

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



Universidad Jaume I de Castellón

**Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales
Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción**

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Daniel Sánchez García-Vacas

Dirigida por:

Dr. D. Ramón Cabello López

Dr. D. Enrique Torrella Alcaraz

Castellón, Marzo 2010

TESIS DOCTORAL

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

DOCTORANDO

Daniel Sánchez García-Vacas

DIRECTORES DE TESIS

Dr D. Ramón Cabello López
Univ. Jaume I de Castellón

Dr D. Enrique Torrela Alcaraz
Univ. Politécnica de Valencia

TRIBUNAL CUALIFICADOR

Dr D. Jose Miguel Corberán Salvador
Univ. Politécnica de Valencia

Dr D. Victor Manuel Soto Francés
Univ. Politécnica de Valencia

Dr D. Eloy Velasco Gómez
Univ. de Valladolid

Dr. D. David Astrain Ulibarrena
Univ. Pública de Navarra

Dr D. Rodrigo Llopis Doménech
Univ. Jaume I de Castellón

Dedico este trabajo a mis padres,

y a todas las personas
que despertaron en mi
la curiosidad por aprender

*“La vida no se mide por las veces que respiras,
sino por las veces que te dejan sin aliento”*

AGRADECIMIENTOS

Dicen que la vida es todo aquello que pasa ante nuestros ojos, mientras nosotros, inconscientes de ello, dedicamos nuestro tiempo a otros asuntos o tareas. Se podría decir que durante gran parte de mi vida me he dedicado a esas tareas, a intentar superarme en el día a día, y a lograr, casi siempre a última hora, alcanzar las metas marcadas. Es por ello que conseguir elaborar una tesis, es al fin y al cabo, arrepentirse de todo aquello que has dejado por el camino en vistas a lograr tu objetivo. Por eso y por muchas otras cosas, en este apartado muestro no solo mi agradecimiento, sino mi respeto, ante todas aquellas personas que tuvieron paciencia conmigo, que se mostraron dispuestos a hacerme ver las cosas de otra manera, y en definitiva, que me enseñaron que la vida no es retornable ni reversible, ni se para ni se espera, y que las oportunidades hay que saber verlas, interpretarlas y sobretodo, aceptarlas sin miedo.

En primer lugar agradecer a mi familia todo el apoyo y el entusiasmo mostrado en todo aquello que hacía. En especial, agradecer a mis padres la dedicación y el esfuerzo puesto en el día a día por darme lo mejor.

En segundo lugar agradecer a mis directores de tesis Ramón y Enrique, y a mi compañero de batalla Rodri, por poner todo su ímpetu y dedicación para que este trabajo llegue a buen puerto, y por haberse convertido en compañeros, amigos y consejeros más allá de los muros de la universidad. Agradecer también la colaboración de Martín en muchas de las cruzadas del laboratorio.

En tercer lugar, y no por ello menos importante, dedicar con gran entusiasmo este trabajo a todos mis compañeros de carrera, instituto, master y demás grados, por haber estado siempre apoyando la causa, ofreciendo sonrisas en los momentos oportunos y paciencia en el resto. En especial agradecer a los compañeros que se han implicado de forma directa o indirecta en este proyecto, ya que todas esas horas de Messenger compartiendo sonrisas y canciones de los años 80, todas esas tardes andaluzas de laboratorio, todas esas visitas con cajas de cartón al piso de arriba, todas aquellas conversas para pedir consejo, dirección y rumbo, y todas aquellas cenas de amigos, tenían que tener al final su recompensa ☺.

Por último agradecer a todas las personas que durante mi vida como alumno, y ahora como profesor, me han enseñado e inculcado la humildad a la hora de hacer las cosas y la curiosidad por aprender.

Por todos vosotros y sobretodo, por todos aquellos que se fueron antes de ver acabar la función, os dedico este trabajo.

Un saludo,
Dani.

RESUMEN

Desde que en 1987 se firmara el Protocolo de Montreal, los sistemas artificiales de producción de frío han tenido numerosas mejoras y avances tecnológicos con la finalidad de mejorar la eficiencia energética de las instalaciones y reducir el impacto medioambiental generado por las mismas. Una de estas mejoras, ha sido la búsqueda de nuevas sustancias refrigerantes compatibles medioambientalmente, capaces de sustituir a los refrigerantes artificiales CFC y HCFC, y cumplir con las restricciones legales impuestas por el Protocolo de Kyoto y normativa posterior. Es por ello que existe actualmente una tendencia por la “recuperación” de sustancias naturales como refrigerante, que antaño ya habían sido empleadas como tales. De entre todas las sustancias naturales disponibles, el CO₂ o dióxido de carbono, se está convirtiendo cada vez en una solución a corto/medio plazo en muchas aplicaciones frigoríficas gracias a su propiedades termodinámicas y a la inocuidad que ofrece. Es por ello que en sistemas de A/C en automoción, ciclos en cascada para refrigeración comercial o bombas de calor, ya se está empezando a utilizar ofreciendo eficiencias equiparables, incluso mejores, que muchos de los refrigerantes artificiales actuales.

Con el fin de contribuir y fomentar el uso del CO₂ como refrigerante, se ha elaborado la presente tesis doctoral centrada en el desarrollo y posterior análisis experimental, del funcionamiento de una planta frigorífica de compresión de vapor empleando CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas. La finalidad de este trabajo, es analizar el funcionamiento de esta tecnología en ambientes cálidos como es el caso de España, para poder mejorar así su comportamiento y eficiencia trabajando en régimen supercrítico.

Las tareas llevadas a cabo para poder alcanzar los objetivos anteriores, se resumen en los siguientes puntos:

- Estudio de la tecnología y equipos aplicables para el desarrollado de una instalación frigorífica de media potencia, operando según ciclo de compresión de vapor en régimen supercrítico.
- Montaje y desarrollo completo de la instalación frigorífica, incluyendo monitorización, puesta en marcha de la misma y comprobación de su correcto funcionamiento
- Análisis experimental del funcionamiento de la instalación, incluyendo:
 - a) Análisis de la presión óptima.
 - b) Análisis de la influencia del recalentamiento introducido por compresores de tipo semihermético.
 - c) Análisis del efecto del intercambiador intermedio según diferentes posiciones.
 - d) Comparación del funcionamiento con dos sistemas de expansión diferentes.
 - e) Análisis del efecto de extracción de vapor en los ciclos frigoríficos de expansión múltiple escalonada.
- Modelado de los principales elementos que constituyen la instalación frigorífica como son el evaporador, el *gas-cooler*, y el compresor semihermético.

SUMMARY

Since the Montreal Protocol was signed in 1987, artificial refrigeration systems had had large improvements and technologic advances, which were focused on improving the energy efficiency and reducing the environmental impact. One of the main actions consisted on the search of new refrigerant substances that would be environmental friendly and capable of replacing the CFC and HCFC artificial fluids, obviously fulfilling the Kyoto Protocol and its subsequent amendments. In fact, at the moment there is a trend to get back to refrigerants based on natural substances, which traditionally were used as working fluids. Among all feasible natural substances, carbon dioxide or CO₂ is being imposed more and more as the solution in many refrigeration uses in a short/long term, mainly due to its good thermodynamic properties and its innocuous behaviour. In fact, in mobile air conditioning systems, commercial refrigeration cascades or heat pumps, its application is offering comparable efficiencies, even higher, than the current artificial refrigerants.

This PhD thesis has been developed to contribute to the establishment of CO₂ as refrigerant, and it has been centred on the development and the experimental analysis of a CO₂ refrigeration plant working in supercritical conditions. The main aim of this research was to analyse the performance of this technology in warm climates like Spain, and subsequently, to improve its performance.

Performed tasks to reach the previous objectives can be summarized in the following items:

- Study of the current state of the technology and available equipment to develop a refrigeration test plant of medium capacity able to operate in supercritical conditions.
- Design, assembly and put into service of the refrigeration plant, including its instrumentation.
- Experimental analysis of the plant, including:
 - a) Optimum pressure.
 - b) Influence of the superheat associated to semihermetic-type compressors.
 - c) Internal heat exchanger in different allocations.
 - d) Comparison of different expansion systems.
 - e) Vapour extraction from the accumulation tank in double expansion systems.
- Development of mathematical models of the main elements of the plant, such as gas-cooler, evaporator and semihermetic compressor.

RESUM

Des que a l'any 1987 es va signar el Protocol de Montreal, els sistemes artificials de producció de fred han tingut nombroses millores i avanços tecnològics amb la finalitat de millorar la eficàcia energètica de les instal·lacions i reduir l'impacte mediambiental generat per les mateixes. Una de les millores, ha estat la recerca de noves substàncies refrigerants compatibles amb el medi ambient, capaces de substituir als refrigerants artificials CFC i HCFC, i complir amb les restriccions legals imposades pel Protocol de Kyoto i normatives posteriors. Per aquest motiu existeix actualment una tendència per la "recuperació" de substàncies naturals com a refrigerants, que temps enrere ja havien estat emprades com a tal. De totes les substàncies naturals disponibles, el CO₂ o diòxid de carboni, està convertint-se en una solució a llarg/curt termini en moltes aplicacions frigorífiques gràcies a les seues propietats termodinàmiques i a la innocuïtat que ofereix. És per això que en sistemes de A/C en automoció, cicles en cascada per a refrigeració comercial o bombes de calor, ja es comença a utilitzar-se oferint una eficiència equiparable, o fins i tot millors, que molts dels refrigerants artificials actuals.

Amb la finalitat de contribuir i fomentar l'ús del CO₂ com a refrigerant, s'ha dut a terme la present tesi doctoral centrada en el desenvolupament i posterior anàlisi experimental del funcionament d'una planta frigorífica de compressió de vapor emprant CO₂ com a refrigerant en condicions supercrítiques. La finalitat d'aquest treball és analitzar el funcionament d'aquesta tecnologia en ambients càlids com és el cas d'Espanya, per a poder millorar així el seu comportament i la seva eficiència treballant en règim supercrític.

Les tasques desenvolupades per a poder arribar als objectius marcats, es resumeixen en el següents punts:

- Estudi de la tecnologia i equips aplicables per al desenvolupament d'una instal·lació frigorífica de mitja potència, operant segons cicle de compressió de vapor en règim supercrític.
- Muntatge i desenvolupament complet de la instal·lació frigorífica, monitoratge, engegada de la mateixa i comprovació del correcte funcionament de la mateixa.
- Anàlisi experimental del funcionament de la instal·lació, incloent:
 - a) Anàlisi de la pressió òptima.
 - b) Anàlisi de la influència del reescalfament introduït per compressors de tipus semihermètic.
 - c) Anàlisi de l'efecte del bescanviador intermedi segons diferents posicions.
 - d) Comparació del funcionament de la instal·lació amb dos sistemes d'expansió diferents.
 - e) Anàlisi de l'efecte d'extracció de vapor en els cicles frigorífics d'expansió múltiple escalonada.
- Modelatge dels principals elements que constitueixen la instal·lació frigorífica com són l'evaporador, el *gas-cooler*, i el compressor semihermètic.

NOMENCLATURA

a	Pendiente en la recta de calibración / recta que define el η_v
A	Área (m^2)
b	Ordenada en el origen en la recta de calibración / recta que define el η_v
COP	Eficiencia energética
c_p	Calor específico isobárico ($kJ \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
D/ d	Diámetro (m)
h	Entalpía específica ($kJ \cdot Kg^{-1}$)
IHX	Intercambiador intermedio
K	Conductividad térmica ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
L	Longitud (m)
\dot{m}	Caudal másico de refrigerante ($Kg \cdot s^{-1}$)
N	Velocidad de giro del compresor (rpm)
Nu	Número de Nusselt
P	Presión (bar)
P_C	Potencia eléctrica consumida (kW)
Pr	Número de Prandtl
\dot{q}	Caudal Volumétrico ($m^3 \cdot s^{-1}$)
\dot{Q}_{Amb1}	Transmisión de calor al ambiente en la zona del devanado (kW)
\dot{Q}_{Amb2}	Transmisión de calor al ambiente en la zona del devanado (kW)
\dot{Q}_{Mot}	Potencia cedida en el devanado (kW)
q_o	Producción frigorífica específica ($kJ \cdot Kg^{-1}$)
\dot{Q}_O	Potencia frigorífica (kW)
Re	Número de Reynolds
R_{Mot}	Recalentamiento en el devanado del compresor ($^{\circ}C$)
RMU	Recalentamiento menos útil en la línea de aspiración ($^{\circ}C$)
RT	Recalentamiento total desde condiciones de vapor saturado ($^{\circ}C$)
r_U	Rugosidad (m)
RU	Recalentamiento útil en evaporador ($^{\circ}C$)
t	Tasa de compresión

T	Temperatura (°C)
v	Velocidad (m/s)
v_{Asp}	Volumen específico de aspiración ($\text{m}^3 \cdot \text{Kg}^{-1}$)
\dot{V}_G	Caudal volumétrico geométrico ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
w_C	Trabajo específico de compresión ($\text{kJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$)
x	Título de vapor en evaporador

Símbolos Griegos

α	Coefficiente de convección/película térmica ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)
Δ	Incremento
ΔP	Caída de presión (bar)
ΔT_{lm}	Incremento de temperatura logarítmico medio (LMTD) (°C)
ε	Eficiencia térmica (%)
η_C	Rendimiento de compresión
η_{Elec}	Rendimiento eléctrico
η_G	Rendimiento global de compresión
η_{ISO}	Rendimiento isentrópico
η_{ME}	Rendimiento mecánico-eléctrico
η_{Mec}	Rendimiento mecánico
η_V	Rendimiento volumétrico
λ	Calor latente de evaporación ($\text{kJ} \cdot \text{Kg}^{-1}$)
μ	Viscosidad cinemática ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
ξ	Factor de fricción
ρ	Densidad (Kg/m^3)
σ	Tensión superficial ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)

Subíndices

Amb	Ambiente
Asp	Aspiración
B	<i>Bulk</i> (se refiere a la región interna del refrigerante)
Bif	Región bifásica
Dep	Depósito
Dis	Descarga
GLIC	Mezcla de agua y etilenglicol al 50 % en volumen
GC	Gas-Cooler

H	Hidráulico (se refiere al diámetro)
HP	Alta presión
i	Entrada
Ideal	Se refiere a las condiciones ideales de salida del IHX
IHX	Intercambiador intermedio
L	Líquido
LP	Baja Presión
MAX	máximo
MET	Metal
Mot	Entrada del compresor semihermético
MP	Media Presión (Presión del depósito de acumulación)
o	Salida
O	Evaporador
OPT	Valor óptimo
PS	Pseudocrítica
R	Refrigerante
Rec	Región de vapor recalentado
s	Isentrópica
T	Total
V	Vapor
W	Agua / <i>Wall</i> (se refiere a la región externa del refrigerante)

Superíndices

- * Referido al funcionamiento sin recalentamiento en el motor

ÍNDICE

	Página
Capítulo I – Introducción.....	1
I.1 – Justificación.....	3
I.2 – Objetivos y estructura de la tesis.....	4
I.3 – El CO ₂ como refrigerante.....	5
I.3.1 – Evolución histórica del CO ₂ como refrigerante.....	5
I.3.2 – Propiedades termofísicas del CO ₂	10
I.3.3 – Aplicación tecnológica como refrigerante.....	14
I.3.3.1 – Transporte.....	14
I.3.3.2 – Refrigeración comercial.....	15
I.3.3.3 – Bomba de calor.....	16
I.3 – Estado del arte del CO ₂ como refrigerante.....	17
Capítulo II – Descripción de la instalación frigorífica.....	19
II.1 – Aspectos generales.....	21
II.2 – Diseño del circuito frigorífico.....	22
II.2.1 – Configuraciones de la instalación frigorífica.....	22
II.2.2 – Esquema completo de la instalación frigorífica.....	25
II.2.3 – Cálculos previos a la selección de componentes.....	27
II.2.3.1 – Consideraciones iniciales.....	27
II.2.3.2 – Resultados.....	28
II.2.4 – Elementos del circuito frigorífico.....	30
II.2.4.1 – Elementos principales.....	30
II.2.4.1.1 – Compresor.....	30
II.2.4.1.2 – Gas-Cooler.....	33
II.2.4.1.3 – Back-Pressure.....	34
II.2.4.1.4 – Depósito de acumulación.....	35
II.2.4.1.5 – Válvula de expansión.....	35
II.2.4.1.6 – Evaporador.....	37
II.2.4.1.7 – Intercambiador Intermedio.....	38
II.2.4.1.8 – Depósito antilíquido.....	38
II.2.4.2 – Conexionado, seccionamiento y pequeño material.....	39
II.2.4.2.1 – Tuberías.....	39
II.2.4.2.2 – Sistemas de conexionado.....	41
II.2.4.2.3 – Elementos de seccionamiento.....	42
II.2.4.2.4 – Filtros.....	42
II.2.4.2.5 – Elementos de seguridad.....	43

	Página
II.2.4.3 - Dimensionado del depósito de acumulación.....	43
II.2.4.3.1 - Metodología de cálculo.....	43
II.2.4.3.2 - Volumen físico de la instalación.....	44
II.2.4.3.3 - Cálculo de la masa de refrigerante y volumen del depósito.....	45
II.2.4.4 - Selección del depósito antilíquido.....	46
II.2.5 - Sistema de medida y adquisición de datos.....	47
II.2.5.1 - Elementos de medida o transductores.....	47
II.2.5.2 - Calibración de los elementos de medida.....	50
II.2.5.3 - Sistema de adquisición de datos.....	51
II.2.6 - Circuitos secundarios de regulación.....	53
II.2.6.1 - Unidad de simulación de carga en el evaporador.....	53
II.2.6.2 - Unidad de disipación de calor del gas-cooler.....	54
II.2.7 - Incidencias y recomendaciones.....	55
II.2.7.1 - Durante el montaje.....	55
II.2.7.1.1 - Generales.....	55
II.2.7.1.2 - Uniones y manejo de tuberías.....	55
II.2.7.1.3 - Aceite lubricante.....	56
II.2.7.1.4 - Puesta en marcha de la instalación.....	58
II.2.7.1.5 - Sistema de adquisición.....	59
Capítulo III - Metodología de ensayos.....	61
III.1 - Introducción.....	63
III.2 - Descripción de los ensayos realizados.....	64
III.2.1 - Modelización del compresor.....	65
III.2.2 - Ciclo de expansión escalonada.....	67
III.2.3 - Ciclo de expansión escalonada con IHX (Posición 1).....	69
III.2.4 - Ciclo de expansión escalonada con IHX (Posición 2).....	71
III.2.5 - Comparación entre ciclo con expansión única y escalonada.....	72
III.2.6 - Ciclo con extracción de vapor saturado	75
Capítulo IV - Análisis experimental.....	79
IV.1 - Introducción.....	81
IV.2 - Análisis del compresor semihermético.....	81
IV.2.1 - Análisis experimental.....	84
IV.2.2 - Modelado del compresor semihermético.....	88
IV.2.3 - Efecto del recalentamiento sobre la eficiencia energética.....	91
IV.2.3.1 - Influencia sobre el caudal másico y la potencia frigorífica.....	91
IV.2.3.2 - Influencia sobre la potencia eléctrica del compresor.....	92
IV.2.3.3 - Influencia sobre la eficiencia energética.....	93
IV.2.3.4 - Influencia sobre la temperatura de descarga.....	94
IV.2.4 - Conclusiones.....	95

	Página
IV.3 – Análisis de la presión óptima.....	97
IV.3.1 – Análisis teórico de la presión óptima.....	97
IV.3.1.1 – Modificación de la temperatura de evaporación y salida de gas-cooler...	98
IV.3.1.2 – Modificación de la velocidad de giro del compresor.....	99
IV.3.1.3 – Modificación del recalentamiento útil en evaporador.....	100
IV.3.1.4 – Modificación del recalentamiento menos útil en línea.....	100
IV.3.2 – Análisis experimental de la presión óptima.....	101
IV.3.3 – Comparación con los resultados de otros autores.....	104
IV.3.3.1 – Revisión bibliográfica.....	104
IV.3.3.2 – Ajuste para la presión óptima.....	106
IV.3.3.3 – Comparación de resultados.....	107
IV.3.4 – Conclusiones.....	109
IV.4 – Análisis del efecto del intercambiador intermedio.....	111
IV.4.1 – Funcionamiento del IHX.....	112
IV.4.2 – Colocación del IHX a la salida del gas-cooler.....	112
IV.4.2.1 – Análisis experimental sobre los principales parámetros energéticos.....	119
IV.4.2.2 – Conclusiones.....	125
IV.4.3 – Colocación del IHX a la salida del depósito de acumulación.....	126
IV.4.3.1 – Análisis experimental sobre los principales parámetros energéticos.....	131
IV.4.3.2 – Conclusiones.....	135
IV.4.4 – Comparación entre ambos sistemas.....	135
IV.4.4.1 – Comparación de la potencia frigorífica generada.....	136
IV.4.4.2 – Comparación de la potencia eléctrica consumida.....	137
IV.4.4.3 – Comparación de la eficiencia energética.....	137
IV.4.4.4 – Comparación de la temperatura de descarga.....	139
IV.4.4.5 – Comparación en términos de funcionamiento.....	139
IV.4.4.4 – Conclusiones.....	139
IV.5 – Análisis con sistema de expansión único.....	141
IV.5.1 – Comparativa energética de funcionamiento.....	142
IV.5.2 – Modificación de las condiciones de carga en evaporador.....	143
IV.5.2.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante.....	143
IV.5.2.2 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida.....	146
IV.5.2.3 – Efecto sobre la temperatura de descarga.....	148
IV.5.2.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación.....	148
IV.5.3 – Modificación de las condiciones ambientales.....	149
IV.5.3.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante.....	149
IV.5.3.2 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida.....	151
IV.5.3.3 – Efecto sobre la temperatura de descarga.....	151
IV.5.3.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación.....	152
IV.5.4 – Conclusiones.....	152

	Página
IV.6 – Análisis del efecto de la extracción de vapor.....	155
IV.6.1 – Análisis experimental de la extracción de vapor.....	156
IV.6.1.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante.....	156
IV.6.1.2 – Efecto sobre la potencia frigorífica.....	158
IV.6.1.3 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida.....	159
IV.6.1.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación.....	160
IV.6.1.5 – Efecto sobre la temperatura de descarga.....	161
IV.6.2 – Conclusiones.....	161
Capítulo V – Modelado de la instalación frigorífica.....	163
V.1 – Introducción.....	165
V.2 – Modelo de Gas-Cooler.....	166
V.2.1 – Metodología de cálculo.....	166
V.2.2 – Ecuaciones matemáticas empleadas.....	170
V.2.2.1 – Lado del refrigerante.....	170
V.2.2.2 – Lado del fluido secundario.....	172
V.2.2.3 – Ecuaciones generales.....	173
V.2.3 – Validación del modelo.....	174
V.3 – Modelo del evaporador.....	179
V.3.1 – Metodología de cálculo.....	179
V.3.2 – Ecuaciones matemáticas empleadas.....	181
V.3.2.1 – Ecuaciones generales.....	181
V.3.2.2 – Lado del fluido secundario.....	182
V.3.2.3 – Lado del refrigerante.....	183
V.3.3 – Validación del modelo.....	186
Capítulo VI – Conclusiones y trabajos futuros.....	189
VI.1 – Conclusiones.....	191
VI.2 – Trabajos y desarrollos futuros.....	193
Capítulo VII – Referencias y Bibliografía.....	195

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN EL CO_2 COMO REFRIGERANTE

Introducción

I.1 Justificación

El “frío” ha sido y sigue siendo uno de los recursos más empleados por el ser humano para la conservación de alimentos, aplicaciones sanitarias, usos industriales y técnicas de confort. Actualmente se estima que el 15 % de la energía eléctrica total consumida en el mundo, se destina a la producción artificial de frío [1], lo que deja patente la importancia de este recurso en la sociedad actual.

Desde los orígenes de la producción artificial de frío hasta la actualidad, muchas han sido las tecnologías desarrolladas para poder conseguir generar “frío” de forma sencilla, económica y eficiente. Una de ellas, la tecnología de compresión de vapor, constituye el principio de funcionamiento de la gran mayoría de sistemas frigoríficos que copan el mercado actual, siendo objeto de estudio de numerosos grupos de investigación y empresas para mejorar su eficiencia energética y reducir el impacto medioambiental generado por las sustancias empleadas (refrigerantes).

El grupo de investigación en ingeniería térmica (GIT) formado por investigadores y profesores de las universidades Jaume I de Castellón y Politécnica de Valencia, lleva desde el año 1993 trabajando en sistemas de compresión de vapor basados en compresores alternativos, con el objetivo de mejorar la eficiencia de los sistemas frigoríficos fundamentados en esta tecnología. Hasta la fecha, dos han sido las líneas de investigación estudiadas por el grupo del GIT con refrigerantes artificiales: sistemas de compresión en simple etapa y sistemas de compresión multietapa. Fruto de estas investigaciones, se han desarrollado numerosos trabajos y proyectos de investigación centrados en el análisis de funcionamiento y modelado de los sistemas de simple y doble etapa [2 – 15].

En el año 2005, y a raíz de las condiciones impuestas por los de Protocolos de Montreal [16] y Kyoto [17], y por las nuevas reglamentaciones europeas [18], se decidió extender las líneas de investigación anteriores hacia nuevos horizontes basados en la utilización de refrigerantes naturales como el dióxido de carbono (CO_2) como refrigerante natural en sistemas de compresión de vapor según ciclo supercrítico. Esta nueva iniciativa permite minimizar al máximo el impacto medioambiental generado por los refrigerantes artificiales, aunque requiere de una tecnología completamente nueva debido a las propiedades físicas del propio refrigerante [19, 20]. El desarrollo de esta tecnología y su implementación en aplicaciones frigoríficas actuales (aire acondicionado, refrigeración... etc), ha derivado en numerosos estudios teóricos / experimentales, centrados en la mejora energética y en el diseño de nuevos elementos [21 – 27].

La presente tesis recoge el trabajo y los resultados obtenidos por el doctorando en esta nueva línea de investigación, complementando al mismo tiempo, los estudios realizados por otros autores en los últimos años. El alcance de la tesis comprende desde el montaje y puesta en marcha de la instalación, hasta el análisis experimental, modelado y propuestas de mejora de la misma. El desarrollo de cada una de estas partes se realizará de forma más extensa posteriormente, constituyendo los diferentes capítulos que comprenden el presente documento.

En este capítulo introductorio, se justifica la motivación que mueve a realizar esta tesis doctoral. Para ello, inicialmente se presentan los objetivos fundamentales que se desean conseguir, así como los capítulos en que se estructura la misma. Posteriormente, se resume

brevemente la evolución histórica del CO₂ como refrigerante, presentando las propiedades termofísicas y sus aplicaciones tecnológicas. El último apartado resume el estado del arte actual de la tecnología del CO₂ aplicada tanto en sistema de producción de frío como de calor (bomba de calor).

I.2 Objetivos y estructura de la tesis

La presente tesis doctoral, se enmarca dentro de la nueva línea de investigación desarrollada por el grupo de investigación GIT, cuyo objetivo es el uso del CO₂ como refrigerante natural en condiciones supercríticas. Mediante esta tesis, se refuerzan los estudios realizados por la comunidad científica en el campo del CO₂ cuyo enfoque se centra en la mejora de la eficiencia energética de estos ciclos, así como en la reducción del impacto medioambiental introducido por los sistemas actuales de producción de frío.

