la instalación sin IHX, considerando en todos los casos los máximos obtenidos experimentalmente.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

1 Conclusiones

Las conclusiones alcanzadas en la presente tesis doctoral se enuncian, de forma resumida, en este apartado.

Del análisis teórico del sistema en cascada:

- El sistema de doble compresión indirecta o cascada se ve afectado, principalmente, por cuatro variables: la temperatura de evaporación en baja, la temperatura de condensación en baja, el salto térmico en el intercambiador cascada y la temperatura de condensación del ciclo de alta temperatura.
- El R134a se presenta como la mejor opción dentro de las analizadas aunando seguridad, eficiencia energética y comportamiento medioambiental para el circuito de alta temperatura de un sistema en cascada destinado a la refrigeración comercial a baja temperatura, sin repercutir en la seguridad de la instalación y cumpliendo con la nueva reglamentación F-Gas.
- El TEWI del sistema en cascada utilizando R134a/CO₂ es inferior al del resto de fluidos de clase A1 (alta seguridad) analizados para el ciclo de alta temperatura, mientras que respecto a fluidos inflamables y/o tóxicos, el impacto medioambiental a lo largo de la vida útil de la instalación es como máximo un 6% superior.
- La utilización de un IHX presenta una pequeña mejora en el COP del sistema únicamente si se instala en el ciclo de alta temperatura. Su función en el ciclo de baja temperatura se centra en alargar la vida útil del compresor, evitando que la temperatura de aspiración en el mismo sea muy baja.
- El uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura resulta favorable para el COP de la instalación, puesto que éste disipa cierta cantidad de energía térmica, reduciendo la carga térmica que debe ser compensada por el circuito de alta temperatura.

De la instalación experimental:

- Se ha adaptado una instalación de doble etapa indirecta o cascada con un sistema de arranque integrado en la misma, perteneciente al Grupo de Ingeniería Térmica de la Universidad Jaume I, en un banco de ensayos con todos los elementos de medida necesarios para poder conocer y evaluar los parámetros fundamentales de funcionamiento de la instalación.
- Se ha desarrollado un sistema de adquisición de datos mediante el cual poder monitorizar en tiempo real el estado de la instalación experimental, así como el almacenamiento de los datos obtenidos por el sistema.
- Se ha utilizado un módulo de salidas de control para tener la posibilidad de modificar el régimen de giro de los dos compresores desde la misma aplicación desarrollada para la monitorización, de forma que se pueda variar la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura y el salto térmico en el intercambiador cascada.

Del análisis experimental

- Se ha evaluado el comportamiento de la instalación experimental utilizando R134a en el ciclo de alta temperatura y CO₂ en el ciclo de baja temperatura.
- Se ha estudiado el comportamiento de ambos compresores, donde se ha observado que el rendimiento del compresor del ciclo de baja temperatura se reduce considerablemente cuando se encuentra por debajo del régimen nominal (1450rpm), mientras que el compresor del ciclo de alta sí que está preparado para trabajar a diferentes regímenes de giro.
- La instalación se ha ensayado con y sin IHX en el ciclo de baja temperatura para el rango de temperaturas de evaporación en el ciclo de baja de -25 a -45°C y el rango de temperaturas de condensación en el ciclo de alta de 30, 40 y 50°C (siempre y cuando lo ha permitido la instalación), con recalentamientos útiles de 10°C en ambos ciclos, variando el régimen de giro del compresor del ciclo de alta temperatura y fijando el régimen de giro del compresor del ciclo de baja temperatura a la velocidad nominal.

- A raíz de los resultados obtenidos:
 - La potencia frigorífica de la instalación se ve afectada, principalmente, por las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo de baja temperatura.
 - El COP global se incrementa conforme aumenta la temperatura de condensación del ciclo de baja temperatura hasta alcanzar un máximo.
 - El funcionamiento del sistema a una temperatura de condensación en el ciclo de baja diferente a la del óptimo repercute mínimamente en el COP global de la instalación experimental. Por ejemplo, una desviación de 3°C en la $T_{k,L}$ respecto al máximo obtenido provoca una reducción máxima de un 2.34% en el COP global del sistema.
 - El uso de un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura provoca que el COP global de la instalación mejore debido a que la carga disipada por el gas-cooler en el ciclo de baja hace que el ciclo de alta deba compensar una carga térmica menor. Esta mejora se ha cuantificado en un 8.56% (en promedio) para una temperatura de evaporación en baja de -35°C y una temperatura de condensación en alta de 40°C.
 - La utilización del IHX en el ciclo de baja temperatura hace que el COP global de la instalación se incremente, debido a la mayor temperatura de descarga que hace que la potencia disipada por el gas-cooler sea mayor y, además, este elemento protege al compresor de temperaturas de aspiración muy bajas. El COP global mejora en promedio en un 2.15% para todo el rango de ensayos experimentales ($T_{o,L}$ de -25 a -40°C y $T_{k,H}$ de 30 a 50°C).