La motivación principal que mueve a elaborar este trabajo, es la carencia de tesis doctorales que aborden el tema planteado desde una perspectiva experimental. En el ámbito internacional, la mayoría de los trabajos presentados son de carácter teórico, lo que hace que los análisis experimentales y los resultados obtenidos, complementen estos estudios teóricos. La combinación de ambos estudios, aporta nuevas ideas y enfoques que pueden ser de utilidad en el diseño de instalaciones frigoríficas similares con mayor eficiencia energética. Por otra parte, la experiencia adquirida en el desarrollo de esta instalación frigorífica, permite tratar diversos problemas constructivos y de funcionamiento asociados al desarrollo y puesta en marcha de instalaciones similares.

Teniendo en cuenta estos aspectos, los principales objetivos que se plantean en esta tesis doctoral, son los siguientes:

- Construcción de una instalación frigorífica de media potencia, basada en un ciclo de compresión de vapor empleando CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas. Dentro de este objetivo, se pueden concretar dos aspectos:
 - Dotación de la misma con diversas configuraciones o ciclos, para poder comparar entre sí, diversos modos de funcionamiento.
 - Monitorización completa de la instalación para analizar en tiempo real su funcionamiento y poder actuar sobre la misma.
- Puesta en marcha de la instalación y realización de la campaña de ensayos necesaria para abordar el análisis experimental.
- Evaluación experimental y caracterización del funcionamiento de la instalación frigorífica según diferentes configuraciones de ciclo. Este apartado estudia la incidencia sobre los principales parámetros energéticos que posee la instalación (potencia frigorífica, potencia eléctrica consumida y COP) según diferentes configuraciones: funcionamiento con/sin intercambiador intermedio, funcionamiento con sistema de extracción de vapor saturado del depósito de acumulación, y funcionamiento con / sin sistema de expansión múltiple escalonada.
- Modelado de la instalación frigorífica, empleando modelos físico-experimentales con ecuaciones básicas de transmisión de calor junto a correlaciones experimentales.

En base a los objetivos planteados, la estructura en la que se ha dividido la tesis, es la siguiente:

- Capítulo 1: Justificación de los motivos percuores del desarrollo de esta tesis doctoral. Enunciado de los objetivos desarrollados en la misma, así como de la estructura en la cual se divide. Finalmente, revisión del estado del arte en la tecnología del CO₂.
- Capítulo 2: Descripción de la instalación frigorífica desarrollada. Justificación de los elementos empleados en la misma acompañada de una breve descripción de cada uno de ellos. En este mismo capítulo se han incluido los circuitos secundarios empleados para disipar el calor del gas-cooler y simular la carga en el evaporador, así como la descripción del sistema de monitorización empleado para visualizar en tiempo real el comportamiento de la instalación. Dado que esta instalación ha sido construida íntegramente en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Jaume I, y teniendo en cuenta las características especiales de la misma, se ha añadido un apartado dentro de este capítulo destinado a las incidencias y sugerencias a tener en cuenta durante el desarrollo de la planta.
- Capítulo 3: Descripción de la metodología empleada en los ensayos realizados, indicando en cada caso el rango ensayado para cada una de las configuraciones analizadas, así como la validación de los datos obtenidos.
- Capítulo 4: Análisis de los datos experimentales obtenidos a través de las diferentes campañas de ensayos realizadas. La estructura de este capítulo se realiza en base a las diferentes configuraciones ensayadas.
- Capítulo 5: Modelado de la instalación frigorífica, incluyendo las técnicas de modelado empleadas, así como las validaciones de los modelos desarrollados.

I.3 El CO₂ como refrigerante

I.3.1 – Evolución histórica del CO₂ como refrigerante

Desde su descubrimiento en el año 1755 por los físicos escoceses Dr. Joseph Black y Dr. William Cullen, y tras su posterior licuefacción en el año 1834 por el científico Charles Thilorier, el CO₂ ha tenido, y sigue teniendo, un gran número de aplicaciones en diversos campos científicos. Sin embargo la aplicación de esta sustancia en el campo de la refrigeración, se realizó casi 100 años después, en 1850, cuando el profesor Alexander Twining (Figura I.1), consiguió una patente británica para utilizar el CO₂ como refrigerante basándose en la ideas planteadas por Perkins. En 1866 el aeronauta y científico Thadeus Sobieski Coulincourt Lowe (Figura I.1), adaptó uno de sus compresores de llenado de globos de observación militar, para trabajar con CO₂ y poder así producir hielo de forma artificial. Lowe obtuvo las patentes británica y estadounidense en 1867, y a pesar de que trabajó con ciclos de compresión abiertos para producir hielo seco, planteó la posibilidad de diseñar un ciclo de compresión cerrado tal como se conoce hoy en día (patente 952 de 1867). Sin embargo, la carencia de materiales, máquinas y técnicas de construcción precisas para los nuevos ciclos cerrados, hicieron que esta tecnología no se desarrollara hasta 15 años después.



Figura I.1 – Alexander C. Twining (Izq), Thaddeus S. C. Lowe (Centro) y Karl P. G. Von Linde (Der.)

En 1882, Karl Paul Gottfried Von Linde diseñó y construyó una máquina de producción de frío empleando CO_2 como refrigerante para F. Grupp. En 1884, W. Raydt recibió la patente británica 15475 por un sistema de compresión de vapor de CO_2 para la producción de hielo. A pesar de las numerosas patentes que aparecieron y la adopción de nuevos ciclos de compresión cerrados, el CO_2 seguía teniendo serias dificultades de implantación debido a sus elevadas presiones de trabajo. Por ello los sistemas de compresión basados en éter etílico, éter sulfúrico o amoniaco, así como los ciclos de absorción, tuvieron una mayor difusión para la producción artificial de frío o hielo. Solamente en aplicaciones industriales de grandes potencias frigoríficas y en transporte marítimo, el CO_2 seguía imponiéndose por su nula toxicidad y no inflamabilidad. Era necesario, por tanto, mejorar el diseño de los compresores de CO_2 con el fin de asegurar su estanquidad, robustez y eficiencia.

En 1886 Franz Windhausen patentó un nuevo diseño de compresor para CO_2 , y tres años después (1889), Everad Hesketh de la compañía J&E Hall (Gran Bretaña), mejoró el diseño de Windhausen desarrollando un compresor *compound* de doble etapa para incrementar la eficiencia durante el proceso de compresión. Estos compresores fueron implantados por la compañía en transporte marítimo, sustituyendo a las máquinas de ciclo abierto de aire inventadas por el Dr. John Gorrie. El nuevo sistema así desarrollado, ofrecía más eficiencia que su predecesor, evitando los problemas de toxicidad e inflamabilidad que tenían el amoniaco o el éter sulfúrico, respectivamente. Cabe destacar que la mayor eficiencia conseguida por el sistema, se asociaba a las condiciones de trabajo subcríticas del mismo, ya que el fluido empleado para realizar la condensación era agua de mar. Sin embargo, esta metodología tenía como inconveniente la posibilidad de que el agua del mar alcanzara una temperatura por encima del valor crítico, lo que derivaba en un modo de funcionamiento y de trabajo totalmente distinto al habitual (supercrítico). Estas nuevas condiciones de trabajo reducían drásticamente la eficiencia del ciclo y la funcionabilidad del mismo, lo que impedía en muchas ocasiones, cumplir con las condiciones de temperaturas deseadas durante el trayecto.

Al margen de los inconvenientes asociados al cambio de ciclo, los sistemas de CO_2 con agua de mar como agente encargado de disipar calor siguieron empleándose hasta 1940, momento en el que se impusieron los refrigerantes sintéticos CFC desarrollados por Thomas Midgley (Figura I.2).

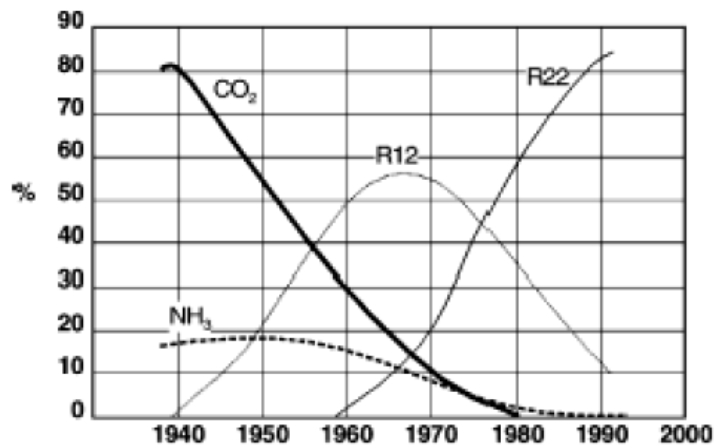


Figura I.2 – Evolución de los refrigerantes en los sistemas de transporte marítimo [29]

En Estados Unidos la compañía Kroeschell BROS. Ice Machine Company, pionera en la construcción de elementos destinados a los sistemas de CO_2 , desarrolló todo tipo de elementos para éstas instalaciones, fabricando al mismo tiempo máquinas de refrigeración completas como la que se muestra en la Figura I.3, inventada por Julius Sedlacek en 1898.

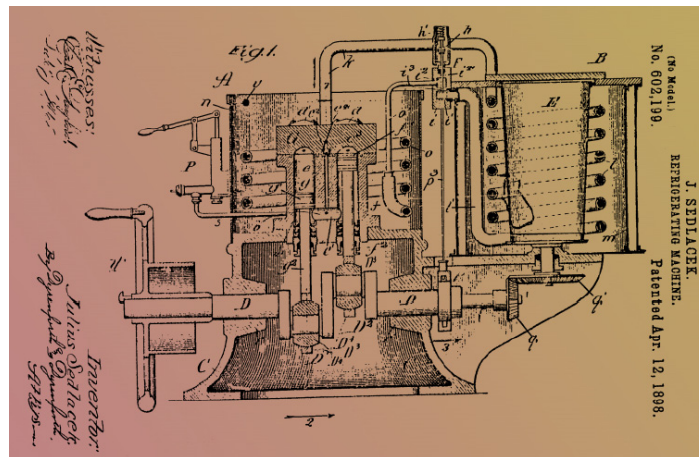


Figura I.3 – Máquina de producción de hielo artificial de Julius Sedlacek [30]

Las mejoras de seguridad y eficiencia introducidas en las instalaciones frigoríficas de amoníaco, hicieron que en los primeros años del siglo XX, el amoníaco ganara terreno al CO_2 en campos como la industria, climatización de edificios, y en general, en todas aquellas aplicaciones donde la temperatura del foco caliente impedía que el ciclo de trabajo del CO_2 fuese subcrítico. En 1932 la compañía Frick Company desarrolló una de las primeras instalaciones en cascada (*split-stage*) empleando amoníaco en la etapa de alta y CO_2 en la etapa de baja. Mediante este sistema se consiguieron alcanzar temperaturas de trabajo muy bajas gracias a las ventajas que ofrecía el amoníaco y el CO_2 trabajando en condiciones subcríticas.

En 1930 Thomas Midgley y sus colaboradores desarrollaron el primer refrigerante sintético bautizado con el nombre de *Freón*, el clorofluorocarbano (CFC) R12. Este refrigerante, al igual que sus predecesores, solucionaron muchos de los problemas planteados por los refrigerantes naturales (toxicidad nula, inflamabilidad nula, presiones de trabajo moderadas, gran estabilidad química...), ofreciendo además ciclos de refrigeración con elevados niveles de eficiencia. La aparición de los refrigerantes sintéticos hizo que los refrigerantes naturales prácticamente desaparecieran de los sistemas de producción de frío artificial, a excepción

del amoníaco, el cual se siguió empleando en aplicaciones de gran potencia y baja temperatura, y el CO₂, cuyo uso se limitó a ciclos en cascada de baja temperatura.

La utilización masiva de los CFC se prolongó durante más de 50 años hasta que se descubrieron los efectos nocivos generados sobre la capa de Ozono [31]. Como consecuencia de este descubrimiento, se firmó en 1987 el Protocolo de Montreal [16] para la reducción y eliminación de todas las sustancias causantes de la destrucción de la capa de Ozono. Así, desde 1996 está prohibida la producción de CFC en los países desarrollados y desde el 1/10/00 la venta y uso de los mismos. Los refrigerantes HCFC (hidroclorofluorocarburos) derivados de esta familia y considerados como refrigerantes “de transición”, contienen menos cantidad de cloro en su composición y permiten cumplir con el calendario de eliminación estipulado (Figura I.4). Sin embargo, al contener cloro en su composición, también se encuentran regulados por el propio Protocolo de Montreal, siendo el calendario de eliminación de estos últimos, el establecido por el Reglamento Europeo número 2037/2000 (Figura I.4).

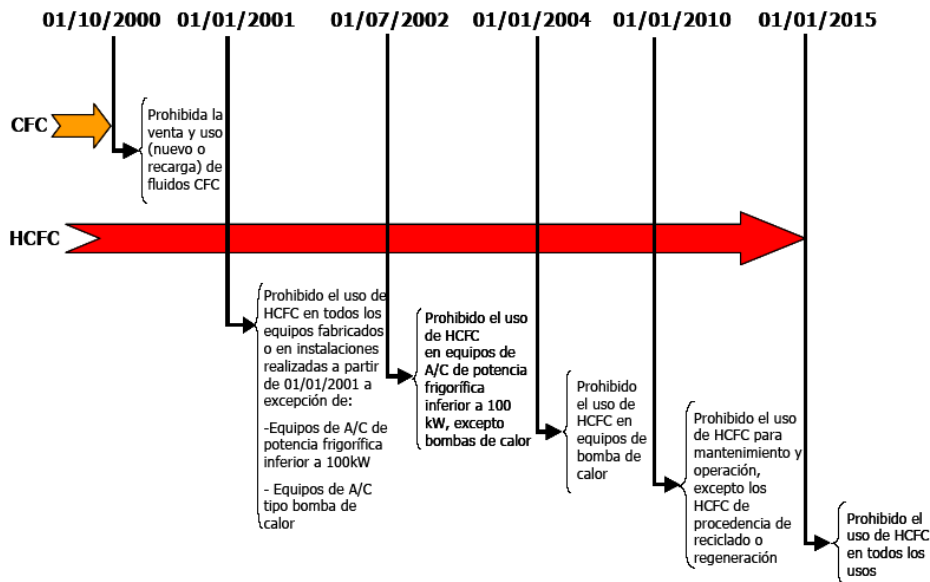


Figura I.4 – Calendario de eliminación según el reglamento europeo (2037/2000) [18]

Los nuevos refrigerantes HFC (hidrofluorocarburos) poseen tiempos de vida más cortos en la naturaleza y contienen cloro en su composición, por lo que no favorecen a la destrucción de la capa de Ozono, ni se encuentran limitados por el Protocolo de Montreal. Sin embargo, estas sustancias contienen enlaces carbono – flúor, al igual que los HCFC, los cuales absorben gran cantidad de radiación electromagnética de onda larga emitida por la superficie terrestre (espectro infrarrojo). Esta radiación es posteriormente devuelta a la propia superficie terrestre, contribuyendo de esta manera al denominado efecto invernadero. Para poder reducir las emisiones de estos gases junto con otros potenciadores del efecto invernadero, se firmó en 1997 el Protocolo de Kyoto [17] según el cual se limitan las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nitroso (N₂O), perfluorocarbonos (PFC), hexafluoruro de azufre (SF₆) y compuestos hidrofluorocarbonados (HFC). La extensión de este Protocolo al campo de la producción artificial de frío, significa que es necesario, por una parte, diseñar instalaciones capaces de funcionar con una mayor eficiencia energética y un menor riesgo de fugas, y por otra desarrollar nuevos refrigerantes con bajo potencial de efecto invernadero (GWP) y capaces de trabajar en las mismas condiciones que los anteriores.

A la vista de este panorama, y ante las dificultades que entraña elaborar refrigerante sintéticos capaces de cumplir con todas las premisas anteriores, parece ser que la única solución posible a medio / largo plazo es la utilización de refrigerantes naturales gracias a su excelente compatibilidad medioambiental. Los candidatos con más posibilidades de cara al futuro son los hidrocarburos (R600, R600a, R290...), el amoníaco (R717) y el dióxido de carbono (R744). Sin embargo, la utilización de refrigerantes naturales tiene asociados una serie de problemas tecnológicos y de seguridad que deben de ser considerados en todo momento. Así en el caso de los hidrocarburos y del amoníaco, los principales problemas de aplicación radican en problemas de seguridad inherentes al propio refrigerante, como son la toxicidad y la inflamabilidad del mismo. En el caso del CO₂ los principales problemas de aplicación son de tipo tecnológico, los cuales pueden ser solventados mediante nuevas tecnologías o nuevas técnicas. Debido a esta situación, el CO₂ ha tenido un importante auge y desarrollo en los últimos años, siendo la automoción, la refrigeración comercial y las bombas de calor, las aplicaciones que mayor campo de estudio han tenido. La Figura I.5 muestra la evolución de las publicaciones de CO₂ en los campos anteriormente citados, así como el porcentaje total copado por las mismas en los congresos Gustav Lorentzen celebrados bianualmente y enfocados al uso de refrigerantes naturales.

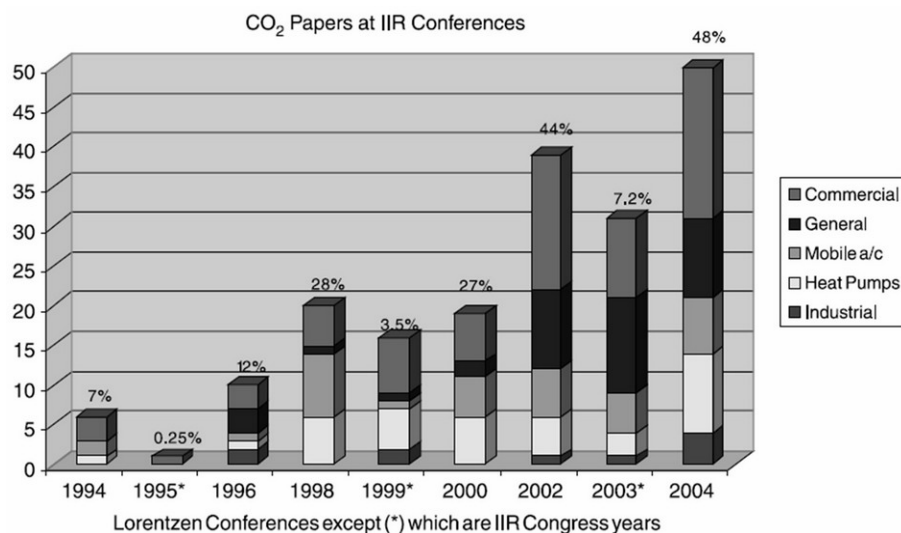


Figura I.5 – Evolución de las presentaciones relacionadas con el CO₂ en congresos y conferencias realizadas por el IIR [32]

Actualmente el uso del CO₂ como refrigerante comprende dos enfoques diferentes en función de las condiciones de trabajo del mismo. Así, si las condiciones de operación del ciclo permiten que el refrigerante no rebase las condiciones críticas, el ciclo se denomina *subcrítico* y el modo de funcionamiento es similar al de cualquier ciclo de refrigeración actual. Este modo de funcionamiento es característico en ambientes fríos o en sistemas de compresión múltiple indirecta (cascada), donde se puede asegurar una temperatura de condensación inferior a 31 °C.

Cuando las condiciones del foco caliente impiden trabajar con temperaturas de condensación inferiores a 31 °C, la eficiencia del ciclo subcrítico se reduce de forma considerable, lo que obliga a operar con un *nuevo* ciclo de trabajo denominado ciclo *supercrítico*, el cual opera con una presión superior al punto crítico. Este tipo de ciclo promovido, entre otros, por el profesor Gustav Lorentzen (Figura I.6), posee una eficiencia inferior a la de los ciclos subcríticos y un comportamiento totalmente distinto a aquel. Es por ello, que actualmente existen numerosos grupos de investigación centrados en el estudio de los ciclos supercríticos con CO₂ tal y como se describirá en el Apartado I.4 dedicado al estado del arte.

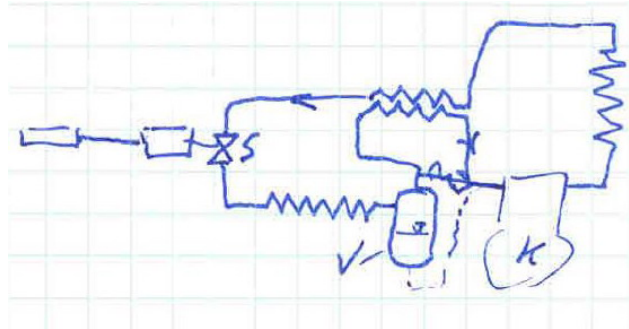
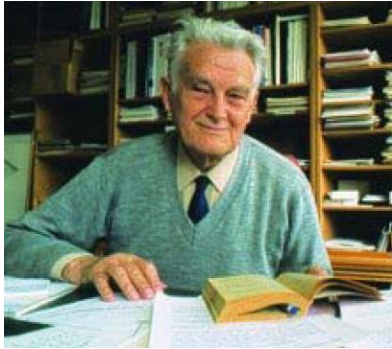


Figura I.6 – Profesor G. Lorentzen (Izq.) y esquema original del ciclo de funcionamiento propuesto por G. Lorentzen en 1988 (Der.) [33]

I.3.2 – Propiedades termofísicas del CO₂

El dióxido de carbono o anhídrido carbónico, es una sustancia natural inorgánica que se encuentra en la naturaleza en estado gaseoso con un peso molecular de 44 gr/mol, superior al peso molecular del aire. Estructuralmente, el CO₂ está formado por dos átomos de oxígeno ligados a un átomo de carbono mediante un par de enlaces dobles polares. A pesar de la polaridad de los enlaces, la molécula es apolar debido a su geometría lineal y simétrica.

Desde el punto de vista de seguridad, el CO₂ es incombustible y de acción tóxica ligera o nula. Por ello se considera como un fluido de alta seguridad según la instrucción MI IF 002 y 004 del *Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas*, y como un fluido de clase A1 según ASHRAE. Solamente en concentraciones superiores al 4 % resulta peligroso con tiempos de exposición entre 30 y 60 minutos.

Desde un punto de vista económico, el CO₂ es mucho más barato que cualquiera de los refrigerantes artificiales actuales, ya que es muy abundante y se encuentra muy diversificado en la industria del metal (soldadura MIG), en industria química, en la industria alimentaria (bebidas carbonatadas), como agente extintor, en la producción de nieve carbónica o hielo seco...etc. A diferencia de los refrigerantes artificiales, el CO₂ no requiere recuperación posterior, es decir, puede ser desechado al ambiente ya que se trata de un gas recuperado de éste que posteriormente es devuelto a su origen.

Medioambientalmente hablando, el CO₂ posee un ODP nulo con un GWP igual a la unidad, aunque puede ser considerado inferior a la unidad si se tiene en cuenta que es recuperado de la atmósfera para su posterior uso [34].

Debido las condiciones de alta presión y baja temperatura a la cual se encuentra el punto crítico, las instalaciones de CO₂ trabajan siempre con niveles de presión muy superiores a la del resto de refrigerantes. Esta característica obliga a que el diseño de las instalaciones sea más robusto y resistente, lo que favorece a la reducción del tamaño de éstas y a su implementación en equipos de aire acondicionado en vehículos.

En la Tabla I.1 se comparan las propiedades termofísicas y medioambientales, de diferentes refrigerantes artificiales y naturales, incluyendo el CO₂.

La elevada capacidad frigorífica volumétrica que posee el CO₂, permite reducir el volumen geométrico de los elementos empleados en la instalación, como por ejemplo la cilindrada del compresor instalado. Además sus elevadas presiones de trabajo, contribuyen al uso de diámetros inferiores, con la consecuente reducción de tamaño de las instalaciones.

Tal y como se ha introducido en el apartado anterior, el dióxido de carbono posee una temperatura crítica reducida, lo que le confiere ciertas dificultades de operación en función de la temperatura a la cual se dé la disipación de calor en la instalación. Así, por encima de la temperatura crítica, no es posible la condensación del refrigerante, lo que significa que la disipación de calor se produce a una presión marcada por la masa de refrigerante acumulada en la región de alta. En estas condiciones la eficiencia del ciclo se reduce bruscamente, ya que el sistema de expansión expande un fluido supercrítico hasta unas condiciones bifásicas con títulos de vapor elevados (Figura I.7).

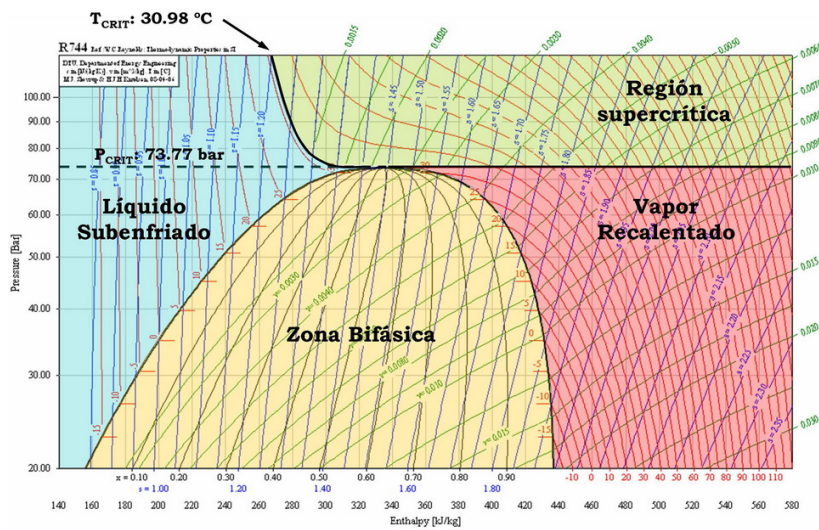


Figura I.7 – Regiones de funcionamiento en CO₂

Para poder mejorar las condiciones de funcionamiento del ciclo (Figura I.8), se aumenta la presión de trabajo de la instalación en la región de disipación, consiguiéndose de esta manera aumentar el salto entálpico en el evaporador. Este aumento de presión se consigue a través de una válvula que controla la cantidad de masa acumulada en la región de disipación, provocando una expansión en el refrigerante al pasar a través de ella (Figura I.8). El nuevo ciclo así alcanzado, recibe el nombre de ciclo supercrítico y se caracteriza por no tener condensación en la región de alta presión, sino un enfriamiento del fluido supercrítico a una presión constante [35]. Este enfriamiento se lleva a cabo en un elemento denominado *gas-cooler* el cual se caracteriza por alcanzar niveles de eficiencia muy elevados debido a las propiedades termodinámicas del fluido supercrítico. Estos altos valores de eficiencia hacen que la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler sea muy similar a la temperatura de entrada del fluido secundario empleado en la disipación de calor. Es por ello que la eficiencia energética (COP) de este tipo de ciclos, se encuentra muy condicionada por las condiciones ambientales de trabajo.

Teniendo en cuenta la importancia de la temperatura ambiente, y la independencia entre presión y temperatura en la región de disipación, se verifica que en los ciclos supercríticos la combinación de presión de gas-cooler y temperatura de salida del fluido refrigerante, condiciona completamente la eficiencia de la instalación frigorífica, definiéndose el concepto de *presión óptima* [36] como aquella presión para la cual se alcanza la máxima eficiencia en la instalación.

El concepto de presión óptima se puede explicar fácilmente a partir de la Figura I.8 donde se ha dibujado el ciclo de funcionamiento de la instalación para tres presiones de gas-cooler diferentes. En ella se observa que si se supone constante la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler, la variación de presión modifica el salto entálpico en el evaporador y el trabajo específico asociado al compresor. Teniendo en cuenta que la eficiencia de la instalación se define a partir de la expresión (I.1), la dependencia de ésta con el caudal másico se simplifica de manera que solo depende de los valores alcanzados por los saltos entálpicos en evaporador y compresor. Puesto que ambos términos varían de forma distinta con la presión de gas-cooler, el concepto de presión óptima se entiende como aquel valor de presión para el cual la expresión (I.1) se maximiza.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_O}{P_C} = \frac{q_o}{w_c} \quad (\text{I.1})$$

Gráficamente el concepto de presión óptima se entiende como aquella presión para la cual el salto entálpico en evaporador crece más que el trabajo específico de compresión, lo que corresponde a una presión ubicada en las proximidades de cambio de pendiente de la curva isoterma asociada a la temperatura a la salida de gas-cooler. La Figura I.8 muestra la evolución del ciclo termodinámico para tres presiones de gas-cooler diferentes según una misma isoterma. Tal y como se observa, el salto entálpico en evaporador varía notablemente con la presión de gas-cooler, mientras que el trabajo específico de compresión varía ligeramente.

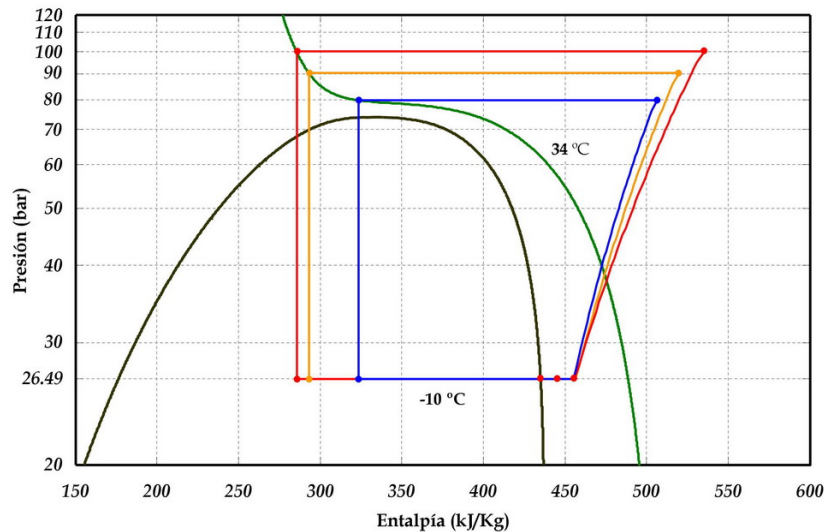


Figura I.8 – Evolución del ciclo termodinámico para diferentes presiones

De forma general, esta presión óptima depende de la temperatura de salida de gas-cooler y de la temperatura de evaporación [37], aunque existen otras variables que también influyen en el valor de ésta y cuyo análisis detallado se expondrá en el capítulo correspondiente al análisis experimental (Capítulo IV).

I.3.3 – Aplicación tecnológica como refrigerante

En la actualidad, los campos de aplicación del CO₂ como refrigerante son muy diversos, si bien se pueden destacar fundamentalmente tres: aire acondicionado en vehículos, refrigeración comercial y bombas de calor.

I.3.3.1 – Transporte

Los sistemas de A/C y refrigeración aplicados en el sector transporte, copan en la actualidad el 35 % del consumo mundial de refrigerantes según los datos mostrados por el Instituto Internacional del Frío (IIR) [38]. Este porcentaje es uno de los más elevados según la Figura I.9, por lo que cabe esperar que este sector sea uno de los más propensos a contribuir al impacto medioambiental por emisiones directas de refrigerante.

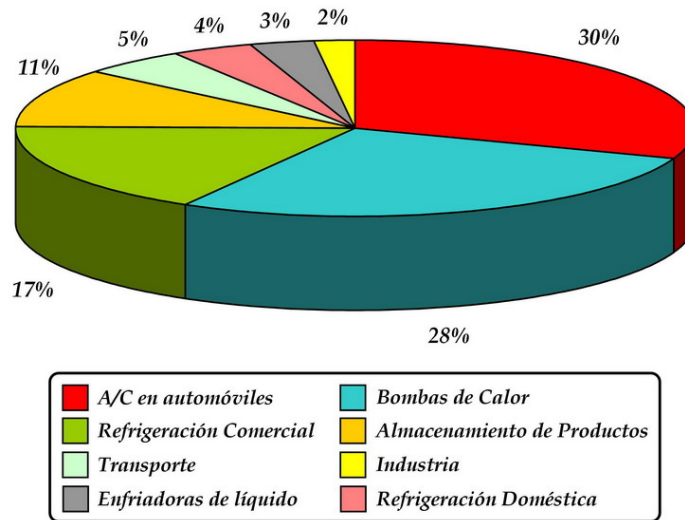


Figura I.9 – Consumo de refrigerantes en 1991 (consumo anual de 484200 toneladas/año)

La Directiva Europea 2006/40/CE del 17 de mayo del 2006 relativa a las emisiones procedentes de sistemas de aire acondicionado en vehículos de motor [39], establece el 1 de enero del 2017 como fecha a partir de la cual ningún vehículo podrá ser recargado con gases fluorados de efecto invernadero con un GWP_{100} superior a 150, salvo aquellos sistemas de aire acondicionado que hayan sido instalados en los vehículos antes de dicha fecha. Además esta directiva establece el 1 de enero de 2017 como fecha a partir de la cual cualquier vehículo nuevo con equipos de aire acondicionado que contengan gases fluorados con GWP_{100} superior a 150, no podrá ser matriculado y tendrá prohibida su venta en los Estados Miembros.

Ante las limitaciones tan estrictas establecidas por la Directiva Europea 2006/40/CE, se han propuesto diversas alternativas para sustituir los refrigerantes actuales empleados en automoción (principalmente el R134a). Entre ellas cabe destacar los refrigerantes R152a y CO_2 . El primero de ellos posee un GWP_{100} de 120 y unas propiedades similares a las del R134a, sin embargo es un gas altamente inflamable [40], por lo que su uso en automoción requeriría emplear un fluido secundario a fin de evitar expansión directa, o sistemas de seguridad que ventilaran el habitáculo en caso de fuga. El CO_2 posee la ventaja de no ser inflamable ni tóxico, pero requiere un circuito completamente nuevo no solo por las elevadas presiones de trabajo, sino también por el funcionamiento característico que posee el ciclo supercrítico.

A pesar de las dificultades añadidas que posee el CO_2 en su implementación, parece ser que al final se ha convertido en el principal sustituto a medio / largo plazo en la industria del automóvil europeo. Mercedes Benz, BMW, Volkswagen o Volvo son algunos de los fabricantes europeos que han apostado por este nuevo refrigerante de cara al futuro [41].

Además de ser considerado un fluido de alta seguridad, el CO₂ posee un comportamiento casi tan bueno como el R134a, si bien es necesario mejorar la eficiencia de los equipos (compresores, intercambiadores, sistemas de expansión...) con el fin de aumentar la eficiencia de los ciclos de CO₂ [42]. Otra ventaja muy importante a tener en cuenta es la elevada capacidad frigorífica que posee el CO₂ por unidad de volumen, lo que se traduce en compresores con menor volumen geométrico.

Las elevadas presiones de trabajo reducen el volumen de las instalaciones (diámetros más pequeños, componentes de dimensiones reducidas...), si bien los sistema colocados deben de ser más robustos y por ende más pesados. Esta combinación de efectos contrapuestos, puede aumentar o reducir el peso del sistema lo que afecta directamente al consumo de combustible en el vehículo. Por otra parte el GWP₁₀₀ del CO₂ es 1/0 ya que éste se recupera del ambiente, lo que evita tener que recuperarlo de los circuitos refrigerantes (puede ser vertido a la atmósfera). Este último aspecto es uno de los más relevantes cuando se habla de los sistemas de producción de frío en el campo de la automoción y transportes, ya que el 42 % del TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) es de tipo directo (Figura I.10), es decir, se debe a fugas y/o vertidos sin recuperación [43].

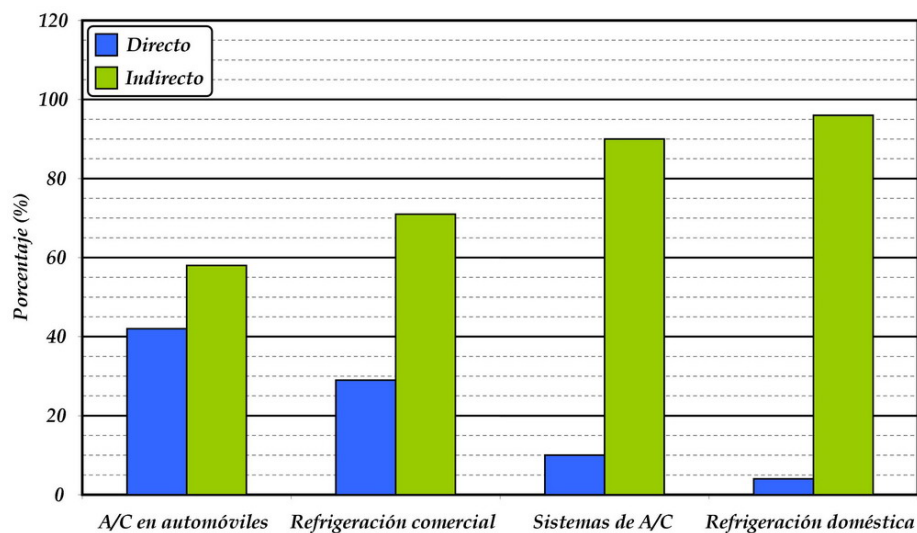


Figura I.10 – TEWI directo / indirecto para HCFC y HFC referido a 1991

I.3.3.2 – Refrigeración comercial

Los sistemas de refrigeración comercial se emplean principalmente para la conservación de productos perecederos, cubriendo para ello un amplio rango de temperaturas (desde 15 °C hasta temperaturas de -40 °C en cámaras frigoríficas). La cantidad de refrigerante que se emplea en este campo constituye un 28 % del total mundial, lo que significa la segunda cifra más importante teniendo en cuenta la Figura I.9.

Los principales refrigerantes que actualmente se emplean en estos equipos son el R404A y el R507A para los sistemas de compresión directa, mientras que como fluidos secundarios se emplean salmueras, glicoles o CO₂. La utilización del amoníaco (NH₃) también es posible en estas configuraciones, si bien su uso se restringe a equipos de grandes potencias empleando siempre fluidos secundarios, nunca expansión directa por motivos de seguridad de cara a las personas y al producto [44]. El uso de los hidrocarburos en estas aplicaciones queda muy restringido no solo por el elevado índice de fugas existente y el peligro que ello supone, sino también por la masa de refrigerante necesaria. Solamente en aplicaciones donde la cantidad de refrigerante empleada es reducida (en electrodomésticos fundamentalmente), es aceptable el uso de estos.

La aplicación del CO₂ en este campo [45 – 47] se puede realizar de forma muy diversa. Así, cuando los sistemas trabajan con altas temperaturas de evaporación, se pueden emplear sistemas de compresión directa con una sola etapa de compresión. Cuando las temperaturas de evaporación empiezan a ser inferiores, es recomendable emplear sistemas de compresión múltiple directa (doble etapa) ya que este último es más eficiente que el primero [48]. En el caso de que la temperatura de evaporación sea muy baja, lo normal es emplear sistemas en cascada donde el CO₂ trabaja en el circuito de baja temperatura en condiciones subcríticas [49]. Otra alternativa, es emplear el CO₂ como fluido frigorífero pudiéndose alcanzar temperaturas de hasta -56.56 °C (5.18 bar) que son las que corresponden al punto triple [50].

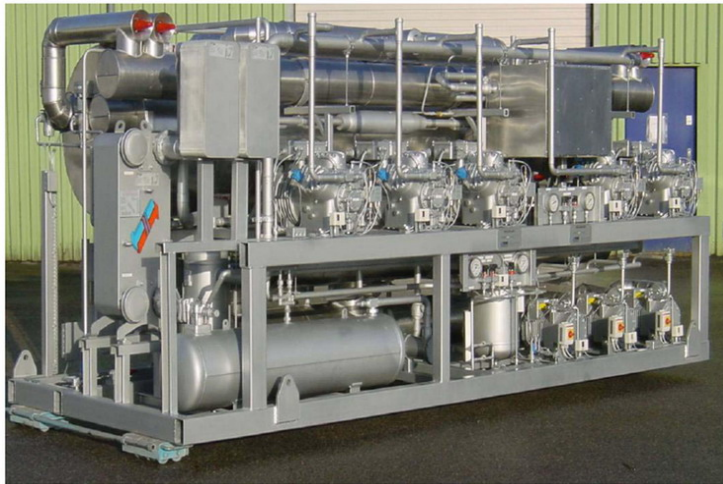


Figura I.11 – Equipo frigorífico con R404A como fluido principal y CO₂ como fluido secundario

I.3.3.3 – Bomba de calor

Otra de las aplicaciones en las cuales el CO₂ ha tenido una importante acogida es en bombas de calor, debido no solo a las limitaciones impuestas por los protocolos, sino a los excelentes coeficientes de transferencia de calor que posee el CO₂ en la región transcítica [51]. Estas propiedades le confieren al gas-cooler unos niveles de eficiencia elevados (próximos al 100 %), lo que unido a las altas temperaturas de descarga que posee el CO₂, da como resultado potencias caloríficas elevadas con niveles térmicos aceptables.

Autores como Neskå [52], Richter *et al.* [53], Agrawal *et al.* [54] o Stene [55] han estudiado desde un punto de vista teórico y práctico la eficiencia de los sistemas basados en bomba de calor empleando CO₂ como fluido de trabajo. En la actualidad existen equipos comerciales de las marcas Sanyo [56] o EcoCute [57], funcionando como bombas de calor según ciclo supercrítico de CO₂.

I.4 Estado del arte del CO₂ como refrigerante

Tal y como se ha comentado anteriormente, los problemas asociados a los refrigerantes artificiales han puesto de manifiesto la necesidad de encontrar nuevas sustancias capaces de reducir o eliminar el impacto medioambiental, cumpliendo al mismo tiempo con los requisitos exigidos a los refrigerantes. La vuelta a los refrigerantes naturales, permite solucionar los problemas de compatibilidad medioambiental, pero requiere una labor científica importante para poder adaptar los equipos existentes o diseñarlos acorde con las propiedades termofísicas de estas sustancias.

La recuperación del CO₂ como refrigerante, tiene su origen entre otros, en el profesor Gustav Lorentzen quien promovió el uso de éste en aplicaciones de transporte y refrigeración comercial [19, 35], empleando para ello ciclos subcríticos y supercríticos. Posteriormente, muchos han sido los grupos de investigación que han iniciado sus investigaciones en el campo del CO₂, en vistas a mejorar el rendimiento de los ciclos supercríticos y subcríticos. Así se pueden destacar los grupos de investigación de la universidad de Pádova y Salerno en Italia [58, 59], la universidad KTH en Suecia [60], el Instituto Tecnológico en Noruega (NTH) [61], el grupo de investigación independiente SINTEF en Noruega [62], la universidad de Illinois (ACRC) en Estados Unidos [63], la universidad de ciencias y tecnología en Hong Kong [64], y el instituto nacional de estándares y tecnología (NIST) [65].

A nivel nacional, cabe destacar los grupos de investigación de la Universidad de Vigo [66], dedicada al campo de la refrigeración en cascada con CO₂ y amoníaco (NH₃) (ciclos subcríticos de CO₂), la Universidad de Santiago de Compostela [67], centrada en al estudio de lubricantes en CO₂ (propiedades, compatibilidad...), la Universidad Politécnica de Cataluña [68], dedicada al estudio de compresores herméticos para CO₂ [69], y la Universidad Jaume I, centrada en el análisis de ciclos supercríticos de CO₂ [70].

Los trabajos publicados por los anteriores grupos de investigación abarcan el campo experimental y el campo teórico, siendo este último el que mayor número de publicaciones posee debido a la dificultad que entraña la construcción y el manejo de una instalación de CO₂ en condiciones transcíticas. Así se tienen estudios centrados en el análisis de funcionamiento completo de la instalación para bombas de calor [52, 55, 71], sistemas comerciales de refrigeración [45 – 47, 49, 72], sistemas de aire acondicionado en automoción [73 – 78] y equipos de aire acondicionado [79, 80]. En cada uno de ellos se intenta buscar siempre la máxima eficiencia de la instalación, por lo que muchos estudios se centran en el análisis de la presión óptima [36, 81 – 83], o en el uso de intercambiadores intermedios [21, 84 – 86]. Otros estudios se introducen en el diseño y análisis de componentes con el fin de mejorar los procesos de transferencia de calor en intercambiadores [87, 88], reducir las pérdidas energéticas durante los procesos de compresión [24, 89] y mejorar los sistemas de expansión [22, 23]. En este apartado se incluyen los estudios teóricos y experimentales sobre los coeficientes de transferencia de calor en condiciones supercríticas, enfocados hacia el rediseño y análisis de funcionamiento de intercambiadores de calor en la región supercrítica.

Desde el punto de vista de lubricantes, existen diversos estudios donde se demuestra la idoneidad del PAG como lubricante frente al POE [90]. Otros estudios muestran la influencia del aceite en los coeficientes de transferencia de calor para alta y baja presión [91], advirtiendo un rápido descenso en los mismos a causa de la cantidad de aceite disuelta.

A nivel comercial, muchas empresas fabricantes de elementos para equipos de refrigeración, han abierto nuevas líneas destinadas a la tecnología del CO₂. Así empresas como Danfoss, Dorin, Bock, Sanyo, Bitzer, Frascold, Coppeland y Embraco, entre otras, han desarrollado nuevos compresores semiherméticos y herméticos, capaces de soportar las altas presiones de trabajo que suponen los ciclos subcríticos y supercríticos de CO₂. Otras compañías como Onda, Obrist, Alfa Laval, Kaori, SWEP se han centrado en el desarrollo de intercambiadores de calor como el gas-cooler, el evaporador o el intercambiador intermedio. En cuanto a sistemas de expansión se pueden destacar las válvulas de expansión electrónicas de Egelhof, Saginomiya o Danfoss. Otras empresas trabajando en el campo del CO₂ son Fuchs, en el campo de lubricantes, y Temprite o ESK Schultze, en el campo de separadores de aceite, entre otras. En cualquier caso, y como después se

explicará en el Capítulo II: Descripción de la instalación frigorífica, muchos de los elementos instalados han sido importados de otros campos, como es el caso de la industria petroquímica y oleohidráulica.

La revisión de los grupos de investigación y trabajos publicados realizada en este apartado, supone una parte representativa de las publicaciones y de los investigadores dedicados a este tema. Del mismo modo, puesto que se trata de una tecnología en pleno desarrollo, se espera que con el tiempo surjan nuevas empresas dedicadas a esta tecnología, abaratando así los costes de los elementos y aumentando la calidad y el diseño de los mismos. Por ello, el resumen realizado en este apartado, solo pretende mostrar la panorámica actual en el campo del CO₂ como refrigerante, sin entrar en detalle en las diferentes líneas de investigación actual ni en las empresas que están empezando a incorporar esta tecnología.

Capítulo 2

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

Descripción de la Instalación Frigorífica

II.1 Aspectos generales

Para poder llevar a cabo los objetivos establecidos en el capítulo anterior, se requiere, inevitablemente, el desarrollo completo de una instalación frigorífica lo suficientemente robusta, para poder operar con CO₂ en régimen supercrítico, y lo suficientemente versátil, para poder probar nuevas configuraciones y elementos susceptibles de mejorar el comportamiento y/o la eficiencia energética de la misma.

El diseño, dimensionado, montaje y puesta en marcha de la instalación descrita en este capítulo, se ha realizado de forma íntegra en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Jaume I de Castellón, en el seno del Grupo de Ingeniería Térmica (GIT). Los equipos secundarios empleados para la simulación de los focos frío y caliente en los intercambiadores gas-cooler y evaporador, respectivamente, también han sido desarrollados por el propio grupo de investigación [92, 93].

Debido a la poca diversificación de éste tipo de instalaciones en el ámbito nacional e internacional, fue necesario recurrir a criterios constructivos y “buenas prácticas” empleadas en los sistemas convencionales de producción de frío. Estos métodos y criterios tuvieron que ser adaptados a esta nueva tecnología, dando como resultado una valiosa información práctica sobre el diseño y desarrollo de este tipo de instalaciones, la cual ha sido incluida dentro del presente capítulo.

Uno de los mayores hándicaps a la hora de desarrollar la instalación, fue la búsqueda y adquisición de componentes adecuados para las condiciones de trabajo deseadas. La falta de suministradores, de información técnica y de elementos comerciales diseñados para trabajar expresamente con CO₂ a altas presiones, derivó en la ampliación de las fuentes de suministro hacia sectores más especializados como la industria petroquímica o la industria oleohidráulica. Otros elementos como los depósitos de acumulación y antilíquido, el gas-cooler y el evaporador, fueron construidos expresamente bajo pedido en base a los requisitos de potencia demandada, y a las condiciones de trabajo de los mismos.

La monitorización de la instalación se llevó a cabo mediante técnicas de medida y adquisición similares a las empleadas en otras instalaciones del laboratorio. Para ello se ha empleado un equipo de adquisición de la compañía *National Instruments* conectado a un ordenador personal con el software *LabView*, el cual permite visualizar en tiempo real el funcionamiento de la instalación, almacenando, a su vez, los datos adquiridos. A partir de estos datos, se ha analizado el comportamiento de la instalación, así como la validación de los modelos desarrollados, cuya explicación se detalla en los Capítulos IV y V, respectivamente.

Los fondos económicos necesarios para el desarrollo de la presente instalación, han sido obtenidos a partir de organismos públicos y privados. En concreto la financiación ha sido cubierta por el Ministerio de Educación y Ciencia, y las empresas privadas *FrostTrol*, dedicada a la construcción de muebles frigoríficos para centros comerciales, *Merak*, empresa dedicada a la fabricación de sistemas de aire acondicionado para trenes, y *Abengoa Zero Emissions*, empresa dedicada al desarrollo de nuevas tecnologías frigoríficas sostenibles.

II.2 Diseño del circuito frigorífico

II.2.1 – Configuraciones de la instalación frigorífica

El mayor reto que presenta el CO₂ a la hora de ser empleado en instalaciones frigoríficas, radica fundamentalmente en su inusual comportamiento en la zona de alta presión. Tal como se ha descrito en el Capítulo I, el CO₂ posee una temperatura crítica baja (30.98 °C) y una presión crítica elevada (73.77 bar), lo que supone por una parte, que no es posible condensar con temperaturas superiores a los 31 °C, y por otra, que la presión de trabajo en el ciclo será elevada. Debido a este comportamiento, la región de trabajo del ciclo es la zona supercrítica (Figura I.7) donde no existe condensación, y las variables presión y temperatura son independientes. En estas condiciones, es necesario el uso de un dispositivo capaz de regular la presión y mantenerla en un valor fijo. Este dispositivo recibe el nombre de válvula de expansión presostática o *back-pressure* porque mantiene la presión aguas arriba de la válvula en un valor constante fijado a voluntad. Cabe destacar que en este tipo de instalaciones la presión de alta viene determinada por la cantidad de masa de refrigerante almacenada en esta zona, por lo que la válvula expandirá o retendrá más o menos masa de refrigerante en función de la presión tarada.

Teniendo en cuenta este peculiar modo de funcionamiento, el esquema frigorífico más sencillo que puede implantarse en condiciones supercríticas es el de la Figura II.1.

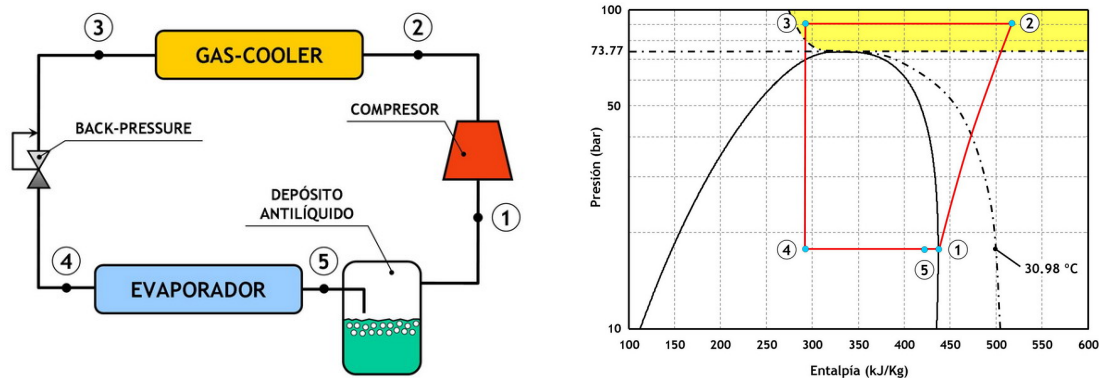


Figura II.1 – Circuito frigorífico con una sola expansión

Este ciclo dispone de un único sistema de expansión capaz de controlar la presión de alta, pero incapaz de regular el recalentamiento útil en el evaporador. Por tanto, en esta configuración la presión de evaporación es flotante y dependerá completamente de la potencia frigorífica demandada y de la masa de refrigerante en la instalación. Estas dos variables, fijarán el modo de funcionamiento del evaporador, el cual podrá trabajar completamente inundado o con un recalentamiento útil no controlable. Es por ello que en esta configuración resulta necesario colocar un depósito antilíquido a la salida del evaporador con la finalidad de evitar que el refrigerante líquido entre en el compresor.

Para mejorar la eficiencia del ciclo anterior, una de las modificaciones más comunes suele ser la colocación de un intercambiador de calor que comunique térmicamente la salida de refrigerante del gas-cooler, con la salida de refrigerante del evaporador (Figura II.2). Este intercambiador suele denominarse *intercambiador intermedio* y permite incrementar el salto entálpico en el evaporador a costa de aumentar la temperatura del punto de aspiración, y en consecuencia, el trabajo específico de compresión y la temperatura de descarga. Esta configuración se emplea principalmente, en los sistemas de A/C para automóvil [76, 77].

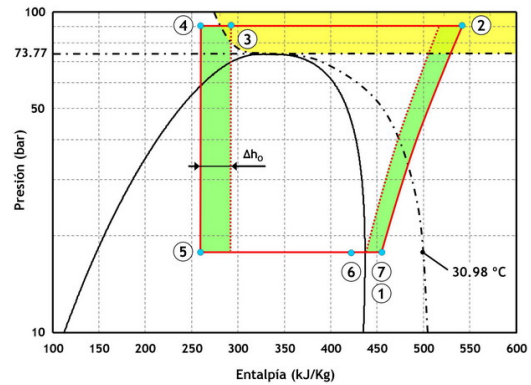
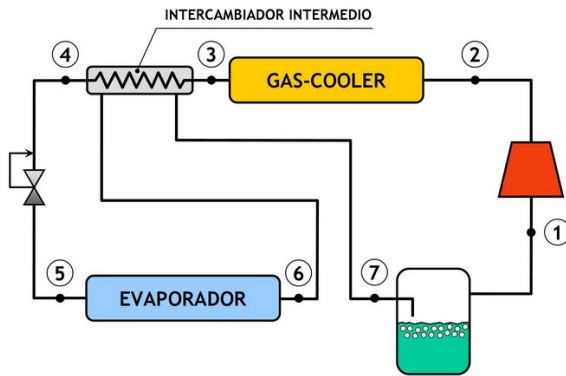


Figura II.2 – Circuito frigorífico con una sola expansión e intercambiador intermedio

La introducción de dos efectos contrarios en la instalación (aumento del trabajo específico de compresión y aumento del salto entálpico en evaporación), unido al hecho de que la presión de evaporación sea flotante, hace que a priori no se pueda determinar si el intercambiador intermedio mejora o no la eficiencia y la potencia frigorífica de la instalación, si bien estudios experimentales realizados por diversos autores advierten un aumento de la eficiencia en la instalación [21, 84, 85].