2 Trabajos futuros

En la presente tesis doctoral se ha reconvertido una instalación de doble etapa indirecta o cascada, destinada a la refrigeración comercial a baja temperatura, en un banco de ensayos totalmente instrumentalizado con el que poder desarrollar nuevos trabajos de investigación.

Los trabajos futuros que pueden derivarse de la presente tesis son:

- Estudiar, desde un punto de vista energético y medioambiental, la diferencia provocada por las diferentes opciones consideradas en cuanto a la sustitución del fluido frigorígeno en el ciclo de alta temperatura, contemplando la utilización de fluidos refrigerantes inflamables de muy bajo GWP, como son los HFOs (R1234ze (E)), los hidrocarburos (R290) o los HFCs (R152a y R161), cuantificando el impacto medioambiental total en cada caso y la diferencia entre ellos.
- Estudiar el efecto producido por la instalación de un IHX en el circuito de alta temperatura.
- Hacer estudios de transferencia de calor en el intercambiador cascada para diferentes refrigerantes.
- Analizar el comportamiento de la instalación frente a variaciones en el régimen de giro del compresor del ciclo de baja temperatura, reemplazando el existente por un compresor que esté realmente preparado para un rango de frecuencias alto.
- Desarrollar un sistema con el que poder regular de forma automática el comportamiento de la instalación experimental, de forma que se alcancen las condiciones de trabajo requeridas funcionando al máximo rendimiento mediante la variación del régimen de giro de ambos compresores.
- Finalmente, estudiar la forma con la que se podría adaptar la instalación existente para dar servicio al nivel de la media temperatura en el sector de la refrigeración comercial mediante el uso de CO₂ del ciclo de baja temperatura como fluido secundario.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (EC) n°2037/2000, 2000. Regulation (EC) No. 2037/2000 of the European Parliament and of the Council of 29 June 2000 on substances that deplete the ozone layer. Official Journal; 29th June 2000.
- AIRAH, 2012. Methods of calculating Equivalent Warming Impact (TEWI). The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating.
- Aprea, C., Rossi, F.d., Mastrullo, R., 1997. The uncertainties in measuring vapour compression plant performances. Measurement 21.
- ASHRAE, 2010. Designation and Safety Classification of Refrigerants. ANSI/ASHRAE Standard 34-2010, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, GA, USA.
- Bingming, W., Huagen, W., Jianfeng, L., Ziwen, X., 2009. Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor. International Journal of Refrigeration 32, 1358-1365.
- Bolaji, B.O., 2010. Experimental study of R152a and R32 to replace R134a in a domestic refrigerator. Energy 35, 3793-3798.
- Bowden, S.T., 1954. A corrected Guldberg rule. Nature 174, 613-614.
- Cabello, R., 2003. Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor, para la evaluación de los parámetros energéticos con datos empíricos, obtenidos utilizando como fluido de trabajo el refrigerante HCFC-22, y los refrigerantes alternativos HFC-134a y HFC-407C, Dep. of Applied Thermodynamics. Polytechnic University of Valencia, Valencia (Spain).
- Cabello, R., Llopis, R., Sánchez, D., Torrella, E., 2011. REFLAB: An Interactive Tool for Supporting Practical Learning in the Educational Field of Refrigeration. International Journal of Engineering Education 27, 909 - 918.
- Cabello, R., Llopis, R., Sánchez, D., Torrella, E., 2013. Sistema de refrigeración en cascada para CO₂ en baja temperatura y procedimiento asociado, Spain.
- Calm, J.M., 2008. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. International Journal of Refrigeration 31, 1123-1133.