Debido a la complejidad que entraña trabajar con presión de evaporación flotante, una posible configuración alternativa a la anterior es la que muestra en la Figura II.3, donde se divide el proceso de expansión en dos etapas de manera que se pueda controlar al mismo tiempo la presión en la región de alta presión, y el recalentamiento en el evaporador. Esta configuración evita la instalación de un depósito antilíquido a la salida del evaporador, aunque obliga a colocar un depósito de acumulación entre ambas etapas de expansión con el fin de asegurar líquido saturado a la entrada de la segunda etapa de expansión.

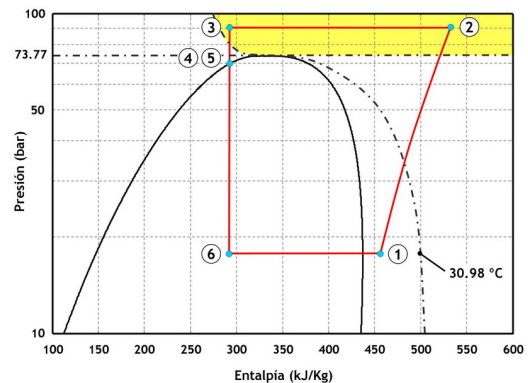
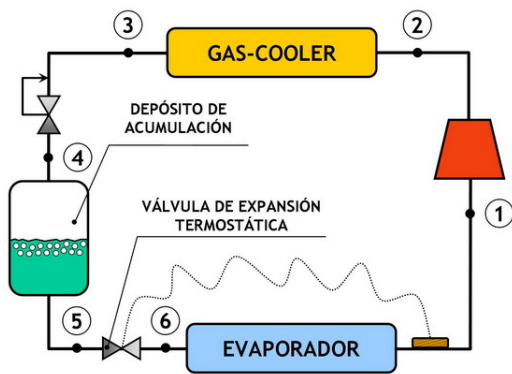


Figura II.3 – Circuito frigorífico con sistema de expansión escalonada

La principal ventaja de este sistema radica en que todas las presiones se encuentran controladas, ya que la presión de alta queda definida mediante la válvula de expansión presostática, mientras que la presión de evaporación se encuentra restringida por el control del recalentamiento útil en el evaporador. Del mismo modo, esta configuración permite compensar los excesos o defectos de masa de refrigerante en la instalación a través del depósito de acumulación intermedio, cuya presión queda fijada por las condiciones de saturación en su interior.

Tomando como referencia el ciclo de la Figura II.3, es posible definir una nueva configuración (Figura II.4) en la que la presión del depósito pueda ser modificada en vistas a mejorar la eficiencia de la instalación frigorífica. Para ello se ha dispuesto una válvula de expansión presostática que permite extraer e inyectar (previa expansión), vapor

saturado del depósito de acumulación. Mediante esta configuración, se consigue aumentar el salto entálpico en el evaporador, reduciéndose al mismo tiempo la temperatura de aspiración del compresor.

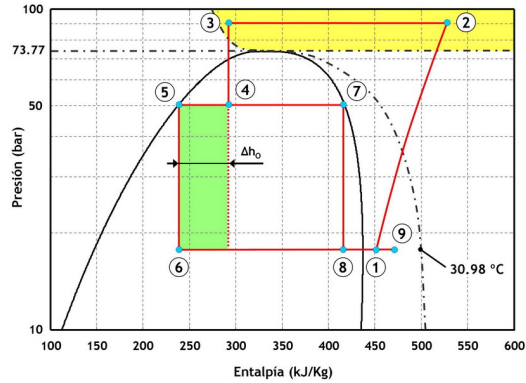
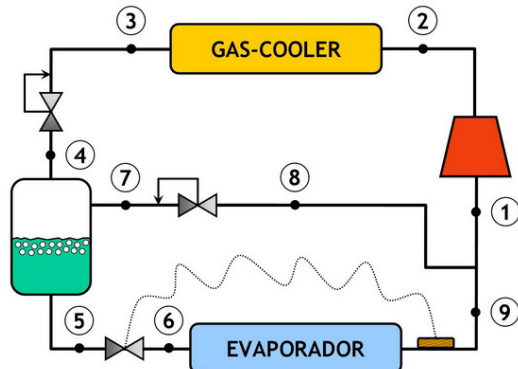


Figura II.4 – Circuito frigorífico con sistema de extracción de vapor

Finalmente, se han incluido en la instalación frigorífica las configuraciones indicadas en las Figuras II.5 y II.6, en las cuales se emplea el intercambiador intermedio como elemento capaz de mejorar la eficiencia energética y asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

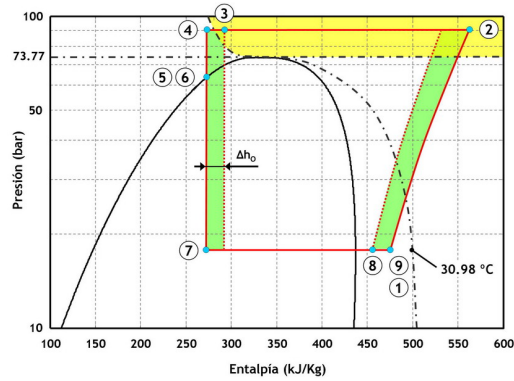
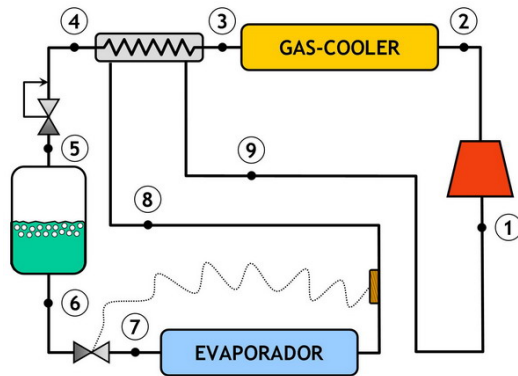


Figura II.5 – Circuito frigorífico con doble expansión e intercambiador intermedio (I)

Cabe destacar que mientras la configuración de la Figura II.5 corresponde a la disposición clásica, la configuración de la Figura II.6, es una nueva configuración que intenta reducir las presiones de trabajo del intercambiador intermedio así como mejorar la eficiencia del ciclo mediante el incremento de salto entálpico en el refrigerante líquido..

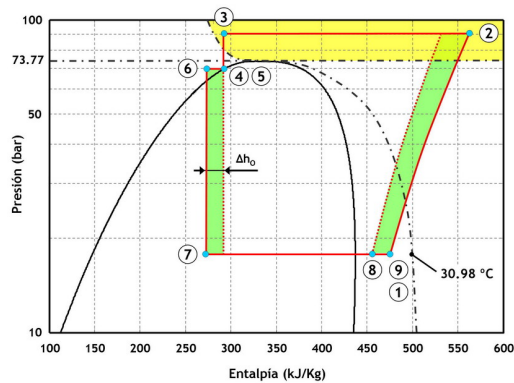
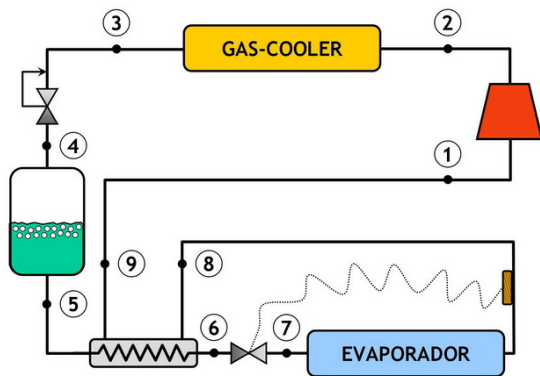


Figura II.6 – Circuito frigorífico con doble expansión e intercambiador intermedio (II)

El Capítulo IV dedicado al análisis de los datos experimentales, se centrará en el análisis de todas y cada una de las configuraciones anteriormente mostradas a excepción de la correspondiente a la Figura II.2, la cual está incluida como desarrollos futuros. Para poder estudiar correctamente los diferentes ciclos, se tomará la configuración de expansión múltiple escalonada (Figura II.3) como “ciclo base” con la finalidad de comparar los resultados obtenidos.

II.2.2 – Esquema completo de la instalación frigorífica

La integración de las todas las configuraciones anteriormente mostradas, da como resultado el esquema de la Figura II.7, donde se han incluido los elementos principales y otros elementos indispensables para el correcto funcionamiento de la instalación frigorífica (filtro deshidratador y filtro separador de aceite). La Figura II.8 muestra el aspecto real de la instalación frigorífica con todos los componentes descritos en la Figura II.7.

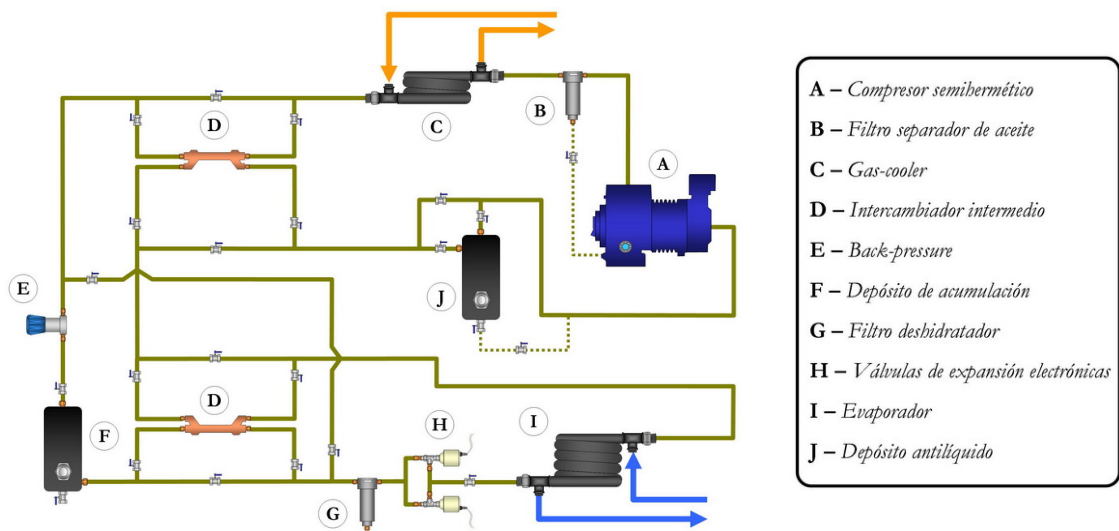


Figura II.7 – Esquema completo de la Instalación

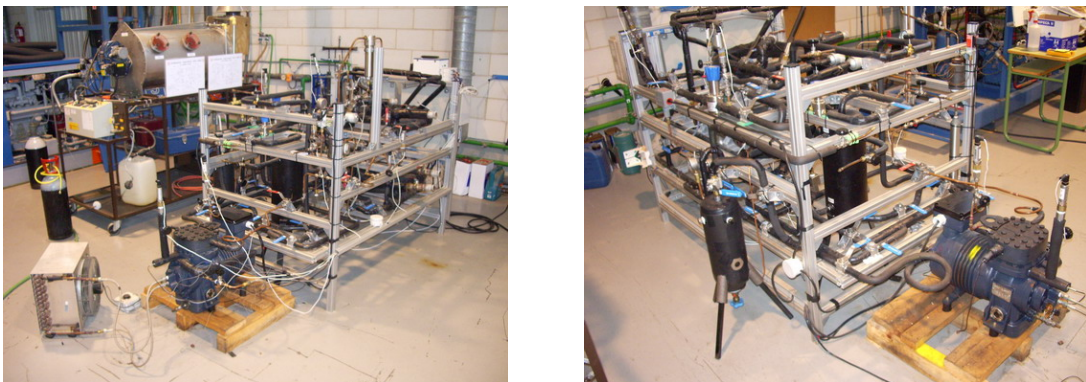


Figura II.8 – Aspecto real de la instalación frigorífica de CO₂

El funcionamiento del ciclo representado en la Figura II.7 se describe partiendo de la entrada del compresor semihérmico (A), donde los vapores recalentados del refrigerante entran en el compresor enfriando el devanado eléctrico del motor a su paso hacia el colector de admisión. Este recalentamiento asegura que la entrada al colector se de siempre en condiciones de vapor recalentado, impidiendo la presencia de refrigerante líquido en el mismo. Sin embargo, y tal y como se estudiará más adelante, este recalentamiento penaliza la eficiencia de la instalación ya que reduce el caudal másico trasegado por el compresor, aumenta el trabajo específico del mismo, e incrementa la temperatura de descarga.

Una vez en el colector de admisión, los vapores de refrigerante son comprimidos y descargados a una presión ligeramente superior a la que condiciona la masa de refrigerante existente en la zona de alta presión. En estas condiciones, el refrigerante pasa a través de un filtro separador (B) con la finalidad de retener la mayor parte del aceite que se escapa durante el proceso de compresión. Este aceite se acumula por gravedad en un pequeño depósito conectado al carter del compresor, de manera que cuando está lleno se realiza un retorno manual de aceite al cárter. El aceite que no es capaz de retener el filtro, circula libremente a través de la instalación retornando a través de los conductos de la misma.

Tras pasar por el filtro separador de aceite, el refrigerante entra en el denominado *gas-cooler*, (C) consistente en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y disposición contracorriente, que permite el enfriamiento del fluido supercrítico. Gracias a las propiedades termodinámicas del refrigerante, el *gas-cooler* alcanza eficiencias muy elevadas (próximas al 100 %) lo que permite que la temperatura de salida del refrigerante sea muy similar a la temperatura de entrada del fluido secundario empleado en la disipación de calor. A su salida, el refrigerante enfriado es enviado hacia la denominada *back-pressure* (E) o válvula de regulación presostática, cuya función es regular la presión del circuito en la zona de alta. Esta regulación se realiza de forma manual, lo que implica una continua manipulación de la válvula para conseguir el valor de presión deseado.

De acuerdo con la Figura II.7, existe la posibilidad de colocar un intercambiador intermedio (D) entre ambos componentes, para poder así aumentar el salto entálpico del evaporador y la eficiencia energética de la instalación. Para evitar pérdidas de carga en la línea de entrada a la válvula de regulación de presión, se ha colocado un by-pass en las dos zonas del intercambiador, tal y como se indica en la Figura II.7.

La regulación de la *back-pressure* genera una expansión del refrigerante hasta una presión intermedia marcada por la mezcla bifásica del depósito de acumulación (F). La diversidad de configuraciones estudiadas en esta tesis, ha obligado a colocar un by-pass que permita aislar del circuito el depósito de acumulación y la *back-pressure* (Figuras II.1 y II.2). Si se opta por la configuración de sistema de expansión escalonada, el refrigerante en condición de líquido saturado sale del depósito de acumulación hacia las válvulas de expansión electrónicas (H), con la posibilidad de atravesar un segundo intercambiador intermedio colocado justo a la salida del depósito de acumulación. Previo paso por las válvulas de expansión, el refrigerante atraviesa el filtro deshidratador (G) cuyo objetivo es eliminar restos de humedad que pudieran haber quedado en la instalación. Cabe destacar que el funcionamiento de las válvulas de expansión electrónicas puede ser configurado en modo termostático o presostático, de forma que en esta última configuración existe la posibilidad de controlar la presión de evaporación o la presión de *gas-cooler*.

El refrigerante expandido en las válvulas electrónicas, entra en el evaporador de tubos concéntricos (I) donde es evaporado empleando agua con monoetilenglicol como fluido secundario. A la salida del evaporador, el refrigerante en forma de vapor recalentado o en forma bifásica (según configuración) es enviado hacia el depósito antilíquido (J) el cual posee un by-pass para evitar añadir un volumen mayor en la instalación. A su paso hacia el depósito, el refrigerante puede ser circulado a través de los dos intercambiadores intermedios que aparecen en la Figura II.6, pudiendo trabajar uno de ellos o ambos, en función de la configuración elegida. En este caso cabe destacar que no es posible invertir el orden de los intercambiadores si se desea trabajar con los dos al mismo tiempo.

II.2.3 – Cálculos previos a la selección de componentes

A la hora de seleccionar los componentes que constituyen la instalación frigorífica, hay que considerar las características que se desean conseguir (potencia frigorífica, máxima eficiencia) así como las limitaciones existentes a la hora de desarrollar la misma (potencia eléctrica, presiones de trabajo... etc). Con el fin de tener un orden de magnitud de todas las variables que intervienen en la instalación, se han realizado una serie de cálculos previos empleando la información disponible en la bibliografía. A partir de estos valores se han calculado los diámetros de las líneas de tubería, así como una estimación del volumen del depósito de acumulación necesario (F en la Figura II.7). La masa de refrigerante necesaria se ha calculado conociendo las dimensiones de todos y cada uno de los elementos instalados, incluyendo las longitudes de tubería empleadas.

II.2.3.1 – Consideraciones iniciales

- *Potencia frigorífica:* El máximo valor de la potencia frigorífica, viene condicionado por las unidades de disipación y simulación de la carga que se dispone en el laboratorio. Así, si se toma una potencia frigorífica elevada, la potencia calorífica disipada también será mayor, lo que puede llevar a limitaciones en el funcionamiento a la hora de trabajar con temperaturas de salida de gas-cooler reducidas. Por ello se toma una potencia frigorífica máxima de 12 kW.
- *Potencia eléctrica:* Este valor está limitado por la instalación eléctrica del laboratorio, de manera que para evitar sobrecargas cuando se trabajen con diversas instalaciones, se desea que este valor nunca exceda de 6 kW.
- *Presiones de trabajo:* Dado que en régimen transcrito existe independencia entre la presión y la temperatura, se ha tomado una presión máxima de trabajo de 120 bar en la región de alta presión. La presión de evaporación dependerá del funcionamiento de la propia instalación, si bien, el valor mínimo establecido será de 15 bar para evitar temperaturas de evaporación excesivamente bajas.
- *Temperatura de descarga:* Para cualquiera que sean las condiciones de trabajo de la instalación, se desea que la temperatura de descarga del compresor sea siempre inferior a 150 °C.

Partiendo de la configuración mostrada en la Figura II.3, las suposiciones tomadas para poder realizar los cálculos previos son las siguientes:

- *Temperatura de evaporación:* El rango de valores de la temperatura de evaporación estará condicionado por la potencia eléctrica del compresor, la temperatura de descarga y la presión mínima de trabajo. Para poder hacer los cálculos previos se tomará un rango de trabajo de $[0 \div -20]$ °C.
- *Enfriamiento en la línea de descarga:* 5 °C.
- *Temperatura a la salida del gas-cooler:* 30 ÷ 40 °C
- *Recalentamiento útil:* 2 °C.
- *Características del compresor:* Los parámetros que definen el funcionamiento del compresor se han calculado según los ajustes polinómicos realizados por Hubacher *et al.* [89], para un compresor semihérmico de 4.4 m³/h de caudal volumétrico (1740 rpm). La expresión (II.1) muestra este ajuste polinómico para un parámetro “X” definido como rendimiento volumétrico (η_v) (II.2), rendimiento global (η_g) (II.3) o temperatura de descarga (T_{DIS}). En todos los casos se ha tomado un

recalentamiento total de 10.7 °C que incluye el propio recalentamiento del motor eléctrico.

$$X = C_1 + C_2 \cdot P_{Asp} + C_3 \cdot P_{Asp}^2 + C_4 \cdot P_{Asp}^3 + C_5 \cdot P_{Dis} + C_6 \cdot P_{Dis}^2 + C_7 \cdot P_{Dis}^3 + C_8 \cdot P_{Dis} \cdot P_{Asp} + C_9 \cdot P_{Dis}^2 \cdot P_{Asp} + C_{10} \cdot P_{Dis} \cdot P_{Asp}^2 \quad (II.1)$$

$$\eta_V = \frac{\dot{m} \cdot v_{Asp}}{\dot{V}_G} \quad (II.2)$$

$$\eta_G = \eta_{ISO} \cdot \eta_{Mec} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{Dis,s} - h_{Asp})}{P_C} \quad (II.3)$$

	η_G	η_V	T_{Dis} (°C)
C_1 :	0.061204	0.52807	-3.2401
C_2 :	0.096912	0.26320	-20.840
C_3 :	-0.064322	-0.056760	0.086652
C_4 :	0.0032301	0.0039228	0.36438
C_5 :	0.070467	-0.052443	33.079
C_6 :	-0.0090925	0.0013105	-1.8009
C_7 :	0.00036392	-0.000023563	0.036067
C_8 :	0.027073	0.0089699	-1.3174
C_9 :	-0.0015241	-0.00012911	0.086746
C_{10} :	0.0017638	-0.00043007	-0.073485

- Recalentamiento en línea: 0 °C.
- Recalentamiento en el devanado del compresor: 8.7 °C constantes de acuerdo con [89].

II.2.3.2 – Resultados

Teniendo en cuenta todas las consideraciones anteriores, el comportamiento de la instalación frigorífica se ha calculado partiendo del esquema de la Figura II.9 cuya representación sobre el diagrama Ph se muestra en la Figura II.10. Para poder realizar este cálculo se ha variado la presión de descarga desde 120 bar, hasta aquella presión para la cual el depósito de acumulación se encuentra en condiciones transcriticals.

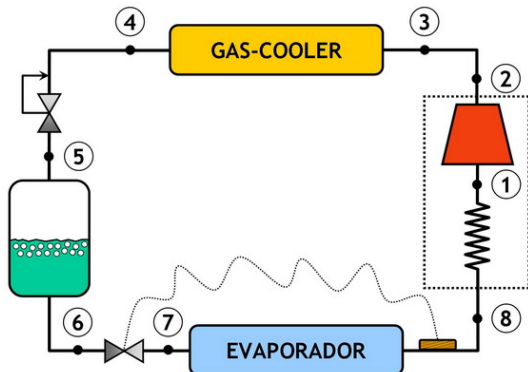


Figura II.9 – Esquema del ciclo frigorífico

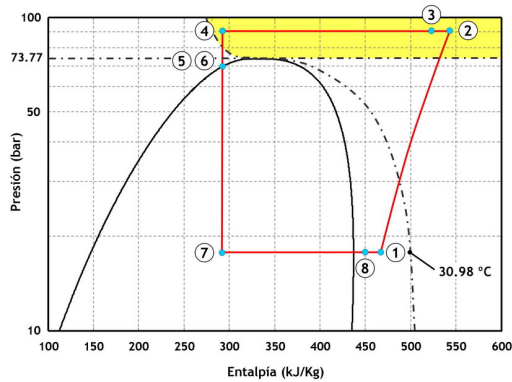


Figura II.10 – Diagrama Ph

La variación de la potencia frigorífica (\dot{Q}_0) y la potencia eléctrica del compresor (P_C) con la presión de descarga, se muestra en las Figuras II.11 y II.12.

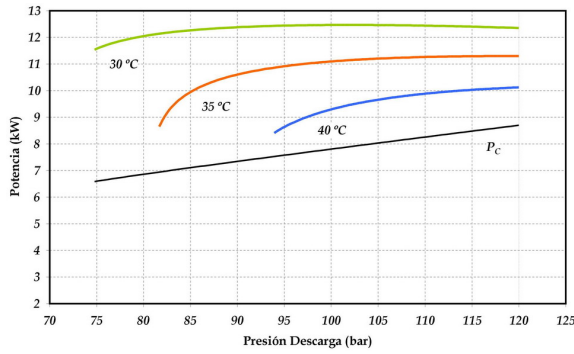


Figura II.11 – \dot{Q}_O y P_c ($T_0: 0\text{ °C}$)

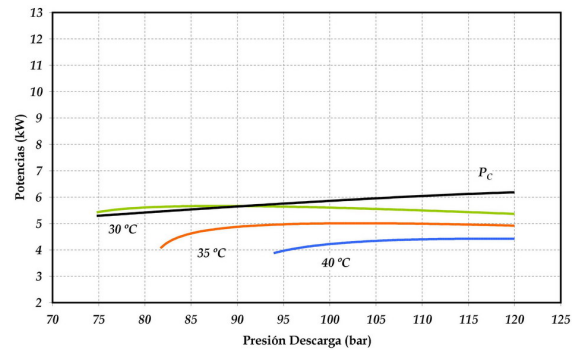


Figura II.12 – \dot{Q}_O y P_c ($T_0: -20\text{ °C}$)

De acuerdo con las Figuras II.11 y II.12, la potencia consumida por el compresor excede del valor que se había marcado como límite (6 kW). Este hecho se debe al notable aumento que sufre el caudal másico al disminuir la tasa de compresión (Figura II.13), lo que repercute en todas las potencias puestas en juego en la instalación, incluida la potencia disipada por el gas-cooler (Figura II.14). Para evitar que el caudal másico sea tan elevado, y las potencias frigorífica y de compresor excedan de los valores máximos establecidos, será necesario elegir un compresor con un volumen geométrico inferior al empleado en el modelo matemático utilizado en los cálculos.

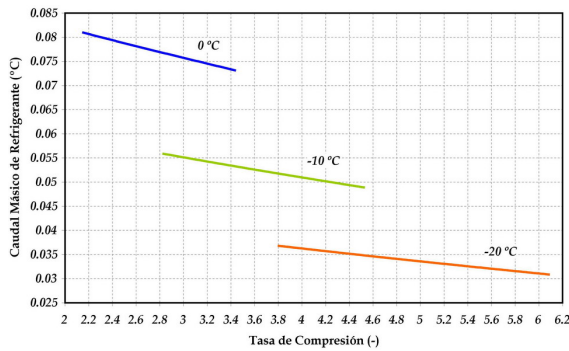


Figura II.13 – Caudal másico de refrigerante trasegado por el compresor

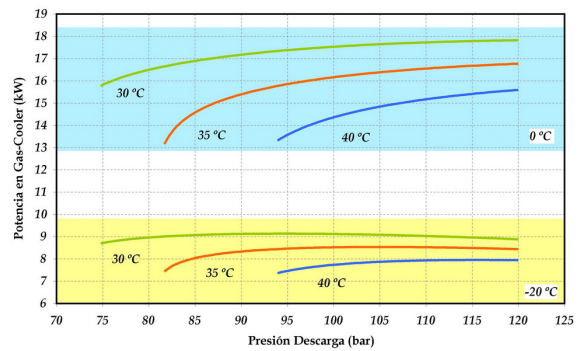


Figura II.14 – Potencia calorífica disipada por el gas-cooler

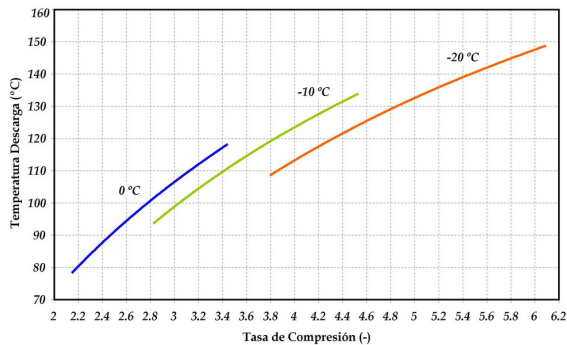


Figura II.15 – Temperatura de descarga del compresor

La evolución de la temperatura de descarga con la tasa de compresión, muestra un incremento de ésta al disminuir la presión de evaporación. Esto se debe a la variación que sufre el trabajo específico de compresión al modificar la temperatura de evaporación.

Según los resultados obtenidos en el modelo, la temperatura de descarga siempre se encuentra por debajo del valor máximo deseado (150 °C), sin embargo, cabe destacar que el modelo del compresor empleado en el proceso de cálculo considera un recalentamiento total constante previo al punto de aspiración. Esta consideración no es cierta en la realidad, por lo que se espera que la temperatura de descarga tenga un valor mayor del obtenido en la simulación.

II.2.4 – Elementos del circuito frigorífico

Los elementos que constituyen la instalación frigorífica, pueden agruparse básicamente en dos grandes grupos:

- a) *Elementos principales.* Elementos necesarios para realizar procesos de intercambio de calor, aporte de energía mecánica o variación de la energía del fluido (intercambiadores, compresor, válvulas de expansión...).
- b) *Elementos de conexionado, seccionamiento y pequeño material.* Elementos encargados de asegurar la circulación refrigerante y mantener la estanqueidad de la instalación.

II.2.4.1 – Elementos principales

II.2.4.1.1 – Compresor

El compresor es el elemento encargado de recuperar, comprimir e impulsar los vapores de refrigerante a baja presión, a través de toda la instalación frigorífica. Su funcionamiento está ligado con el sistema de expansión, ya que la operación conjunta de ambos determina la cantidad de masa de refrigerante circulante a través de la instalación.

En el mercado existen multitud de modelos de compresores con diferentes tecnologías (alternativos, scroll, de tornillo, rotativos de paletas...), sin embargo en el campo del CO₂, existen muy pocos modelos capaces de trabajar en ciclo supercrítico a altas presiones. Al iniciar el desarrollo de la instalación frigorífica, fabricantes como Bitzer [94], Danfoss [95], Sanyo [96] o Bock [97], estaban en pleno desarrollo de compresores para ciclo supercrítico y aún no disponían de modelos comerciales pensados para media potencias. Solamente el fabricante italiano Dorin [98], ofrecía (y ofrece) un amplio catálogo de compresores semiherméticos comerciales destinados para CO₂ en versiones de simple y doble etapa. Es por ello que se tomó el catálogo de Dorin para poder seleccionar el compresor de la instalación, siguiendo las consideraciones establecidas en el apartado anterior. Cabe destacar, que la idea inicial era instalar un compresor abierto en vez de uno semihermético, con el fin de medir el régimen de giro de forma directa, y evitar al mismo tiempo el recalentamiento adicional introducido por el devanado del compresor. Sin embargo, la indisponibilidad de compresores abiertos llevó a elegir el compresor semihermético DORIN TCS340/4 – D (Figura II.16), con un caudal volumétrico de 3.5 m³/h (1450 rpm) y un rango de trabajo recomendado mostrado en la Figura II.17.

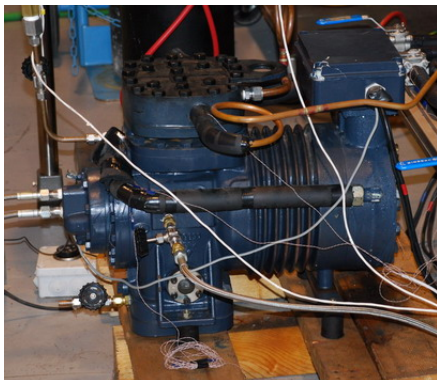


Figura II.16 – Compresor semihermético DORIN

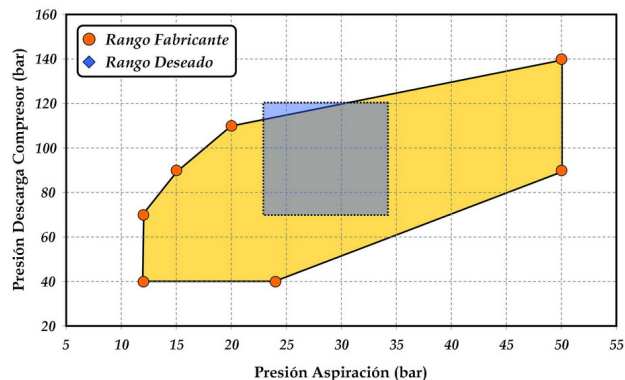


Figura II.17 – Rango de trabajo real y deseado del compresor semihermético

De acuerdo con la Figura II.17, el rango de funcionamiento deseado se encuentra dentro del rango especificado el fabricante para toda la serie TCS, lo que significa que el compresor elegido podrá trabajar sin problemas dentro de los márgenes especificados. En cualquier caso no hay que olvidar que en todo momento se desea que la temperatura de descarga sea inferior a los 150 °C, con un consumo máximo de potencia eléctrica de 6 kW.

Las características del compresor elegido se muestran en la Tabla II.1:

COMPRESOR SEMIHERMÉTICO

Fabricante:	DORIN
Modelo comercial	TCS340/4-D
Potencia nominal:	4 kW
Tensión de alimentación:	400 V (50 Hz)
Caudal volumétrico desplazado:	3.5 m ³ /h (1450 rpm)
Número de pistones:	2
Carrera:	22 mm
Diámetro:	34 mm
Peso:	123 Kg
Lubricante:	POE (1.8 Kg)

Tabla II.1 – Características del compresor semihermético

Tal y como se ha comentado en el apartado anterior, la refrigeración del devanado eléctrico del compresor se realiza mediante el vapor de refrigerante a baja temperatura que entra en el compresor. La salida del refrigerante recalentado hacia el colector de aspiración, se realiza a través de una tubería lateral aislada (Figura II.16), lo que permite medir la temperatura del refrigerante después del devanado y con ello el recalentamiento en el motor. El esquema de la Figura II.18 muestra el recorrido que realiza el refrigerante en el compresor desde que entra hasta que sale del mismo. La Figura II.19 remarca este trazado, indicando al mismo tiempo que la entrada de refrigerante en el compresor se realiza por la parte lateral, y no por la parte trasera.

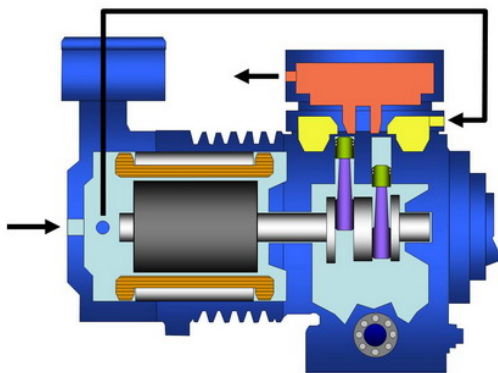


Figura II.18 – Esquema simplificado del compresor semihermético

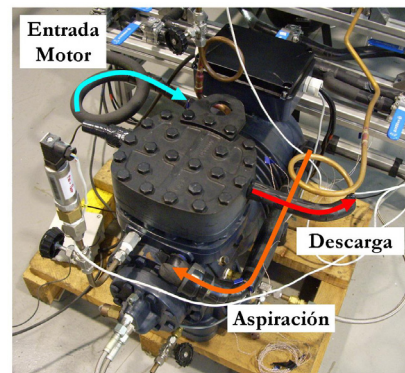


Figura II.19 – Recorrido del refrigerante en el compresor

Las altas presiones de trabajo a las cuales se va a ver sometido el compresor, obligan a éste a disponer de unas paredes de gran espesor, lo que le confieren un peso relativamente alto. Las Figuras II.20 y II.21 presentan los limitadores de las válvulas de descarga y el colector de descarga (culata) del compresor semihermético, donde se puede apreciar el importante espesor que poseen las paredes de la culata.

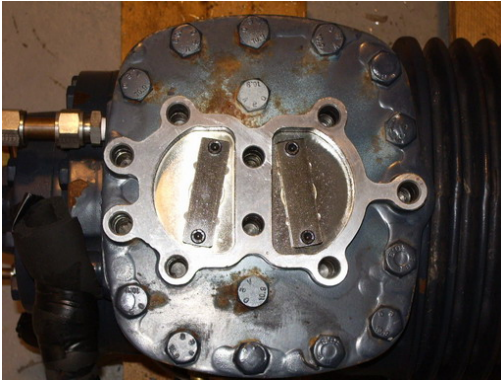


Figura II.20 – Limitadores y válvulas de descarga del compresor



Figura II.21 – Culata del compresor semihermético de CO₂

El lubricante empleado en la instalación es aceite sintético tipo POE basado en fosfatos ésteres. La compañía distribuidora del aceite es FUCHS y el modelo empleado es RENISO C85E [99] desarrollado específicamente para instalaciones frigoríficas de CO₂ que trabajan según ciclo supercrítico. Diversos estudios experimentales, han puesto de manifiesto que existen problemas de lubricación con los lubricantes de tipo POE debido a la gran afinidad que presenta con el CO₂ [91]. Es por ello, que actualmente se recomienda el uso de PAG (polialcalinglicol) en vez de POE (poliolester) para asegurar el correcto funcionamiento del compresor.

A pesar de los problemas señalados por los autores al utilizar POE (alta higroscopicidad, gran afinidad por el CO₂...), es importante mencionar que la instalación nunca ha tenido problemas de lubricación a pesar de las altas temperaturas de descarga (~150 °C), y las bajas velocidades de giro (1150 rpm). En cualquier caso, y en vistas a eliminar la posible humedad que pudiera retenerse en el interior del circuito, la instalación consta de un filtro deshidratador de silica-gel con husillo de acero inoxidable resistente a altas presiones y temperaturas.

Para evitar que todo el aceite circule libremente por la instalación, se ha instalado un filtro separador en la línea de descarga del compresor, destinado a retener la mayor parte del aceite que se escapa del compresor. Este aceite se acumula por gravedad en un pequeño depósito conectado al carter del compresor, de manera que cuando el depósito está lleno, se realiza un retorno directo controlado de forma manual. El aceite que no es capaz de retener el filtro, circula libremente a través de la instalación retornando a través de los conductos de la misma.



Figura II.22 – Filtro de aceite

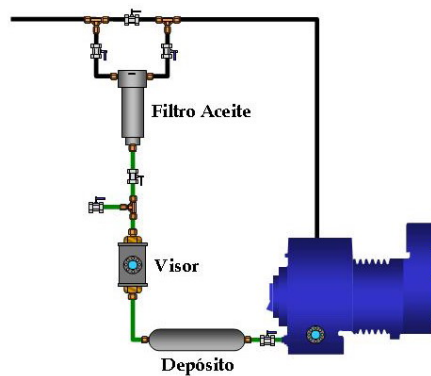


Figura II.23 – Circuito de retención de aceite

II.2.4.1.2 – Gas-cooler

La propiedad inherente a todos los ciclos frigoríficos supercrítico, es el hecho de no existir condensación en la zona de alta presión, por lo que carece de sentido llamar *condensador* al intercambiador que disipa calor al ambiente. En vez de eso, y dado que se produce el enfriamiento de un fluido supercrítico asemejable a un gas, el intercambiador recibe el nombre de *gas-cooler*, y se caracteriza principalmente por su alta eficiencia y sus reducidas dimensiones. Esta alta eficiencia se debe fundamentalmente a las propiedades termodinámicas que posee el fluido supercrítico que circula por su interior. Generalmente las eficiencias para este intercambiador suelen estar comprendidas entre el 90 – 99 %, lo que significa que la temperatura del refrigerante suele ser 2 ó 3 °C mayor que la temperatura de entrada del fluido secundario. Gracias a esta característica, las dimensiones del intercambiador pueden ser reducidas, siendo éste un aspecto muy importante a tener en cuenta en la industria del automóvil.

El gas-cooler empleado en la instalación, es un intercambiador de tubos concéntricos con disposición contracorriente que emplea agua como fluido secundario. Este tipo de intercambiadores poseen una superficie de intercambio reducida en comparación con otro tipo de intercambiadores (de placas o de carcasa tubos), sin embargo, puesto que se trabaja en condiciones supercríticas, la superficie no es un factor tan condicionante, por lo que la elección de este intercambiador se justifica principalmente por la simplicidad que ofrece.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados en el Apartado II.2.3, la potencia de disipación requerida en el gas-cooler es de 18 kW aproximadamente. Puesto que en estos cálculos se emplea un modelo de compresor que considera constante el recalentamiento introducido por el devanado eléctrico, hay que tener en cuenta que la potencia real disipada será aún mayor, por lo que para evitar problemas se tomará una potencia superior de 25 kW. A partir de estas condiciones, y basándose en los estándares disponibles para intercambiadores de tubos concéntricos, se solicitó a la empresa italiana ONDA S.p.a. la fabricación de un intercambiador con las siguientes características (Tabla II.2):

GAS-COOLER	
Fabricante:	ONDA S.p.a.
Modelo:	WVCI33 WT66 (-4) – G (K5) – 3000 / CII
Potencia nominal:	25 kW
Longitud:	3 m
Zona Refrigerante	
Diámetro exterior:	5/16” (7.94 mm)
Número de tubos:	4
Material:	Cobre
Presión máxima:	160 bar
Zona Agua	
Diámetro exterior:	1” (25.4 mm)
Número de tubos:	1
Material:	Acero
Presión máxima:	44 bar
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)

Tabla II.2 – Características del gas-cooler

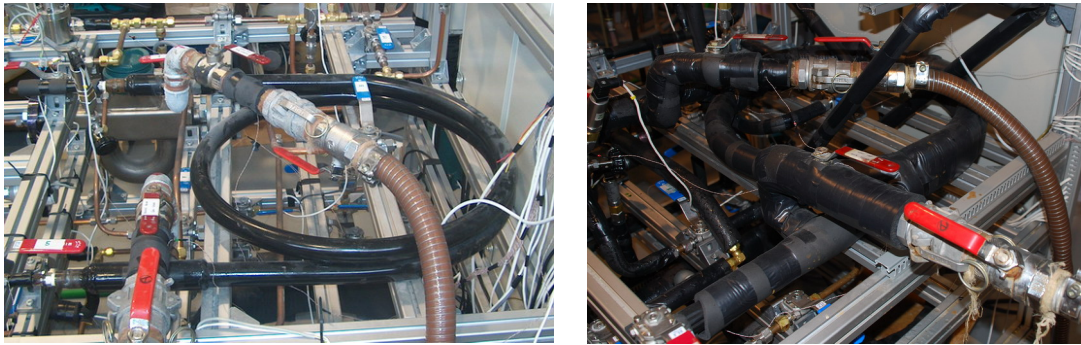


Figura II.24 – Gas-cooler ONDA

II.2.4.1.3 – Back-Pressure

Tal y como se comentó en el Apartado II.2.1, la presión en la zona de alta está condicionada fundamentalmente por la cantidad de masa almacenada en esta parte de la instalación. Por ello es necesario disponer de algún sistema de regulación capaz de modificar esta presión a voluntad, ya que la eficiencia energética de la instalación está condicionada por este valor. En el caso que ocupa la presente tesis, se ha optado por una válvula presostática de regulación manual, capaz de mantener la presión tarada aguas arriba expandiendo para ello, la masa de refrigerante en exceso (Figura II.25).

Dada la capacidad de regulación de esta válvula, se ha colocado una segunda *back-pressure* en la salida de vapor saturado del depósito (Figura II.4), para variar la presión en el depósito cuando se trabaja con la configuración de extracción de vapor saturado (Figura II.26)

BACK-PRESSURE

	Modelo 1	Modelo 2
Fabricante:	RHPS	RHPS
Modelo comercial	BSHB4-02-7-N	BSN2-02-3-N
Presión máxima:	400 bar	400 bar
Rango de regulación:	0 – 150 bar	0 – 100 bar
Material cuerpo:	Acero Inox. AISI 316L	Acero Inox. AISI 316L
Material asiento:	Nitrilo	Nitrilo

Tabla II.3 – Características de las dos válvulas back-pressure



Figura II.25 – Back-pressure (Modelo 1)

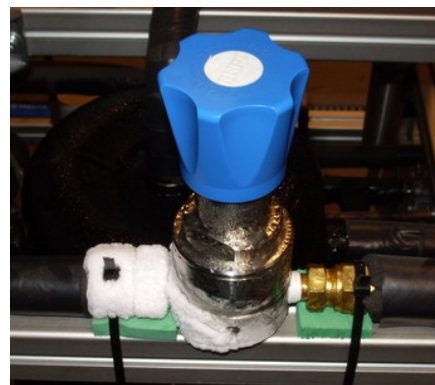


Figura II.26 – Back-pressure (Modelo 2)

II.2.4.1.4 – Depósito de acumulación

El depósito de acumulación colocado entre ambas etapas de expansión, posee tres funciones básicas: la primera es asegurar que la alimentación de las válvulas termostáticas, se dé siempre en condiciones de líquido saturado; la segunda es almacenar masa de refrigerante en exceso que pueda existir en la instalación; y la tercera es servir como recipiente de recogida de líquido ante paradas programadas de la instalación. Todas estas funciones se consiguen con las configuraciones mostradas en las Figuras II.3, II.4, II.5 y II.6, ya que en resto de configuraciones no se emplea el sistema de expansión escalonada.

El volumen del depósito empleado es de 13.4 litros y ha sido desarrollado a partir de un recipiente para altas presiones de acero al carbono con espesores de 8 mm en pared y 10 mm en las zonas superior e inferior. Sobre éste, se han practicado diversos orificios para poder soldar las piezas de conexión fabricadas en acero inoxidable AISI 316. El diseño del depósito incluye: una mirilla lateral para poder comprobar el nivel de refrigerante en la botella, cuatro tomas superiores y tres inferiores, y una válvula de seguridad tarada a 130 bar colocada en un lateral. En su interior, la toma correspondiente a la alimentación de las válvulas termostáticas, dispone de un tubo en forma de “L” que permite aspirar refrigerante de la parte inferior del depósito, asegurando que la entrada de las válvulas de expansión se realice siempre en condiciones de líquido saturado.

Las pruebas de presión efectuadas sobre el depósito, fueron realizadas en dos fases. La primera con CO₂ a 30 bar para detectar fugas y/o poros en las soldaduras, y la segunda con agua a 153 bar durante 45 minutos para asegurar la resistencia del conjunto y la estanqueidad del mismo.

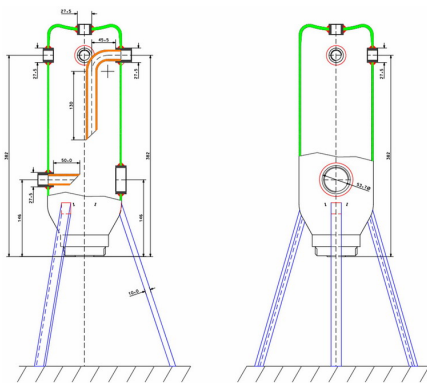


Figura II.27 – Dibujo en CAD del depósito de acumulación



Figura II.28 – Prueba de presión en el depósito de acumulación

La justificación del volumen del depósito elegido, se explicará posteriormente en el Apartado II.2.4.3, ya previamente hay que introducir los diámetros de tuberías empleados en la instalación.

II.2.4.1.5 – Válvula de expansión

La función de ésta depende de la configuración adoptada. Así, en el sistema de expansión escalonada esta válvula deberá actuar como termostática manteniendo un recalentamiento constante a la salida del evaporador. Sin embargo, en el sistema de expansión única, esta válvula deberá de controlar la presión de alta independientemente del recalentamiento del evaporador (similar al comportamiento de la back-pressure).

Con el fin de satisfacer ambos requerimientos, se optó por colocar una válvula de expansión electrónica con motor paso a paso, controlada a través de un microcontrolador. En el momento de desarrollar la instalación, el único fabricante que comercializaba válvulas de expansión electrónicas específicas para CO₂, era la compañía alemana Egelhof [100], los cuales disponían de un amplio catálogo de válvulas con diferentes pasos y diámetros. Actualmente Danfoss y su filial Saginomiya [101] disponen en catálogo de válvulas de expansión electrónicas para CO₂ destinadas principalmente a controlar la presión de alta.

De acuerdo con los cálculos anteriormente realizados, la válvula debe de ser capaz de regular hasta 0.08 Kg/s de refrigerante, lo que obliga a colocar dos válvulas de expansión en paralelo. Puesto que la instalación dispone de un rango de trabajo muy variable, se han colocado dos válvulas de cierre previas a las válvulas de expansión, de manera que cualquiera de ellas pueda ser aislada de forma independiente.

El conjunto de ambas válvulas consta de un controlador y dos sondas de temperatura Pt1000 empleadas para medir el recalentamiento útil en el evaporador. A su vez, el controlador puede ser conectado a una sonda de presión con la finalidad de controlar la presión aguas arriba de la válvula (funcionamiento como *back-pressure*).

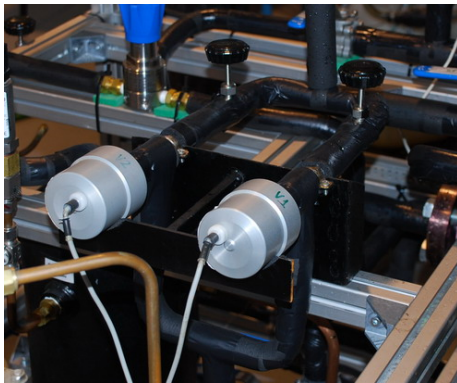


Figura II.29 – Válvulas de expansión electrónicas



Figura II.30 – Controlador y válvulas de expansión electrónicas

Las principales características de las válvulas de expansión electrónicas, se resumen en la Tabla II.4.

VÁLVULAS DE EXAPANSIÓN ELECTRÓNICAS

Fabricante:	EGELHOF
Modelo de la válvula:	RTC-C SL 1.6/1.4
Modelo del controlador:	MPS 21-C.1
Rango de regulación:	-40 – 60 °C
Presión máxima (entrada):	140 bar
Presión máxima (salida):	55 bar
Presión máxima (parado):	80 bar
Avance:	0.0025 mm/paso
Material:	Acero Inox. y latón

Tabla II.4 – Características de las válvulas de expansión electrónicas

II.2.4.1.6 – Evaporador

Al igual que el gas-cooler, el evaporador empleado es un intercambiador de tubos concéntricos y disposición en contracorriente, que emplea una mezcla de agua y monoetilenglicol al 50% en volumen como fluido secundario.

La máxima potencia frigorífica para la cual ha sido diseñado el evaporador es de 15 kW, ya que en los cálculos previos la potencia que se obtenía para una temperatura de salida de gas-cooler de 30 °C, era de 12.5 kW, y puesto que es posible que en un futuro se desee trabajar con temperaturas de salida de gas-cooler menores, es conveniente sobredimensionar el evaporador.

Dadas las condiciones de trabajo exigidas, las presiones que va a soportar el evaporador son relativamente pequeñas (20 – 35 bar) en comparación con el gas-cooler. Ahora bien, hay que tener en cuenta que cuando la instalación esté parada, estas presiones pueden alcanzar hasta 60 bar debido al calentamiento que sufren las tuberías por la temperatura ambiente. Esto obliga a dimensionar el intercambiador para que sea capaz de soportar como mínimo 60 bar en el lado del refrigerante.

EVAPORADOR

Fabricante:	ONDA Spa
Modelo:	VCI33 WT66 (-8) – G (K5) / CR
Potencia nominal:	15 kW
Longitud:	6 m
Zona refrigerante	
Diámetro:	5/16" (7.94 mm)
Número de tubos:	7
Material:	Cobre
Presión máxima:	160 bar
Zona agua y monoetilenglicol	
Diámetro:	1"
Número de tubos:	1
Material:	Acero
Presión máxima:	44 bar
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)

Tabla II.5 – Características del evaporador ONDA

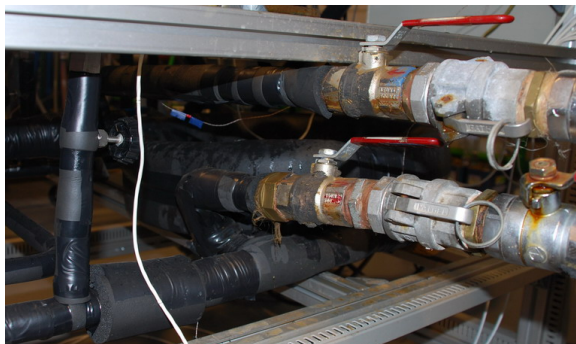


Figura II.31 – Evaporador ONDA

Para evitar ganancias de calor del ambiente durante el proceso de evaporación, todo el evaporador se ha aislado con coquilla de 10 mm de espesor, similar a la que se ha empleado en el resto del circuito y en las tuberías.

II.2.4.1.7 – Intercambiadores intermedios

Para aumentar la versatilidad de la instalación y dotarla de un mayor número de configuraciones, se han instalado dos intercambiadores intermedios (IHX) idénticos con disposición contracorriente y configuración de tubos concéntricos. Las posiciones de éstos se especifican en las configuraciones de las Figuras II.5 y II.6, donde el fluido de baja presión circula por el tubo exterior, mientras que el fluido de alta presión lo hace por el tubo interior, el cual posee un diámetro reducido y proporciona una mayor resistencia ante altas presiones.

Para evitar intercambio de calor con el ambiente, ambos intercambiadores han sido aislados con coquilla de 10 mm de espesor.

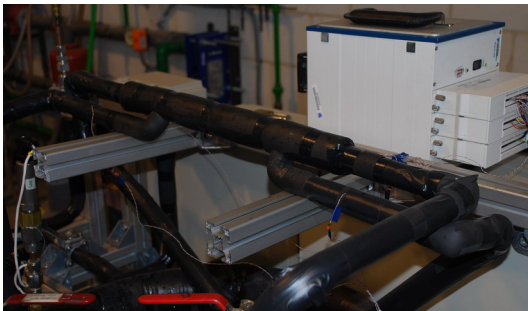


Figura II.32 – IHX a la salida de Gas-cooler

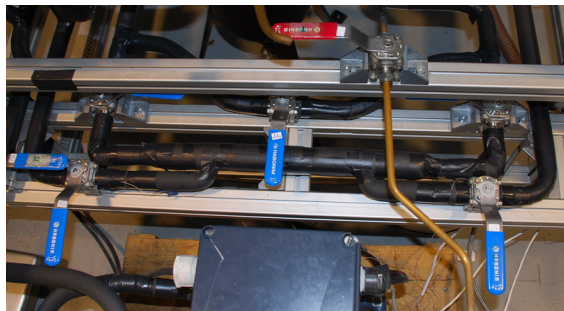


Figura II.33 – IHX a la salida del depósito

Las características generales de ambos intercambiadores se resumen en la Tabla II.6.

INTERCAMBIADORES INTERMEDIOS

Fabricante:	PACKLESS IND.
Modelo:	HXR-75
Longitud:	280 mm
Diámetro interior:	12 mm
Diámetro exterior:	30 mm
Número de tubos:	1
Material:	Cobre
Aislante:	Coquilla ARMAFLEX 10 mm espesor, 0.035 W/m K (0 °C)

Tabla II.6 – Características del intercambiador intermedio

II.2.4.1.8 – Depósito antilíquido

El depósito antilíquido colocado a la entrada del compresor, solamente se utiliza cuando la instalación funciona según las configuraciones de las Figuras II.1 y II.2. En el resto de configuraciones, el vapor de refrigerante que sale del evaporador lo hace de forma recalentado, por lo que no existe riesgo de que entre refrigerante líquido en el compresor.

La capacidad del depósito antilíquido es de 5 litros, y al igual que el depósito de acumulación, éste se ha elaborado a partir de un recipiente para altas presiones de acero al carbono con espesores de pared de hasta 8 mm. Las pruebas de presión realizadas en el laboratorio, se hicieron de la misma forma que con el depósito anterior: con CO₂ a 30 bar para detectar poros o imperfecciones en la soldadura, y con agua a 153 bar durante al menos 45 minutos para asegurar la resistencia del conjunto.

Dado que este depósito se encuentra en una zona de baja temperatura, se ha aislado toda la superficie externa con coquilla de 10 mm de espesor para evitar ganancias de calor del ambiente.



Figura II.34 – Depósito antilíquido



Figura II.35 – Prueba de presión al depósito antilíquido

II.2.4.2 – Conexión, seccionamiento y pequeño material

II.2.4.2.1 – Tuberías

Las tuberías constituyen uno de los elementos más importantes de la instalación no solo por el hecho de conectar todos los elementos entre sí, sino por tener que contener un fluido que trabaja a altas presiones asegurando en todo momento la hermeticidad del conjunto. Por ello a la hora de elegir el material de las tuberías, se tuvieron en cuenta los siguientes criterios:

- Resistencia a altas presiones (hasta 120 bar) y temperaturas (hasta 160 °C).
- Coste moderado sin sacrificar la seguridad.
- Disponibilidad asegurada en todo momento.
- Facilidad de montaje y de manipulación.