- Calm, J.M., Hourahan, G.C., 2011. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants, in: Refrigeration, I.I.o. (Ed.), 23rd IIR International Congress of Refrigeration. IIR, Prague.
- Climatización, C.T.A.C., 2012. UNE EN-378:2008+A2:2012, Sistemas de refrigeración y bombas de calor - Requisitos de seguridad y medioambientales. AENOR.
- Cowan, D., Gartshore, J., Chaer, I., Francis, C., Maidment, G., 2010. REAL ZERO - reducing refrigerant emissions & leakage - feedback from the IOR project. Proceedings of the Institute of Refrigeration 2009-10. 7-1.
- da Silva, A., Bandarra Filho, E.P., Antunes, A.H.P., 2012. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. Applied Thermal Engineering 41, 30-35.
- Di Nicola, G., Giuliani, G., Polonara, F., Stryjek, R., 2005. Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems. International Journal of Refrigeration 28, 130-140.
- Di Nicola, G., Polonara, F., Stryjek, R., Arteconi, A., 2011. Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants. International Journal of Refrigeration 34, 1436-1445.
- Dopazo, A., Fernández-Seara, J., Sieres, J., Uhía, F.J., 2009. Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. Applied Thermal Engineering 29, 1577-1583.
- Dopazo, J.A., 2010. Diseño, construcción y evaluación experimental de un prototipo de sistema de refrigeración en cascada con refrigerantes naturales CO₂ y NH₃, Área de Máquinas y Motores Térmicos. Universidad de Vigo, Vigo.
- Dopazo, J.A., Fernández-Seara, J., 2011. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications. International Journal of Refrigeration 34, 257-267.
- el Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea, 2006. Reglamento (CE) nº 842/2006 del Parlamento Europeo y del Consejo de 17 de mayo de 2006 sobre determinados gases fluorados de efecto invernadero. Diario Oficial de la Unión Europea.
- EPA, 2010. Transition to Low GWP. Alternatives in commercial refrigeration, in: Agency, U.S.E.P. (Ed.), www.epa.gov.
- EReIE, D.C.e.X.P.-, Cemafruid, E.D.a.T.M.-, CES, S.B.-A., 2013. Alternatives to high GWP in refrigeration and air-conditioning applications. Study funded by ADEME, AFCE and Uniclimate, <http://www.afce.asso.fr/en-france/copy-of-etude-sur-les-alternatives-aux-hfc-a-fort-gwp>.

Estado, B.O., 30 de Octubre de 2013. Ley 16/2013, de 29 de octubre, por la que se establecen determinadas medidas en materia de fiscalidad medioambiental y se adoptan otras medidas tributarias y financieras., p. 41.

European Commission, 2014. REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. In: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/PDF/?uri=OJ:JOL_2014_150_R_0008&from=EN. Official Journal of the European Union.

Getu, H.M., Bansal, P.K., 2008. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. International Journal of Refrigeration 31, 45-54.

Gong, M., Sun, Z., Wu, J., Zhang, Y., Meng, C., Zhou, Y., 2009. Performance of R170 mixtures as refrigerants for refrigeration at -80 °C temperature range. International Journal of Refrigeration 32, 892-900.

Gosney W.B., 1982. Principles of Refrigeration. Cambridge University Press.

Guldberg, C.M., 1890. Z. Phys. Chem. 5.

Han, X.-h., Qiu, Y., Li, P., Xu, Y.-j., Wang, Q., Chen, G.-m., 2012. Cycle performance studies on HFC-161 in a small-scale refrigeration system as an alternative refrigerant to HFC-410A. Energy and Buildings 44, 33-38.

Hosöz, M., 2004. Performance comparison of single-stage and cascade refrigeration systems using R134a as the working fluid. Turkish Journal of Engineering Environmental and Sciences 29, 285-196.

Hung, P., Rajan, R., 2012. R32 and HFOs al low-GWP refrigerants for air conditioning, International Refrigeration and air conditioning Conference at Purdue, Purdue.

IPCC - UNEP, 2005. Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Special Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press.

IPCC/TEAP, 2005. Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System.

Kilicarslan, A., Hosoz, M., 2010. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. Energy Conversion and Management 51, 2947-2954.

Kim, D.H., Park, H.S., Kim, M.S., 2013. Optimal temperature between high and low stage cycles for R134a/R410A cascade heat pump based water heater system. Experimental Thermal and Fluid Science 47, 172-179.