Los materiales considerados a la hora de empezar a desarrollar la instalación, fueron: acero inoxidable, acero al carbono y cobre. El primero de ellos tenía la ventaja de ser capaz de soportar altas presiones y temperaturas, pero su elevado coste, y su complejidad de manipulación y montaje, hicieron que fuera descartado. El segundo de ellos, ofrecía ventajas similares al anterior, pero de nuevo su uso complicaba notablemente el montaje de la instalación, por lo que también fue descartado. Por último, el cobre cumplía con todos los requisitos anteriormente nombrados, aunque su resistencia no estaba probada a altas presiones. Para poder comprobar este requisito, se partió de la norma UNE EN 12735-1:2001 donde se indican los diámetros y espesores normalizados para las tuberías de cobre. A partir de estos valores y empleando la norma americana ASME B31.5-2001, se comprobó la presión máxima soportada por los diferentes diámetros para tres temperaturas diferentes (Tabla II.7)

Diámetro (Pulgadas)	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Presión máxima (bar)			Factor de seguridad ($P_{MAX}/120$)		
			37.8 °C	93.3 °C	148.9°C	37.8 °C	93.3 °C	148.9°C
1/4	6.35	0.8	241.33	235.54	223.96	2.01	1.96	1.87
5/16	7.94	0.8	188.83	184.30	175.24	1.57	1.54	1.46
3/8	9.53	0.8	155.09	151.37	143.93	1.29	1.26	1.20
1/2	12.70	1	144.75	141.27	134.33	1.21	1.18	1.12
5/8	15.88	1	114.26	111.52	106.04	0.95	0.93	0.88
3/4	19.05	1.25	119.29	116.42	110.70	0.99	0.97	0.92
7/8	22.23	1.25	101.44	99.01	94.14	0.85	0.83	0.78
1	25.40	1.25	88.24	86.13	81.89	0.74	0.72	0.68

Tabla II.7 – Diámetros y presiones máximas soportadas en tubo de cobre (ASTM B111)

El resultado obtenido en la Tabla II.7, muestra que la mayoría de los diámetros son capaces de soportar altas presiones, aunque solo fueron considerados aquellos con factores de seguridad superiores a la unidad. Cabe destacar, que en las instalaciones frigoríficas convencionales se suelen tomar coeficientes de seguridad muy superiores a la unidad, lo que supone una reducción del valor de la presión máxima admisible, y una restricción aún mayor en el uso de estos diámetros.

Una vez seleccionado los posibles diámetros válidos, el siguiente paso consiste en determinar los diámetros de cada línea de acuerdo con la velocidad de circulación del refrigerante y la caída de presión máxima admisible en cada caso. Ésta última se calculó como aquella que introduce una variación máxima de 1 °C en la temperatura de saturación, considerando además, las caídas de presión en el resto de elementos conectados en la línea [102]. Para facilitar los cálculos, en todos los casos se supuso despreciable el efecto del aceite lubricante.

Partiendo del circuito frigorífico de la Figura II.3, se pueden distinguir tres tipos de líneas sobre las cuales se deberán de cumplir las siguientes recomendaciones [102]:

- Línea de alta presión (salida del compresor - entrada de la back-pressure).
 - o Velocidad recomendada: 5 m/s
 - o Caída de presión admisible: 1 bar. En este caso no existe condensación, por lo que se toma como restricción una caída máxima de 1 bar.
- Línea de media presión (salida back-pressure - entrada válvulas exp. electrónicas).
 - o Velocidad recomendada: 0.5 m/s
 - o Caída de presión admisible: 0.5 bar
- Línea de aspiración (salida válvulas exp. electrónicas - entrada compresor).
 - o Velocidad recomendada: 6 m/s.
 - o Caída de presión admisible: 0.91 bar (0 °C), 0.67 bar (-15 °C).

Considerando los cálculos realizados anteriormente para las condiciones de máxima temperatura evaporación (0 °C) (Apartado II.2.3), es posible calcular la caída de presión por metro lineal de tubería ($\Delta P/L$) y el valor del factor de fricción (ξ), empleando las expresiones (4) y (5) respectivamente.

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\xi \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot D} \quad (\text{Darcy-Weisbach}) \quad (\text{II.4})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{r_U}{3.7 \cdot D} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}} \right) \quad (\text{Colebrook-White}) \quad (\text{II.5})$$

- D es el diámetro de la tubería (m)
- r_U es la rugosidad de la tubería (0.02 mm)
- Re es el número de Reynolds
- v es la velocidad (m/s)
- ρ es la densidad media del fluido en la línea (Kg/m^3)

Suponiendo que el gas-cooler y el evaporador introducen unas pérdidas de carga de 0.5 bar cada uno, y despreciando el resto de pérdidas de presión, se obtiene como resultado los datos que se especifican en la Tabla II.8.

Tipo de Línea	Diámetro (Pulgadas)	Velocidad (m/s)	Caída de presión (bar/m)
Aspiración	1/2	5.1	0.021
Descarga	3/8	6.2	0.065
Media Presión	1/2	0.6	0.026

Tabla II.8 – Diámetros de tubería de cobre colocados en la instalación

II.2.4.2.2 – Sistemas de conexionado

Las conexiones entre los diferentes elementos, están condicionadas por ellos mismos, existiendo uniones roscadas, soldadas y uniones mediante anillos cónicos a presión. Las uniones roscadas poseen roscas NPT empleando teflón como agente sellante. Se han descartados todas aquellas uniones que utilizan elastómeros, debido a la incompatibilidad que poseen con el CO_2 [40]. La Figura II.36 muestra el estado agrietado de una junta tórica de Viton® empleada en el filtro deshidratador (línea de líquido).



Figura II.36 – Rotura de juntas de Viton®



Figura II.37 – Unión por anillos cónicos

Las uniones mediante anillos cónicos a presión (uniones Gyrolok de la empresa Hoke [103]), emplean unos anillos de latón o acero inoxidable, que deforman la tubería de cobre asegurando la estanqueidad de la unión (Figura II.37). Las ventajas que posee este sistema son su sencillez, resistencia y capacidad de desmontaje. Sin embargo, es un sistema caro, no reutilizable (los anillos se pierden) y poco fiables ante vibraciones o sucesivos desmontajes, ya que da lugar a fugas con el paso del tiempo.

Las uniones soldadas se han realizado con soldadura fuerte oxiacetilénica, empleando varilla de plata al 22 y 18 % (temperatura de fusión sobre los 710 °C). Siempre que ha sido

posible, se ha preferido realizar uniones soldadas antes que uniones por anillos cónicos, ya que la soldadura ofrece mucho más resistencia y fiabilidad ante vibraciones e impactos. La única desventaja, es que se trata de un sistema de unión que no admite desmontaje y suele dejar restos de suciedad en la tubería debido al proceso de soldadura.

II.2.4.2.3 – Elementos de seccionamiento

Los elementos de seccionamiento de los que dispone la instalación, son básicamente válvulas de aguja y de bola con cuerpo de acero inoxidable y asientos de teflón o nitrilo. Todas las válvulas que permiten cambios de configuración en la instalación, son válvulas de bola para asegurar una rápida conexión o desconexión (Figura II.39); las válvulas empleadas en el circuito de aceite y en las sondas de presión, son válvulas de aguja como la de la Figura II.38. Todas ellas soportan hasta 150 bar de presión a 140 °C y poseen uniones basadas en el sistema de anillo cónico anteriormente explicado.



Figura II.38 – Válvula de aguja



Figura II.39 – Válvula de bola

II.2.4.2.4 – Filtros

Tal como se ha comentado en los puntos anteriores, en el circuito frigorífico existen dos filtros colocados en la línea de descarga del compresor y en la línea de líquido de entrada en el evaporador. El primero de ellos es un filtro coalescente cuya función es separar el aceite de la corriente gaseosa, de tal manera que todo el aceite retenido pueda ser devuelto al cárter del compresor empleando para ello, la diferencia de presiones existente entre ambas zonas. En este caso cabe destacar, que el propio filtro actúa como depósito de aceite por decantación del mismo desde el filtro (Figura II.40).

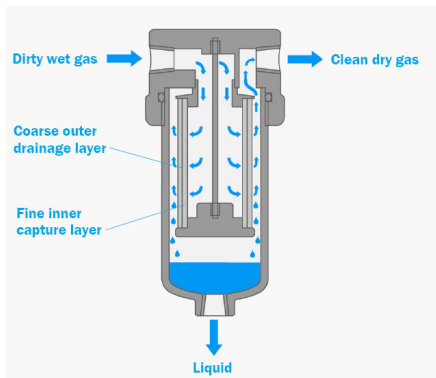


Figura II.40 – Filtro de aceite



Figura II.41 – Cartucho del filtro deshidratador

El segundo de los filtros instalados, es un filtro deshidratador cuya función es eliminar los restos de humedad existentes en el circuito mediante un proceso de adsorción. Para ello, el filtro emplea silica gel como sustancia adsorbente, la cual se va saturando a medida que va captando humedad (Figura II.41).

En ambos casos los filtros empleados disponen de un husillo de acero inoxidable capaz de soportar presiones superiores a 100 bar con altas temperaturas.

II.2.4.2.5 – Elementos de seguridad

Para limitar el rango de presiones a la cual opera la instalación, se han colocado dos presostatos en las líneas de descarga y de vapor recalentado con un tarado de 115 y 15 bar respectivamente. El presostato de baja presión, permite además parar la instalación cuando se realiza una recogida por líquido, es decir, cuando se obliga a recoger todo el refrigerante de la instalación en el depósito de acumulación.

Dado que el depósito de acumulación es el elemento que mayor cantidad de masa contiene de toda la instalación, se ha colocado una válvula de seguridad tarada a 130 bar para aliviar posibles sobrepresiones que se puedan dar por exceso de masa, o por exceso de temperatura (exposición directa al sol de forma prolongada, por ejemplo).

II.2.4.3 – Dimensionado del depósito de acumulación

II.2.4.3.1 – Metodología de cálculo

Para poder dimensionar el depósito de acumulación entre etapas, es necesario calcular la masa total de refrigerante que hay en la instalación. Sin embargo para poder realizar este cálculo, es necesario conocer el volumen total de la instalación, y por tanto el volumen del depósito colocado entre etapas. Dado que este último no se conoce, se realizará un proceso de cálculo iterativo estructurado tal y como indica la Figura II.42.

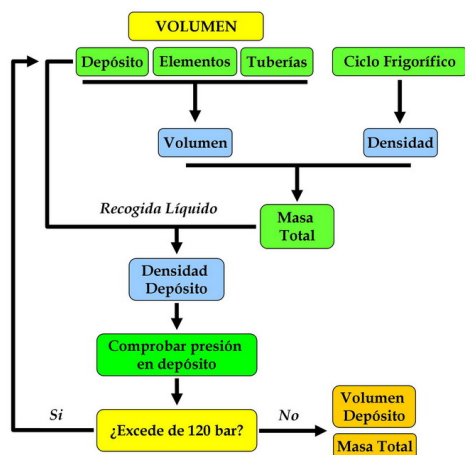


Figura II.42 – Esquema de cálculo del volumen del depósito

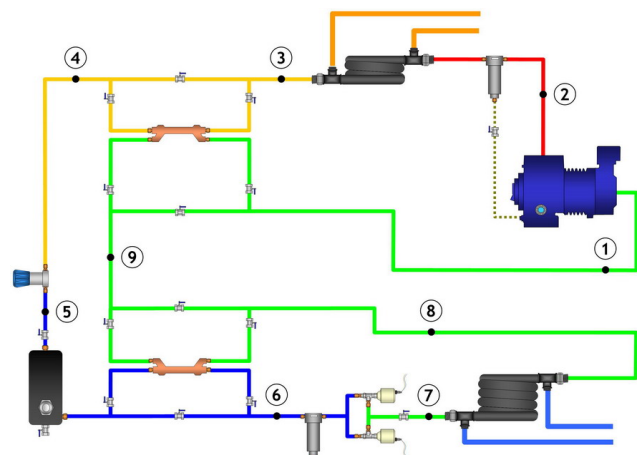


Figura II.43 – Ciclo de funcionamiento de mayor masa

En este proceso de cálculo se parte de un volumen de depósito cualquiera, y del volumen conocido de la instalación (tuberías y elementos). Este volumen debe de ser el mayor que pueda tener la instalación cuando se encuentre funcionando, es decir, cuando funcione según la configuración de la Figura II.43. En esta configuración se han considerado los dos intercambiadores intermedios pero no el depósito antilíquido, ya que éste solo tiene sentido

cuando el circuito funciona con un sistema de expansión simple, donde existe la posibilidad de que la salida del evaporador se de en condiciones bifásicas (Figuras II.1 y II.2).

Teniendo en cuenta el esquema de la Figura II.43 y considerando los límites de funcionamiento de la instalación indicados en el Apartado II.2.3, es posible calcular la densidad a la entrada y a la salida de todos y cada uno de los elementos, de manera que se puede obtener la densidad media en cada uno de ellos. Para poder realizar estos cálculos, se tomarán siempre las condiciones de mayor masa en la instalación, ya que en caso de trabajar con condiciones de menor masa, el exceso podrá ser acumulado en el propio depósito de acumulación. Estas condiciones de mayor masa son las siguientes:

- Presión de evaporación la más alta posible, para que la masa circulante por la instalación sea la mayor posible.
- Recalentamiento total nulo, para que el volumen específico en el carter del compresor sea el menor posible, es decir, la densidad del vapor de refrigerante sea lo más alta posible para una misma temperatura de evaporación.
- Compresión isentrópica, para que la temperatura del refrigerante en la descarga sea la menor posible lo que se traduce en una densidad mayor.
- Temperatura de salida de gas-cooler lo más baja posible, para que la densidad del líquido en el depósito sea la mayor posible.
- Presión de gas-cooler lo más elevada posible para que la masa de refrigerante acumulada en la zona de alta sea la mayor posible.
- Enfriamiento de los intercambiadores máximo. Sin embargo dado que el recalentamiento total debe de ser nulo, se supondrá que no funciona ninguno de ellos, aunque si que se tendrá en cuenta su volumen.

Adicionalmente a estas consideraciones hay que tener en cuenta que en el depósito de acumulación coexiste líquido y vapor, por lo que hay que suponer un nivel mínimo de refrigerante líquido. Se supondrá que éste constituye un 15 % del volumen total del depósito

II.2.4.3.2 – Volumen físico de la instalación

La Tabla II.9 recoge los volúmenes de las líneas y elementos instalados en el circuito frigorífico, según la configuración de la Figura II.43. El volumen del compresor se ha estimado aproximadamente en base a diversos estacionarios donde se ha medido la masa mínima para hacer funcionar la instalación correctamente en unas condiciones determinadas según la configuración de la Figura II.1. El volumen de los intercambiadores se ha obtenido a través de datos del fabricante, o bien de forma directa.

Línea / Elemento	Diámetro (Pulgadas)	Longitud (m)	Volumen (m³)
Descarga del compresor – entrada a gas-cooler	3/8	6.96	0.00050
Filtro de aceite	-	-	0.00028
Depósito de aceite	-	-	0.00050
Gas-cooler	-	-	0.00041
Salida de gas-cooler – entrada a back-pressure	3/8	7.83	0.00056
Intercambiador intermedio I (Alta Presión)	-	-	0.00003
Salida back-pressure – entrada en depósito	1/2	0.88	0.00011
Salida depósito – entrada en válvulas de expansión	1/2	3.95	0.00050
Intercambiador intermedio II (Media Presión)	-	-	0.00003
Filtro deshidratador	-	-	0.00028

Salida válvulas de expansión – entrada en evaporador	1/2	1.4	0.00018
Evaporador	-	-	0.00048
Salida del evaporador – entrada en compresor	1/2	11.58	0.00147
Intercambiador intermedio I (Baja Presión)	-	-	0.00017
Intercambiador intermedio II (Baja Presión)	-	-	0.00017
Compresor: <i>Motor</i>	-	-	0.00600
Compresor: <i>Colector de aspiración</i>	-	-	0.00600
Compresor: <i>Colector de descarga</i>	-	-	0.00300
		Total (m³)	0.02066

Tabla II.9 – Volúmenes en líneas y elementos

II.2.4.3.3 – Cálculo de la masa de refrigerante y volumen del depósito

El cálculo de la masa de la instalación se realiza empleando los volúmenes mostrados en la Tabla II.9, junto con las densidades calculadas a partir del esquema de la Figura II.43 y las consideraciones indicadas en el apartado II.2.4.3.2:

Temperatura de evaporación: 0 °C
 Presión de gas-cooler: 120 bar
 Temperatura de salida de gas-cooler: 30 °C
 Recalentamiento total: 0 °C

En los intercambiadores gas-cooler y evaporador, se ha considerado un valor medio en la densidad. Para el resto de elementos y líneas, se ha considerado que no existen pérdidas al ambiente, por lo que la densidad se mantiene constante en todo momento. De esta manera, y empleando diversos volúmenes de depósito, se ha elaborado la Tabla II.10.

Volumen depósito (l)	Masa total (Kg)	Densidad depósito (Kg/m³)	v_{esp} depósito (m³/Kg)
4	5.049	1262.22	0.000792
6	5.642	940.36	0.001063
8	6.235	779.45	0.001283
10	6.829	682.91	0.001464
12	7.423	618.55	0.001617
14	8.016	572.57	0.001747
16	8.610	538.09	0.001858
18	9.203	511.28	0.001956

Tabla II.10 – Volúmenes en líneas y elementos

Tras haber calculado la densidad en el depósito, el siguiente paso consiste en analizar cómo evoluciona la presión en el depósito cuando éste se encuentra sometido a una temperatura ambiente variable de 20 a 50 °C. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura II.44, donde se han descartado los volúmenes de 4 y 6 litros por obtenerse valores de presión superiores a 200 bar en todo momento.

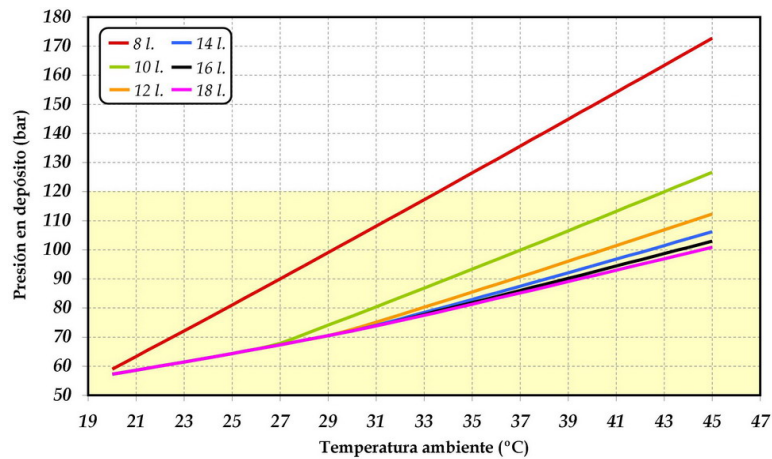


Figura II.44 – Evolución de la presión del depósito con la temperatura ambiente

Tal y como se observa en la Figura II.44, para volúmenes de depósito superiores a 12 l. se cumple en todo momento que la presión del depósito no exceda de 120 bar al exponerse a un rango de temperaturas de hasta 45 °C. Cabe destacar que en las paradas por recogida por líquido, todo el refrigerante no se almacena en el depósito de acumulación, sino que una buena parte del mismo se queda en la zona de alta presión (gas-cooler y línea) y en el compresor (disuelto en el aceite). Por ello, la evolución de la presión del depósito en la realidad no es tan abrupta, y es posible elegir volúmenes de depósito inferiores. En el caso de la instalación desarrollada se ha empleado un depósito de 13.4 l., lo que significa una masa mínima de refrigerante de 7.84 Kg. En la realidad, la masa que se suele introducir esta sobre **11 Kg** para poder compensar la importante cantidad de refrigerante que absorbe el aceite lubricante y otros volúmenes que no se hayan tenido en consideración.

II.2.4.4 – Selección del depósito antilíquido

La introducción del depósito antilíquido en la instalación solo se llevará a cabo en las configuraciones de las Figuras II.1 y II.2, ya que en ellas no existe un control directo sobre la presión de evaporación y el recalentamiento (presión de evaporación flotante). En estas configuraciones, el proceso de dimensionado del depósito difiere totalmente de la metodología empleada en el depósito de acumulación, ya que este depósito no se recomienda empearlo como sistema de almacenamiento de refrigerante en caso de parada de la instalación. El motivo de esta exclusión es bien sencilla; si se lleva a cabo una parada por recogida por líquido en este depósito, se creará una depresión importante a la salida del mismo por la acción del compresor, de manera que cuando el depósito se abra para poner en marcha la instalación parte del refrigerante líquido contenido en el depósito pasará directamente al compresor sin tener tiempo de evaporarse, aumentando de esta manera el riesgo de que se produzca un golpe de líquido en el mismo. Además, una parada de estas características supondría una retención importante de aceite en el propio depósito, lo que reduciría notablemente el nivel de aceite en carter del compresor. De acuerdo con estas condiciones de funcionamiento, el volumen del depósito antilíquido solo deberá de cumplir la condición de ser lo suficientemente grande como para asegurar que el refrigerante líquido retenido en su interior no llegue al compresor. Dado que esta condición depende completamente de las condiciones de funcionamiento y de la masa con la que esté trabajando la instalación, se ha optado por colocar un depósito de 5 l. con una toma inferior conectada a la salida de vapores por la parte superior, de manera que por efecto Venturi, parte del aceite retenido en el depósito pueda ser devuelto al cárter del compresor [104].

II.2.5 – Sistema de medida y adquisición de datos

La importante componente experimental que posee esta tesis, requiere la utilización de un sistema de medida y adquisición de datos capaz de registrar y visualizar en tiempo real, el comportamiento de la instalación frigorífica. Basándose en la experiencia adquirida por el grupo de investigación en la monitorización de otras instalaciones frigoríficas [105], en esta instalación se ha optado por emplear las mismas técnicas y procedimientos. De forma simplificada, la Figura II.45 muestra las diferentes partes que componen el sistema de medida y adquisición desarrollado e implementado en la instalación.

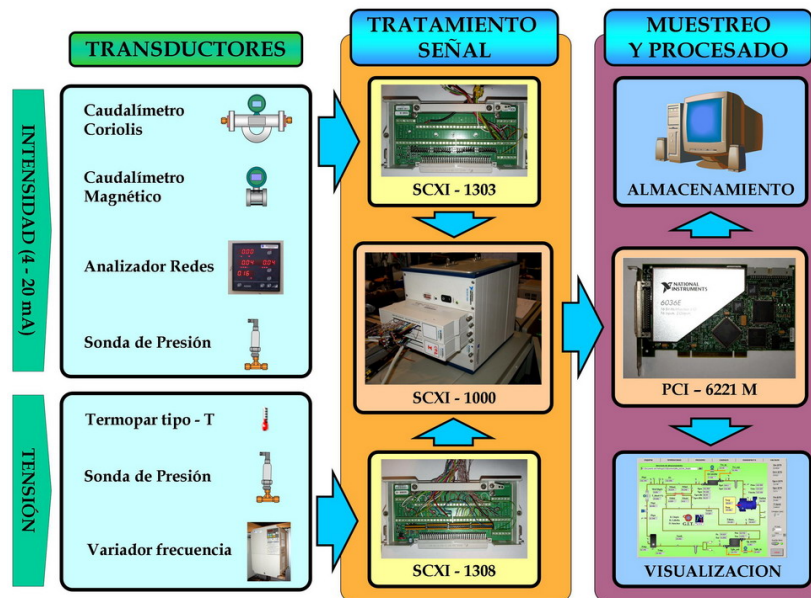


Figura II.45 – Esquema general del sistema de medida y adquisición de datos

II.2.5.1 – Elementos de medida o transductores

La instalación consta de diversos elementos de medida dispuestos tal y como se indica en el esquema de la Figura II.46.

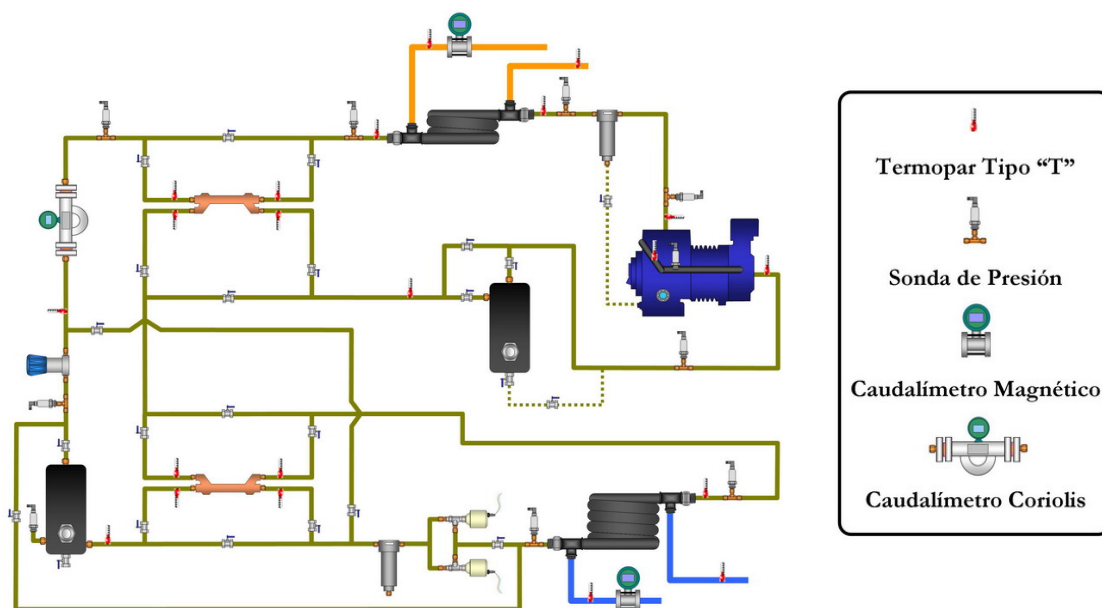


Figura II.46 – Distribución de los elementos de medida

Adicionalmente a estos elementos de medida, hay que añadir un vatímetro para poder medir la potencia eléctrica consumida por el compresor, y una señal analógica procedente del variador de frecuencia para poder medir la velocidad de giro. Por tanto, en conjunto se disponen de los siguientes elementos de medida:

- 22 termopares tipo T (Cu / Cu – Ni) Clase I. Este tipo de termopares tiene un rango teórico de $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, aunque el material aislante empleado (teflón) y el diámetro de los cables (0.2 mm) hacen que el rango real sea inferior. La elección de este tipo de termopar se debe a la baja tolerancia que poseen ($\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$) para el rango de temperaturas $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Norma UNE-EN 60584-1/1997). Adicionalmente posee un coste relativamente bajo en comparación con otros termopares, y ha sido probado anteriormente en otras instalaciones con excelentes resultados. De los 22 termopares instalados, uno de ellos es de inmersión con vaina metálica, colocado en la descarga del compresor (Figura II.47). El resto de termopares, poseen la unión desnuda y se encuentran colocados sobre la superficie de las tuberías empleando para ello una almohadilla aislante de alta conductividad térmica (Figura II.48).

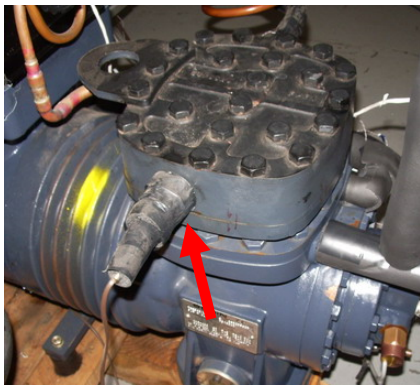


Figura II.47 – Termopar de inmersión en el colector de descarga del compresor

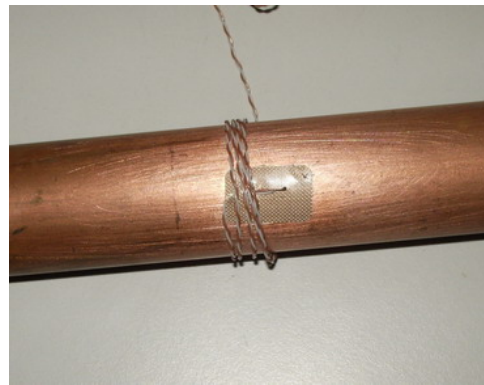


Figura II.48 – Colocación del termopar tipo T sobre la superficie de la tubería

El conjunto termopar-almohadilla se encuentra perfectamente aislado empleando para ello coquilla aislante. El termopar destinado a la medida de la temperatura ambiente, se encuentra en contacto directo con el aire del ambiente, sin ningún tipo de aislamiento.

- 10 sondas de presión piezoeléctricas de la marca PMA, modelo P31, con rangos de medida de $0 - 60\text{ bar}$ (4 sondas) y $0 - 160\text{ bar}$ (6 sondas). Todas ellas poseen una incertidumbre de 0.6% sobre el fondo de escala, lo que significa un error absoluto de $\pm 0.36\text{ bar}$ en el primer caso, y de $\pm 0.96\text{ bar}$ en el segundo.

Todas las sondas están colocadas de manera que puedan ser aisladas fácilmente mediante una válvula de aguja similar a la de la Figura II.38.

Hay que tener en cuenta que las sondas de presión instaladas son sondas pasivas, a diferencia de los termopares (sondas activas). Ello implica tener que alimentarlas eléctricamente a 24 VDC mediante una fuente de alimentación externa.

- 3 caudalímetros de la marca Yokogawa, uno de tipo Coriolis para poder medir el caudal másico de refrigerante (Figura II.49), y dos de tipo magnético, para medir el caudal volumétrico circulante por los circuitos secundarios (Figura II.50). Mediante estos últimos se calcula la potencia en el fluido secundario para comprobar que la medida de potencia en el circuito de refrigerante es correcta. Los errores de medida de cada uno son de 0.1 % y de 0.25 % sobre la medida realizada, respectivamente.



Figura II.49 – Caudalímetro Coriolis



Figura II.50 – Caudalímetro Magnético

- 1 vatímetro digital de la marca Gossen Metrawatt modelo A2000 (Figura II.51), para medir el consumo eléctrico del compresor semihermético. Este vatímetro está colocado a la salida del variador de frecuencia con el fin de medir únicamente el consumo eléctrico del compresor semihermético. Para poder realizar las mediciones de intensidad, el vatímetro emplea transformadores de intensidad de la marca Gossen con relación de transformación de 3/1 (Figura II.52). La incertidumbre del vatímetro digital es de 0.5 % sobre la medida realizada.



Figura II.51 – Vatímetro Digital



Figura II.52 – Transformadores de Intensidad

- Para poder determinar la velocidad de giro del compresor semihermético, se ha empleado una de las señales analógicas que dispone el variador de frecuencia para tal efecto (Figura II.53). Esta señal de tensión 0 – 10 V, ha sido calibrada empleando un equipo portátil de análisis de vibraciones marca CSI modelo 2120a Series, con un acelerómetro adosado en la culata del compresor (Figura II.54).



Figura II.53 – Variador de Frecuencia

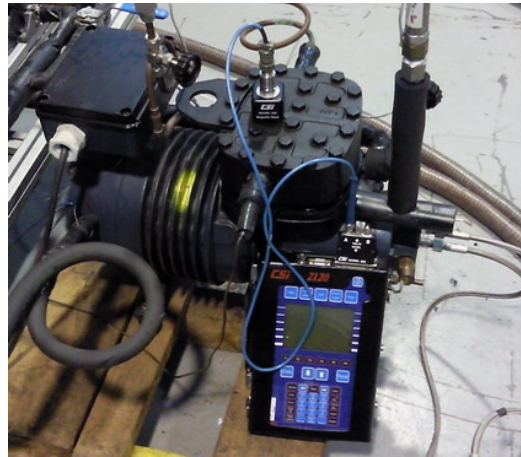


Figura II.54 – Acelerómetro y equipo de medida de vibraciones

II.2.5.2 – Calibración de los elementos de medida

Todos los elementos de medida presentados anteriormente han sido debidamente calibrados para asegurar la fiabilidad de las medidas realizadas. La calibración de los caudalímetros, termopares y vatímetro, han sido realizadas por el propio fabricante o por laboratorios externos acreditados. La calibración de la señal analógica del variador y de las sondas de presión, se han realizado en el propio laboratorio empleando para ello un analizador de vibraciones en el primer caso (Figura II.54), y una bomba de presión manual en el segundo (Figura II.55). Para esta última, se empleó un manómetro digital calibrado de la marca Martel Electronics, modelo T-140, con rango de 0 – 200 bar y precisión de $\pm 0.05\%$ sobre el fondo de escala. Con el fin de mejorar la precisión de las medidas, la calibración de las sondas de presión se ha realizado siempre teniendo en cuenta la longitud de cable empleada para conectar la sonda.

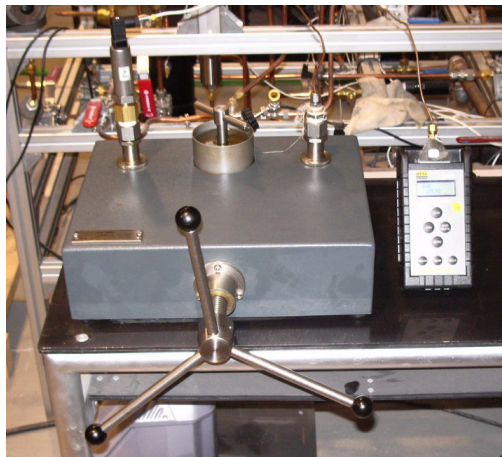


Figura II.55 – Bomba de aceite (Izq.) y manómetro digital (Der.)

A modo de resumen, la Tabla II.11 recoge el rango de medida, la recta de calibración y la incertidumbre de cada uno de los transductores empleados. La recta de calibración de todos ellos (salvo la de los termopares) es de tipo $y = a \cdot x + b$.

Cantidad	Tipo	Rango	Ubicación	Calibración	Error de medida
Sensores de Temperatura					
18	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Circuito refrigerante	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
4	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Circuitos secundarios	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
1	Termopar tipo T de superficie	-40 °C 125 °C	Ambiente	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
1	Termopar tipo T de inmersión	-40 °C 125 °C	Circuito refrigerante	Recta de calibración LabView	± 0.5 °C
Sensores de Presión					
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 160 bar	Descarga compresor	a = 10020.46942 b = -39.24652	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 160 bar	Entrada gas-cooler	a = 10019.48163 b = -39.41064	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Salida gas-cooler	a = 16.01595 b = 0.49444	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Entrada back pressure	a = 16.00479 b = 0.34615	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Salida back pressure	a = 16.01795 b = 0.17836	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 0 – 10 V	0 bar 160 bar	Depósito acumulación	a = 16.04855 b = 0.30696	± 0.96 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Entrada evaporador	a = 3750.56120 b = -14.10487	± 0.48 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Salida evaporador	a = 3750.88465 b = -14.09276	± 0.48 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Entrada compresor	a = 3751.01380 b = -14.12667	± 0.48 bar
1	Sondas de presión piezoeléctricas 4 – 20 mA	0 bar 80 bar	Aspiración	a = 3751.86259 b = -14.13754	± 0.48 bar
Caudalímetros					
1	Caudalímetro Coriolis 4 – 20 mA	0 kg/s 1.38 kg/s	Circuito de refrigerante	a = 46.87501 b = -0.18750	± 0.1 % lectura
1	Caudalímetro Magnético 4 – 20 mA	0 m ³ /h 3.534 m ³ /h	Circuito secundario evaporador	a = 220.88201 b = -0.88352	± 0.25 % lectura
1	Caudalímetro Magnético 4 – 20 mA	0 m ³ /h 3.332 m ³ /h	Circuito secundario gas-cooler	a = 208.25123 b = -0.83314	± 0.25 % lectura
Otros sensores					
1	Vatímetro digital 4 – 20 mA	0 kW 6 kW	Después del variador de frecuencia	a = 375 b = -1.5	± 0.5 % lectura
1	Velocidad de giro 0 – 10 V	550 rpm 1750 rpm	Variador de frecuencia	a = 174.3 b = 0	± 1.3 % lectura

Tabla II.11 – Rango de medida, rectas de calibración y errores de los elementos de medida

II.2.5.3 – Sistema de adquisición de datos

Las medidas procedentes de los transductores, deben de ser debidamente acondicionadas y muestreadas para poder ser interpretadas por el software de adquisición. Para ello el sistema de adquisición se divide básicamente en tres bloques:

- Tratamiento y acondicionado de la señal
- Muestreo de la señal
- Representación gráfica y almacenamiento de datos

El primero de ellos tiene como función acondicionar la señal eléctrica de los transductores, con el fin de evitar ruido de alta frecuencia que pueda falsear la medida realizada. El equipo empleado es el modelo SCXI-1000 de la compañía National Instruments, sobre el cual van montados los módulos SCXI-1303 y SCXI-1308, encargados de recibir las señales de tensión y de intensidad adquiridas. Ambos módulos poseen hasta 32 entradas analógicas independientes conectadas en modo común (todas referidas a masa), lo que evita problemas al medir en modo diferencial. El módulo de intensidad dispone de una serie de resistencias de precisión (*shunts*) para convertir las señales de intensidad en señales de tensión.

El segundo de los bloques, se encarga de muestrear la señal analógica procedente del módulo SCXI-1000 para convertirla en una señal digital interpretable por el ordenador. Para ello se ha empleado una tarjeta de adquisición de National Instruments, modelo PCI-6221 M, con 16 entradas y 2 salidas analógicas simples, de las cuales una de ellas se ha destinado al control de la velocidad de giro del compresor a través del variador de frecuencia, mientras que la otra se empleará en desarrollos futuros para el control de la presión óptima en la instalación.

Por último, el módulo de representación gráfica y almacenamiento, constituye la interfaz gráfica entre usuario y máquina para la visualización y control de la propia instalación. Este módulo funciona con una serie de programas comerciales, cuya interacción se presenta en la Figura II.56. En él se observa como la señal muestreada por la tarjeta de adquisición, es procesada por el software *Measurement and Automation* encargado de aplicar las rectas de calibración de los transductores, con el fin de convertir la señal eléctrica en una señal física válida. Posteriormente, el valor físico obtenido es procesado por *LabView* para la representación y almacenamiento del éste valor. Dado que *LabView* no es capaz de realizar operaciones y cálculos, se emplea *Matlab* para poder realizar esta tarea. Además *Matlab*, emplea las rutinas de cálculo de propiedades de *RefProp* [106], lo que le permite determinar cualquiera de las propiedades termodinámicas del refrigerante (Figura II.57), calcular potencias frigoríficas, rendimientos, o representar en tiempo real del diagrama Ph (Figura II.58).

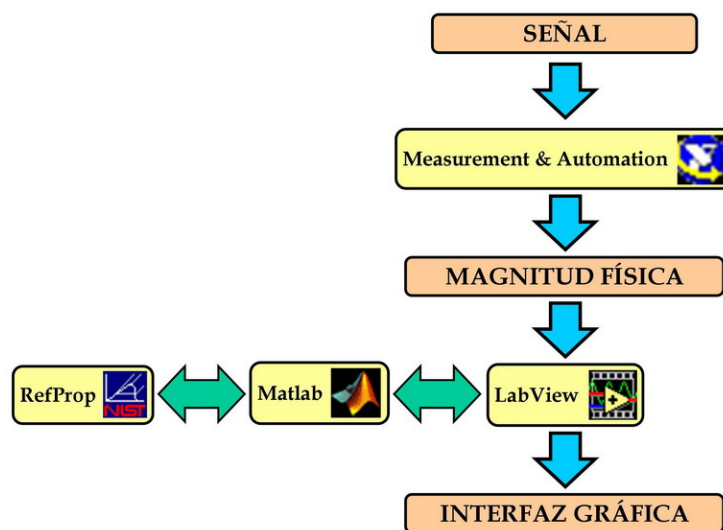


Figura II.56 – Software empleado y relación entre los mismos

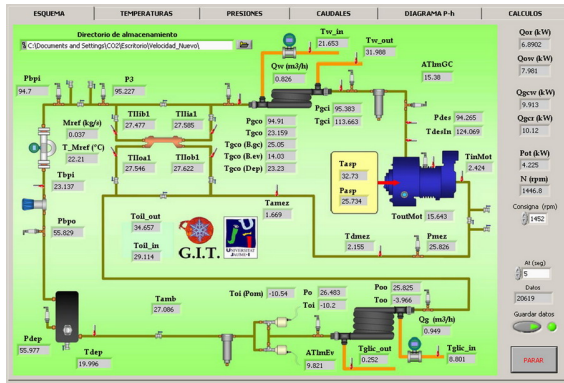


Figura II.57 – Pantalla principal de la aplicación de adquisición de datos

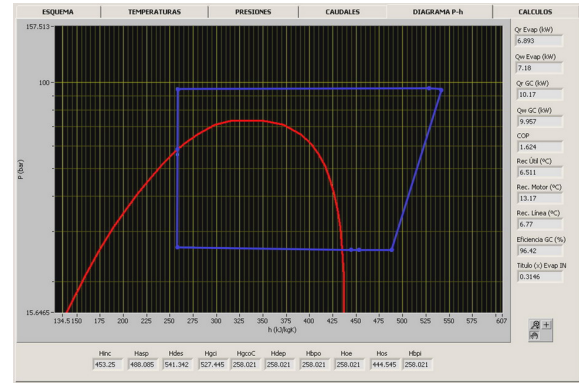


Figura II.58 – Diagrama Ph de la aplicación de adquisición de datos

Para todos los ensayos realizados con la instalación, se ha empleado un periodo de muestreo de 7 segundos, siendo éste modificable a través del propio programa de adquisición. Cada uno de los estacionarios registrados, tiene un periodo de tiempo de 20 minutos, y esta caracterizado por 10 valores promediados.

II.2.6 – Circuitos secundarios de regulación

El análisis de comportamiento de la instalación en condiciones estacionarias, requiere el uso de dos sistemas de regulación externos, capaces de mantener las condiciones deseadas en evaporador y gas-cooler, es decir, la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación (régimen subcrítico) o la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler (régimen supercrítico). Para ello, se han utilizado los sistemas de regulación desarrollados en su día para otras instalaciones frigoríficas del laboratorio: instalación de ciclo de compresión simple [92], e instalación de ciclo de compresión múltiple con compresor tipo *compound* [93]. Estos equipos son dos unidades móviles, equipadas con todos los elementos necesarios para aportar en evaporador y disipar en gas-cooler, la carga calorífica correspondiente. La conexión de estos equipos a las instalaciones frigoríficas, se realiza por medio de mangueras de PVC con elementos de rápido conexionado.

II.2.6.1 – Unidad de simulación de la carga en el evaporador

La unidad del evaporador emplea una mezcla de agua y monoetilenglicol al 50% en volumen como fluido frigorífero. Este fluido es recirculado a través del evaporador, empleando una motobomba controlada mediante un variador de frecuencia. Con el fin de calentar esta mezcla, el equipo dispone de un depósito de 500 l. en el que están inmersas una serie de resistencias eléctricas. En total se disponen de cuatro resistencias eléctricas fijas (1.5/1.5/3/2.4 kW) y tres resistencias variables (3 x 3 kW), siendo estas últimas gobernadas por un controlador PID, el cual tiene como objetivo mantener constante la temperatura de salida del depósito.

El esquema del equipo de simulación, se muestra en la Figura II.59, donde se ha incluido una bomba de recirculación para evitar problemas de estratificación térmica dentro del depósito, y asegurar una temperatura uniforme en su interior.

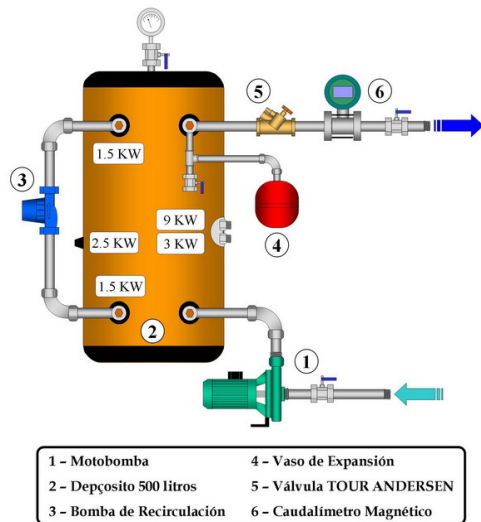


Figura II.59 – Unidad de simulación de la carga del evaporador

Todas las propiedades termodinámicas relativas a la mezcla agua – monoetilenglicol, han sido obtenidas a partir de polinomios interpolados de los datos publicados por ASHRAE [107].

II.2.6.2 – Unidad de disipación de calor del gas-cooler

La unidad de enfriamiento del gas-cooler emplea agua como fluido frigorífero, y al igual que en la unidad del evaporador, utiliza una motobomba regulada por un variador de frecuencia para recircular el fluido frigorífero.

La regulación de la temperatura de entrada del agua en el gas-cooler, se realiza mediante dos sistemas de disipación colocados en serie: una unidad de producción de frío de 8 kW de potencia frigorífica, y dos aerotermos gobernados por un variador de frecuencia (Figura II.60). Esta disposición permite emplear los aerotermos para disipar calor (enfriadora Roca-York apagada), y para aportar calor sobre el agua enfriada por la unidad Roca-York.

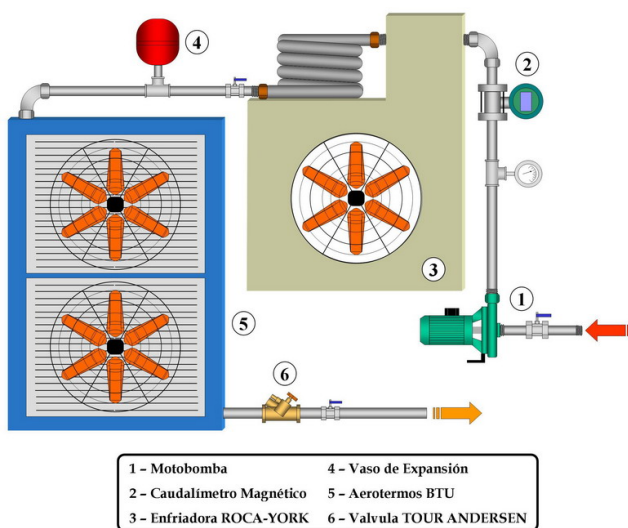


Figura II.60 – Unidad de disipación de calor del gas-cooler

II.2.7 – Incidencias y recomendaciones

En este apartado se comentan incidencias y recomendaciones que han ido surgiendo durante el montaje y puesta en marcha de la instalación frigorífica, ya que pueden resultar interesantes de cara a posibles desarrollos futuros.

II.2.7.1 – Durante el montaje

II.2.7.1.1 – Generales

A la hora de llevar a cabo el montaje de la instalación hay que tener muy presente los niveles de presión a los cuales va a trabajar la instalación, es decir, hay que asegurar todas y cada una de las tuberías y elementos, evitando posibles movimientos durante el funcionamiento de la instalación (vibraciones) que deriven en fugas.

Es muy recomendable seguir todas las indicaciones de montaje impuestas por el fabricante de los elementos instalados, ya que una manipulación incorrecta puede acarrear pérdidas de garantía por mal uso del producto.

II.2.7.1.2 – Uniones y manejo de tuberías

Evitar en todo momento emplear tuberías de cobre recocido en uniones con anillos cónicos, ya que no se asegura la estanqueidad de la unión. Del mismo modo, emplear tuberías de cobre rígido perfectamente redondas, ya que tuberías deformadas o chafadas acarrear fugas en el montaje con anillos cónicos.

Asegurarse de que las curvas estén siempre bien hechas evitando arrugamiento de la parte interior doblada, y grietas durante el doblado. Todo ello derivará en fugas futuras.

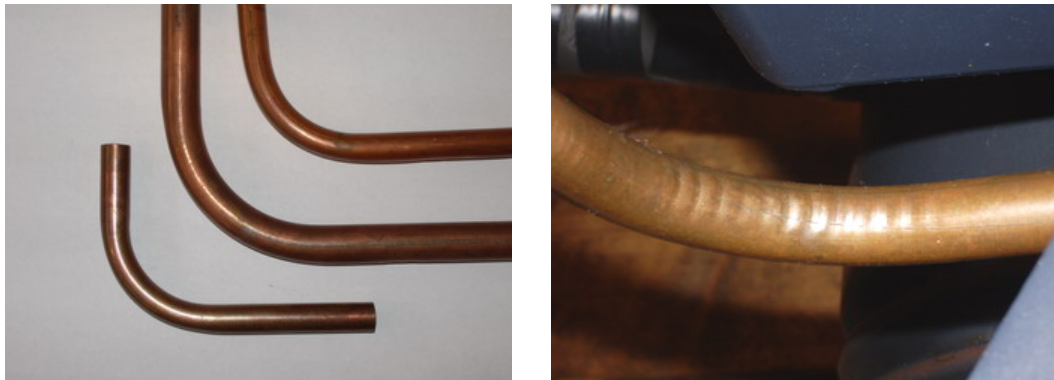


Figura II.61 – Curvas en tubo de cobre rígido. (Der.) Arrugamiento de la parte interior del tubo rígido por mala sujeción en el doblatubos

Por el bien del compresor, eliminar siempre rebabas o restos de material de cobre que hayan podido quedar adheridos a las paredes del tubo al cortarlo. El desprendimiento de estos restos metálicos pueden ser arrastrados hasta el compresor produciendo daños sobre el devanado del motor eléctrico

En caso de uniones soldadas, revisar cuidadosamente la soldadura evitando posibles poros, soldaduras no uniformes o restos de decapante adheridos en las paredes del tubo. Del mismo modo limpiar todas y cada una de las tuberías soldadas para evitar que los filtros deshidratador y de aceite se ensucien y pierdan eficiencia (Figura II.62).



Figura II.62 – Suciedad acumulada en el filtro deshidratados debido a la soldadura oxiacetilénica y restos de teflón

Siempre que se tenga una combinación de unión soldada y unión por anillo cónico, evitar que la unión por anillo se caliente, bien cubriéndola con pasta absorbente de calor o bien sumergiéndola en agua. Si no se toman estas medidas el tubo se recocerá, y con toda probabilidad la unión por anillo cónico fugará cuando se coloque.

Es muy importante evitar el uso de cualquier material elastómero tales como Viton[®], Neopreno, Etileno - Propileno (EPDM) o similares. La consecuencia directa del uso de estos materiales es la rotura de los mismos por penetración del CO₂ en su interior y posterior expansión. La Figura II.63 muestra el estado de una junta tórica de Viton[®] empleada en el filtro deshidratador de la instalación.

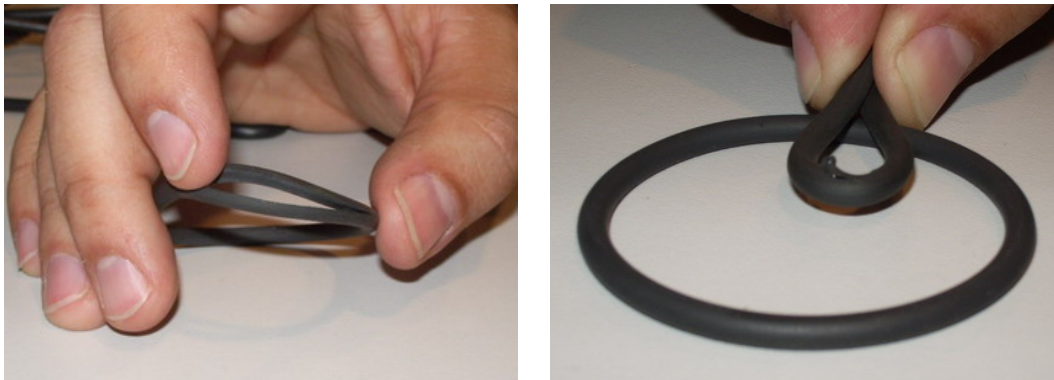


Figura II.63 – Rotura de la junta tórica de Viton[®] empleada en el filtro deshidratador

II.2.7.1.3 – Aceite lubricante

El aceite empleado en el compresor es de tipo POE y presenta gran afinidad con la humedad del aire ambiente. Por ello en caso de reparación o sustitución de algún componente, los extremos de las tuberías deben ser sellados y rellenadas con algo de CO₂ a fin de que el aceite no absorba humedad. En general si la reparación no lleva mucho tiempo, el propio CO₂ disuelto en el aceite actúa como barrera contra el aire, ya que al evaporarse, lo aísla del medio exterior.

Por recomendación del fabricante Dorin, el rango de temperaturas del aceite en el carter debe de estar comprendido entre 30 y 60 °C, lo que ha obligado a colocar un intercambiador de calor de flujo cruzado a la salida de la bomba de aceite del compresor. Este intercambiador funciona siempre que la instalación está en marcha, evitándose así que la temperatura del aceite exceda de los valores recomendados.

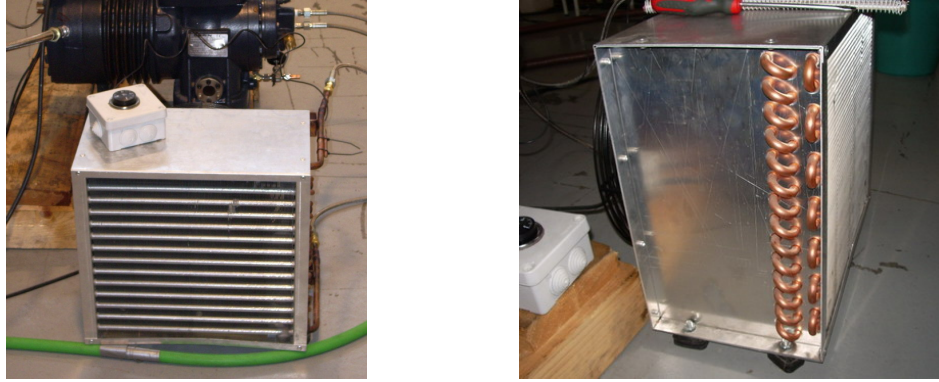


Figura II.64 – Intercambiador de flujo cruzado para la refrigeración del aceite lubricante

El retorno de aceite en la instalación supuso una de las mayores incógnitas a la hora de montar la misma, ya que la presencia de un depósito intermedio de acumulación, dificultaba este procedimiento. Para evitar que todo el aceite circulara por la instalación, se decidió colocar un filtro de aceite que retuviera y devolviera al compresor parte de este aceite procedente del mismo. El principal problema recaía en dónde colocar el filtro para evitar que trabajara en condiciones de alta presión y temperatura. La primera opción consistió en colocar el filtro a la salida del evaporador. Sin embargo esta configuración generaba una pérdida de carga previa al punto de aspiración, que si bien no era elevada, afectaba mucho más a la instalación que si se produjera en la zona de descarga. Además el hecho de colocar el filtro a la salida del evaporador, significaba que el aceite tenía que recorrer prácticamente toda la instalación, lo que derivaba serios problemas sobre el filtro deshidratador, el cual se rompía por reblandecimiento de la fibra exterior, dejando escapar todo el material adsorbente (Figura II.65).