- Lee, T.-S., Liu, C.-H., Chen, T.-W., 2006a. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 29, 1100-1108.
- Lee, T.S., Liu, C.H., Chen, T.W., 2006b. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 29, 1100-1108.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2010. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2013. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- Lorentzen, G., 1994. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 17, 292-301.
- Llopis, R., 2008. Evaluación experimental de una planta frigorífica de doble etapa de compresión trabajando con un compresor compound. Análisis de los efectos de desrecalentamiento y subenfriamiento utilizando como fluido de trabajo el HFC-404A., Dep. of Applied Thermodynamics. Polytechnic University of Valencia, Valencia (Spain).
- Llopis, R., Sanz-Kock, C., Sánchez, D., Cabello, R., Torrella, E., 2014. Thermodynamic and environmental analysis of two-stage refrigeration vapour compression cycles: fluids and systems, CYTEF, Tarragona.
- Mastrullo, R., Mauro, A.W., Menna, L., Vanoli, G.P., 2014. Replacement of R404A with propane in a light commercial vertical freezer: A parametric study of performances for different system architectures. *Energy Conversion and Management* 82, 54-60.
- Messineo, A., 2012. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. *Energy Procedia* 14, 56-65.
- Moffat, R.J., 1985. Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment. *Journal of Fluids Engineering* 107, 173-178.
- Mohanraj, M., Jayaraj, S., Muraleedharan, C., Chandrasekar, P., 2009. Experimental investigation of R290/R600a mixture as an alternative to R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Thermal Sciences* 48, 1036-1042.
- Molina, M.J., Rowland, F.S., 1974. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature* 249, 810-812.

- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, Á., Molés, F., Peris, B., 2014. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements. *Applied Thermal Engineering* 71, 259-265.
- Patiño, J., 2013. Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan CO2 como refrigerante, Departamento de mecánica y construcción. Universidad Jaume I, Castellón, p. 373.
- Patiño, J., Llopis, R., Sánchez, D., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Torrella, E., 2014. A comparative analysis of a CO2 evaporator model using experimental heat transfer correlations and a flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 71, 361-375.
- Pearson, S.F., 1999-2000. A more efficient halocarbon substitute for R22. The Institute of Refrigeration.
- Rhiemeier J.M, Harnisch. J, Ters C., Kauffeld. M., Leisewitz A, 2009. Comparative Assessment of the Climate Relevance of Supermarket Refrigeration Systems and Equipment, in: Environmental research of the Federal Ministry of the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety. Research Report 206 44 300. (http://www.epa.gov/greenhill/downloads/ubastudy_supermarkets.pdf) (Ed.).
- Sánchez, D., 2010. Desarrollo de una planta frigorífica de compresión de vapor empleando el fluido natural CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas. Análisis experimental y evaluación energética de diferentes configuraciones., Mechanical Engineering and Construction Dep. Jaume I University, Castellón de la Plana (Spain).
- Sanz-Kock, C., Llopis, R., Sánchez, D., Cabello, R., Torrella, E., 2014. Experimental evaluation of a R134a/CO2 cascade refrigeration plant. *Applied Thermal Engineering* 73, 39-48.
- Sawalha, S., 2008. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration - Department of Energy Technology, Stockholm - Sweden, p. 163.
- Stolarski, R.S., Krueger, A.J., Schoeberl, M.R., McPeters, R.D., Newman, P.A., Alpert, J.C., 1986. Nimbus 7 satellite measurements of the springtime Antarctic ozone decrease. *Nature* 322.
- Team, R.D.C., 2013. The R Foundation for Statistical Computing.
- TYFO, 2013. High-performance low viscous secondary refrigerant for applications down to -55°C. In: http://www.tyfo.de/docs/TI-TYFOXIT_gb_2013.pdf.

- UNEP, 2011. 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee (RTOC), 2010 Assessment.
- United Nations, 1987. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer. New York, NY, USA (1987 with subsequent amendments). .
- United Nations, 1997. The Kyoto Protocol to the Framework Convention on Climate Change. 1997. Available at: <http://unfccc.int/essential_background/kyoto_protocol/background/items/1351.php>.
- Winkler, J., Aute, V., Radermacher, R., 2008. Simulation and validation of R404A/CO2 cascade refrigeration system, International Refrigeration and Air Conditioning Conference. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/942>, Purdue.
- Xiao, J., Liu, Y.F., 2013. Thermodynamic analysis of a R32/CO2 cascade refrigeration cycle, pp. 527-530.
- Yingwen, W., Xiangfei, L., Xiaoping, T., Rong, Z., 2012. Study of R161 refrigerant for residential air-conditioning applications, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Purdue.
- Zhao, X., Bansal, P.K., 2007. Flow boiling heat transfer characteristics of CO2 at low temperatures. International Journal of Refrigeration 30, 937-945.