Figura II.65 – Filtro deshidratador empapado de aceite (Izq.). Rotura de la base del filtro debido al reblandecimiento (Der.)

La segunda (y última) opción consistió en colocar el filtro directamente en la línea de descarga. Esta configuración tiene la ventaja, no solo de retener mucha cantidad de aceite, sino de facilitar el retorno del aceite al cárter del compresor por diferencia de presiones. Generalmente este retorno se realiza de forma manual cada 7 horas de funcionamiento, ya que el volumen del filtro y del depósito conectado a éste (500 ml) es suficientemente grande como para retener aceite durante todo este periodo de tiempo.

Al realizar el retorno de aceite hay que poner especial atención en el correcto cierre de las válvulas de entrada al compresor, en especial si se trata de válvulas de aguja. Si una de éstas válvulas no cierra correctamente, generará una expansión del fluido refrigerante que falseará la medida del caudal másico circulante por la instalación y los parámetros de

funcionamiento del compresor, ya que la expansión introduce un enfriamiento adicional en el carter del compresor.

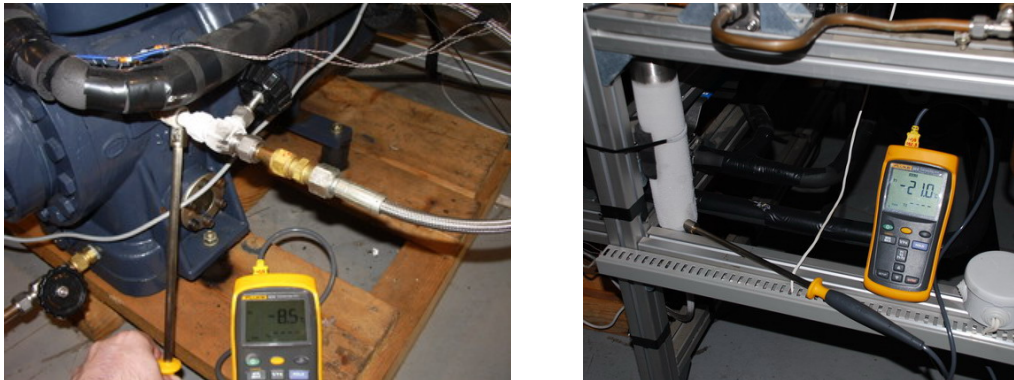


Figura II.66 – Cierre defectuoso de la válvula de retorno de aceite al compresor. Congelación de la válvula de retorno (Izq.) y congelación del depósito de aceite (Der.)

II.2.7.1.4 – Puesta en marcha de la instalación

La importante afinidad que presenta el lubricante empleado con el CO₂, implica que una gran cantidad de refrigerante quede retenido en el aceite cuando se produce el paro de la instalación. Este hecho obliga a que el arranque del compresor se deba de realizar de manera progresiva, es decir arranque a bajas revoluciones y aumento progresivo de la velocidad de giro. Si se realiza un arranque brusco del compresor, el refrigerante disuelto se evapora rápidamente, generando gran cantidad de espuma en el carter que reduce notablemente la viscosidad del aceite (Figura II.67).

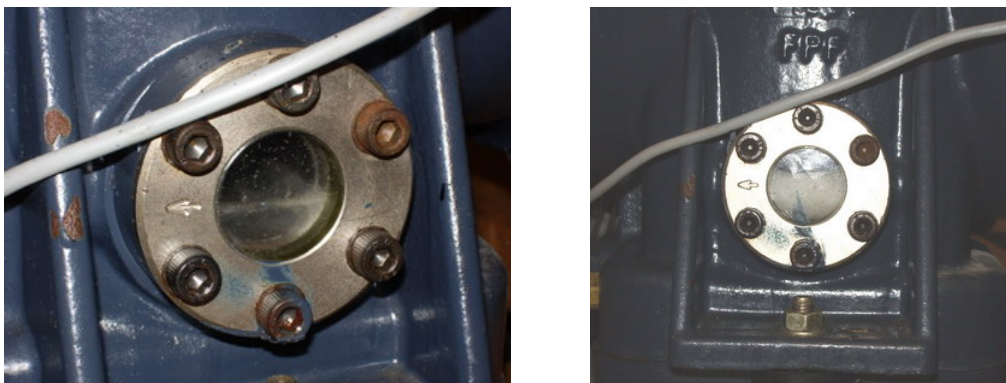


Figura II.67 – Aceite en el carter. Funcionamiento normal (Izq.) y durante el arranque (Der.)

Durante el arranque, es conveniente empezar siempre con bajas presiones en el lado de gas-cooler, e ir aumentando este valor a medida que la velocidad del compresor es mayor. En general el procedimiento de arranque ha sido siempre alcanzar primero la velocidad deseada (evitando grandes espumadas en el carter del compresor), para posteriormente aumentar de forma progresiva la presión hasta el valor deseado. No se recomienda aumentar la presión de gas-cooler de forma brusca ya que por una parte se corre el riesgo de dañar algún elemento (Figura II.68), y por otra, se produciría una gran depresión en el lado de baja que desencadenaría una importante espumada en el carter del compresor.



Figura II.68 – Rotura del intercambiador intermedio a la salida del gas-cooler, debido a un aumento brusco de presión en el tubo exterior

II.2.7.1.5 – Sistema de adquisición

Para poder realizar una correcta monitorización de la instalación frigorífica, es muy importante colocar adecuadamente todos y cada uno de los elementos de medida, siguiendo, si así estuviese estipulado, las recomendaciones del fabricante. Así por ejemplo para poder medir correctamente en puntos de mezcla bifásica, es necesario colocar sondas de inmersión que mojen la totalidad de la sonda en vez de sondas de superficie, las cuales miden sobre un único punto de la superficie del conducto.

Para la medida de temperatura en el compresor, hay que tener en cuenta los fenómenos de transferencia de calor relacionados con la culata del mismo. En este caso, dado que la culata se encuentra a una temperatura muy elevada, la transferencia de calor desde ésta al cuerpo del compresor no es despreciable (Figura II.69) al igual que la transferencia de calor desde el cuerpo del compresor a conexiones periféricas. Por ello, para medir correctamente la temperatura en la descarga del compresor se ha empleado un termopar de inmersión colocado en el interior de la culata (Figura II.47). Para poder medir la temperatura de aspiración se ha alejado el termopar de medida 5 cm con respecto la entrada al colector, evitándose así fenómenos de transferencia de calor por conducción longitudinal. La Figura II.70 muestra las medidas de temperatura realizadas justo a la entrada del colector de aspiración, y alejada 5 cm de este. A simple vista se observa que en las condiciones de funcionamiento de mayor temperatura de descarga (menor temperatura de evaporación), la diferencia de temperaturas es más que considerable (hasta 12 °C), lo que obliga a tener muy en cuenta la posición de las sondas de medida.

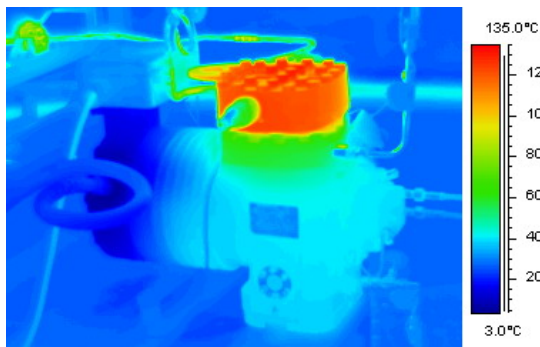


Figura II.69 – Termografía infrarroja del compresor

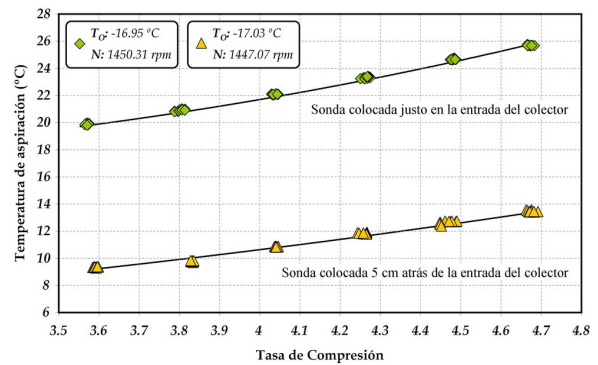


Figura II.70 – Temperatura de aspiración VS tasa de compresión

En general, los equipos de medida suelen estar diseñados para evitar problemas de ruido electromagnético procedentes de fuentes eléctricas exteriores. Sin embargo los filtros que disponen no pueden cubrir todo el rango de frecuencias externas, lo que significa que pueden aparecer problemas de medida ante fuentes externas generadoras de ruido electromagnético, como es el caso de los variadores de frecuencia. Por ello es conveniente colocar filtros eléctricos aguas arriba de todos los variadores de frecuencia utilizados (Figura II.71), con el fin de evitar medidas erróneas en los transductores, en especial, en los transductores que trabajan con señales de tensión.

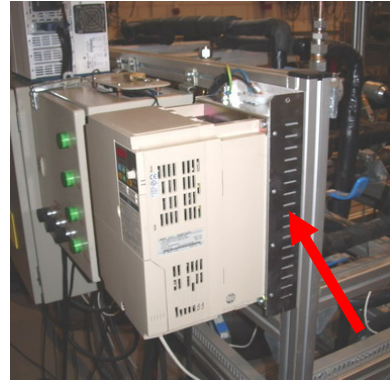


Figura II.71 – Filtros de ruido electromagnético de alta frecuencia, para los variadores de frecuencia

Capítulo 3

METODOLOGÍA DE ENSAYOS

Metodología de Ensayos

III.1 Introducción

Una vez descritos los diferentes elementos que constituyen la instalación frigorífica, así como sus diferentes configuraciones, el siguiente paso consiste en la obtención de los datos experimentales necesarios para analizar el comportamiento de la instalación, y poder validar los modelos desarrollados.

Para poder llevar a cabo el proceso de toma de datos, hay que plantearse previo a cualquier ensayo dos preguntas básicas: *qué se desea obtener* y *qué condiciones se desea obtener*. La contestación de las mismas establecerá cuales son parámetros de la instalación que debemos variar y qué variables serán interesantes estudiar o analizar durante el proceso de la toma de datos o a posteriori. Conocidos estos parámetros, el siguiente paso consiste en acotar el rango de variabilidad de la instalación, teniendo en cuenta las limitaciones que posee la misma desde el punto de vista funcionamiento (temperaturas, presiones...) y de las condiciones exteriores (circuitos de simulación, temperatura ambiente...). Teniendo en cuenta estas limitaciones ya solo restará realizar los diferentes ensayos con la instalación. Para evitar confusiones futuras, se tomará, de ahora en adelante las siguientes definiciones:

Estacionario. Periodo de tiempo en el cual todas las variables que se miden en la instalación se mantienen prácticamente invariables o con un pequeño margen de variación fijado a voluntad. Para el caso que ocupa la presente tesis se tomará el rango de variación que se indica en la Tabla III.1.

Margen de variabilidad aceptado

Alta presión:	± 0.3 bar
Media y Baja presión:	± 0.2 bar
Temperatura:	± 0.2 °C
Velocidad giro:	± 1 rpm
Recalentamiento útil:	± 2 °C

Tabla III.1 – Margen de variabilidad aceptado

El periodo de muestreo empleado en todos los estacionarios ha sido de 7 seg, con una duración total de estacionario de 20 minutos aproximadamente. Los valores obtenidos han sido promediados en grupos de 14 valores con la finalidad de obtener 12 datos de los cuales solo se elegirán 10.

Ensayo. Conjunto de estacionarios que muestra el comportamiento de la instalación al variar uno (o varios) de los parámetros que definen la misma (presión de gas-cooler, presión de evaporación...). Cabe destacar que el número de estacionarios que componen los diferentes ensayos vendrá dado por las condiciones de funcionamiento de la propia instalación, lo que significa que este número no se mantendrá constante en ningún momento.

La finalidad de este capítulo es describir los ensayos experimentales realizados indicando en cada caso la finalidad de los mismos, los criterios tomados para su realización y el rango de funcionamiento de la instalación. Adicionalmente en este capítulo se recogen las

validaciones de los ensayos realizados, empleando para ello los balances de potencia en los intercambiadores de gas-cooler y evaporador. La forma de poder realizar esta validación, ha consistido en comparar las medidas de potencia realizadas en el lado del fluido secundario con las medidas de potencia realizadas en el lado del refrigerante. Para ellos se han empleado las expresiones III.1 y III.2 para el cálculo de potencia en el gas-cooler, y III.3 y III.4 para el cálculo de la potencia en el evaporador.

$$\dot{Q}_{O|R} = \dot{m}_R \cdot (h_{O,o} - h_{O,i}) \quad (III.1)$$

$$\dot{Q}_{O|GLIC} = \dot{q}_{GLIC} \cdot \rho_{GLIC} \cdot c_{p_{GLIC}} \cdot (T_{GLIC,i} - T_{GLIC,o}) \quad (III.2)$$

\dot{m}_R : Caudal másico de refrigerante medido con el caudalímetro Coriolis (Kg/s)

$h_{O,o}$: Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (kJ/Kg)

$h_{O,i}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador (kJ/Kg)

\dot{q}_{GLIC} : Caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol obtenido mediante el caudalímetro magnético (m³/s)

ρ_{GLIC} : Densidad de la mezcla agua-glicol evaluada a la temperatura de entrada en el evaporador (Kg/m³)

$c_{p_{GLIC}}$: Calor específico isobárico evaluado a la temperatura media del la mezcla agua-glicol (kJ/(Kg °C))

$T_{GLIC,i}$: Temperatura de entrada de la mezcla agua-glicol en el evaporador (°C)

$T_{GLIC,o}$: Temperatura de salida de la mezcla agua-glicol en el evaporador (°C)

$$\dot{Q}_{GC|R} = \dot{m}_R \cdot (h_{GC,i} - h_{GC,o}) \quad (III.3)$$

$$\dot{Q}_{GC|W} = \dot{q}_W \cdot \rho_W \cdot c_{p_W} \cdot (T_{W,o} - T_{W,i}) \quad (III.4)$$

$h_{GC,o}$: Entalpía del refrigerante a la salida del gas-cooler (kJ/Kg)

$h_{GC,i}$: Entalpía del refrigerante a la entrada del gas-cooler (kJ/Kg)

\dot{q}_W : Caudal volumétrico del agua obtenido mediante el caudalímetro magnético (m³/s)

ρ_W : Densidad del agua evaluada a la temperatura de entrada en el gas-cooler (Kg/m³)

c_{p_W} : Calor específico isobárico evaluado a la temperatura media del agua (kJ/(Kg °C))

$T_{W,i}$: Temperatura de entrada del agua en el gas-cooler (°C)

$T_{W,o}$: Temperatura de salida del agua en el gas-cooler (°C)

De forma representativa, este capítulo solo incluye una serie de tablas resumen de los diferentes estacionarios realizados, los cuales se muestran en forma de promedios.

III.2 Descripción de los ensayos realizados

La estructura de los ensayos realizados, se basa fundamentalmente en la consecución simultánea de los objetivos anteriormente marcados: análisis de comportamiento y validación de modelos. Para poder lograr el primero de los objetivos, es necesario realizar análisis teóricos que requieren del uso de modelos físicos o paramétricos de los elementos que componen la instalación.

Dado que en la presente tesis se empleará un modelo experimental de compresor, será necesario realizar una serie de ensayos para poder modelar su comportamiento. Mediante este modelo se podrá calcular el caudal másico circulante por la instalación, la potencia eléctrica consumida por éste y la temperatura de descarga del mismo.

Adicionalmente a estos ensayos, es necesario llevar a cabo una serie de experiencias adicionales para estudiar cada una de las configuraciones descritas en el Capítulo II.

Para la validación de los modelos desarrollados, se emplearán los estacionarios obtenidos anteriormente.

II.2.1 – Modelización del compresor

A diferencia de los modelos físicos de gas-cooler y evaporador, el modelo del compresor es un modelo paramétrico basado en los datos experimentales obtenidos. Por ello, se requiere de un gran número de ensayos donde se modifiquen, en un amplio rango, todas y cada una de las variables que lo definen. Las variables elegidas como representativas del comportamiento del compresor semihermético son:

- Temperatura de entrada el motor eléctrico ($T_{Mot.}$).
- Presión a la entrada del motor eléctrico (presión de evaporación) (P_O).
- Presión de descarga (P_{Dis}).
- Velocidad de giro del compresor (N).

Las variables como temperatura y presión de aspiración, o temperatura de descarga, dependen de las anteriores, por lo que son variables sobre las cuales no se puede actuar directamente. La temperatura de salida de gas-cooler no es un parámetro restrictivo en la parametrización del compresor, por lo que no se tendrá en cuenta.

Los ensayos realizados se han llevado a cabo empleando la configuración de la Figura III.1. Esta configuración permite ajustar con mayor precisión las presiones de evaporación y de gas-cooler, ya que dispone de un depósito intermedio que absorbe las variaciones que se dan en el circuito. Sobre esta configuración se ha variado la presión de gas-cooler (presión de descarga) y la velocidad de giro, manteniendo constante la presión de evaporación, el recalentamiento útil y la temperatura de salida de gas-cooler.

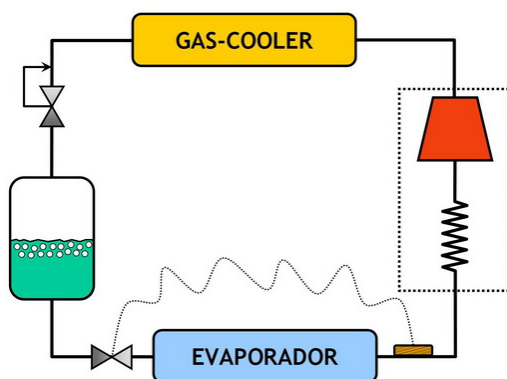


Figura III.1 – Esquema del ciclo frigorífico empleado

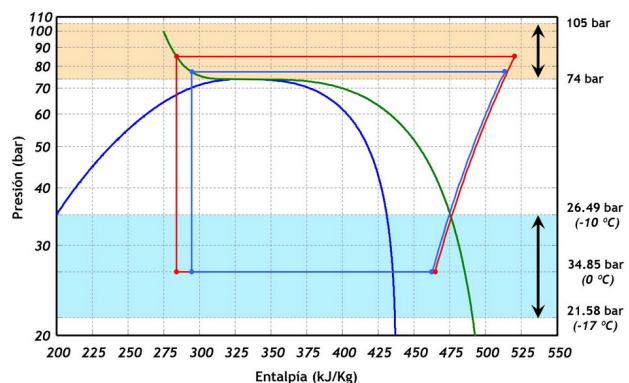


Figura III.2 – Rango de variabilidad sobre el diagrama Ph para el modelado del compresor

La Figura III.2 muestra sombreado, el rango de variabilidad ensayado con la instalación frigorífica en las condiciones de alta y baja presión.

Las Tabla III.2 muestra los promedios de todos los estacionarios realizados para poder modelar el comportamiento del compresor. En total se han llevado a cabo 84 estacionarios distribuidos de acuerdo con la Tabla III.3, donde se observa un total de 7 estacionarios para cada una de las velocidades ensayadas.

T_o (°C)	P_{Asp} (bar)	T_{Mot} (°C)		P_{Dis} (bar)		N (rpm)	T_{Dis} (°C)		$T_{GC,o}$ (°C)
		Max	Min	Max	Min		Max	Min	
-0.1	33.9	8.8	8.4	104.1	74.7	1150.3	110.4	77.2	29.5
0.0	33.8	8.5	8.0	104.6	75.0	1300.1	109.1	77.8	29.6
0.1	33.6	7.8	7.4	104.7	75.6	1450.6	109.1	77.2	28.7
-0.2	33.1	7.9	6.7	104.2	75.8	1600.3	111.1	79.3	27.7
-10.0	26.0	2.0	1.3	103.3	74.3	1149.3	134.5	99.6	24.2
-10.0	25.9	2.2	1.9	103.9	74.5	1299.7	132.5	98.7	23.1
-10.0	25.7	2.8	2.2	103.8	74.5	1446.8	132.2	99.4	23.1
-10.0	25.5	2.8	2.2	103.8	74.4	1600.8	134.0	100.5	23.0
-17.0	21.1	-4.2	-6.1	103.6	74.0	1150.7	148.0	110.0	28.3
-17.0	20.9	-5.0	-6.8	103.2	73.7	1300.6	149.1	111.3	27.7
-17.0	20.9	-5.0	-5.5	103.7	74.4	1450.3	147.2	111.6	27.8
-17.0	20.6	-6.0	-7.2	103.8	73.5	1600.6	147.7	110.0	27.5

Tabla III.2 – Resumen de los ensayos realizados para modelizar el compresor semihermético

T_o (°C)	N (rpm)	Variación P_{Dis}
0 °C	1150 rpm	7 estacionarios
	1300 rpm	7 estacionarios
	1450 rpm	7 estacionarios
	1600 rpm	7 estacionarios
-10 °C	1150 rpm	7 estacionarios
	1300 rpm	7 estacionarios
	1450 rpm	7 estacionarios
	1600 rpm	7 estacionarios
-17 °C	1150 rpm	7 estacionarios
	1300 rpm	7 estacionarios
	1450 rpm	7 estacionarios
	1600 rpm	7 estacionarios

Tabla III.3 – Distribución de los estacionarios realizados

Las validaciones de todos los ensayos realizados, se presentan en las Figuras III.3 y III.4 en base a las potencias frigorífica y calorífica medidas en cada uno de los fluidos puestos en juego (refrigerante y fluido secundario). Los resultados obtenidos, muestran un margen de variabilidad del 5 % aproximadamente, siendo el máximo error relativo cometido en el caso del evaporador del 6.6 %, y del 4.5 % en el caso del gas-cooler.

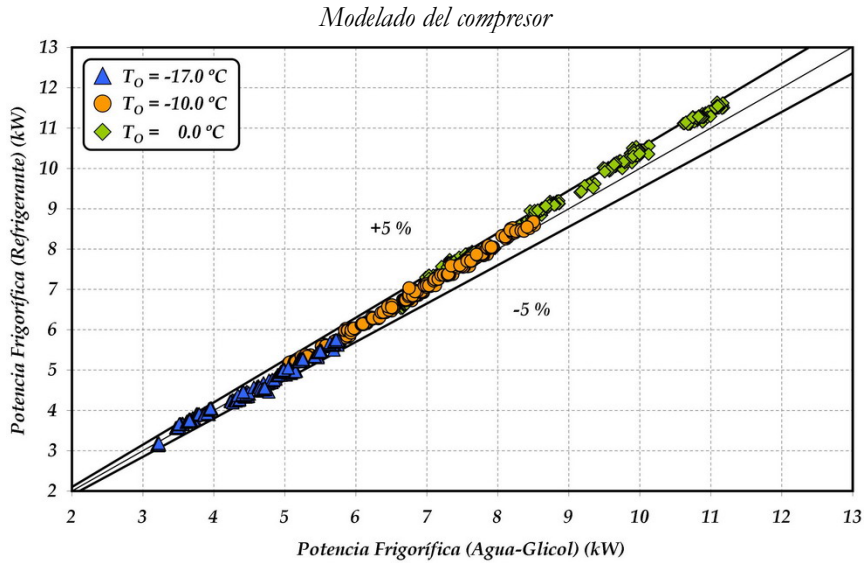


Figura III.3 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

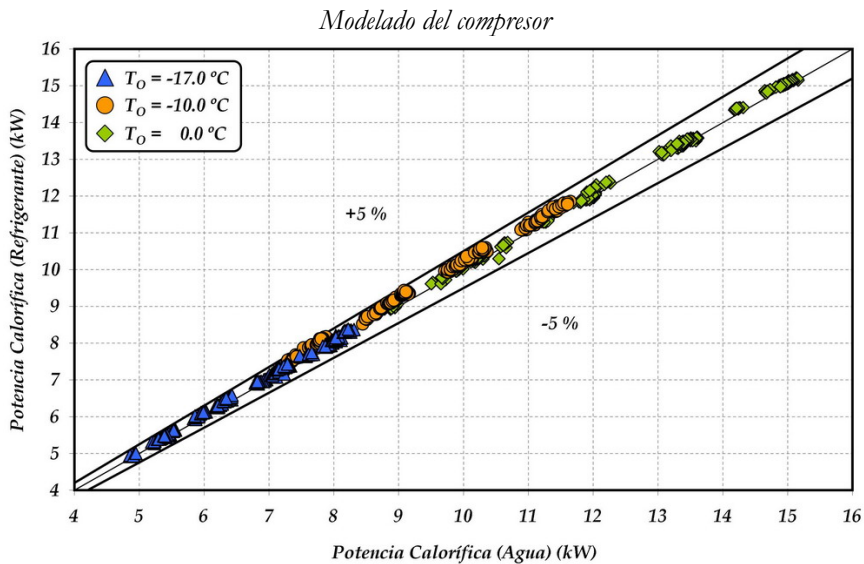


Figura III.4 – Validación de la potencia calorífica intercambiada en gas-cooler

II.2.2 – Ciclo de expansión escalonada

Para poder estudiar el comportamiento de esta configuración y compararla con el resto de configuraciones, las variables que han sido modificadas son las siguientes:

- Presión de gas-cooler (P_{GC}).
- Presión de evaporación (P_O).
- Temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GC,\omega}$)

Variables como recalentamiento útil (RU) y velocidad de giro del compresor (N), se fijarán a un valor constante, ya que por una parte siempre se desea que el recalentamiento útil sea lo menor posible, y por otra, el efecto de la velocidad de giro del compresor sobre el ciclo frigorífico es prácticamente despreciable.

La configuración utilizada para estos ensayos, es similar a la empleada en el caso anterior (Figura III.1), con la única diferencia de que la variable temperatura de salida de gas-cooler, es ahora un parámetro crítico en el comportamiento energético de la instalación. El rango de variabilidad de todas y cada una de las variables ensayadas se muestra en la Figura III.5.

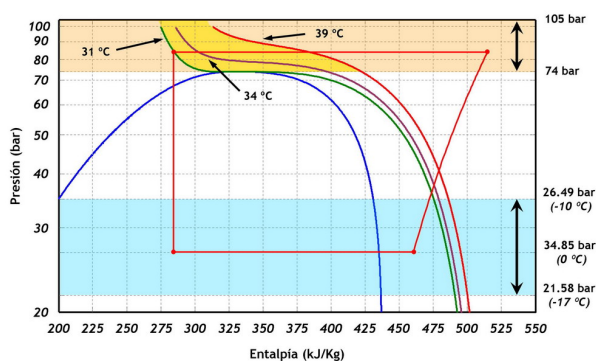


Figura III.5 – Rango de variabilidad sobre el diagrama Ph

Las Tabla III.4 recoge los valores promediados de todos los ensayos realizados para estudiar el comportamiento de la instalación. El número total de estacionarios realizados es de 61, distribuidos tal y como se indica en la Tabla III.5.

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	P_{GC} (bar)		T_{Dis} (°C)		N (rpm)	RU (°C)	RMU (°C)
		Max	Min	Max	Min			
-0.1	38.3	105.1	89.3	112.8	96.4	1446.0	5.9	3.0
-0.1	33.5	106.6	80.9	111.1	84.1	1448.4	5.6	2.0
-0.1	31.0	105.3	73.4	110.5	77.7	1447.5	6.2	1.5
-10.0	39.0	105.8	90.9	132.4	117.5	1447.7	4.0	6.0
-10.0	33.8	105.9	80.0	134.6	100.7	1448.8	5.3	6.0
-10.0	31.2	105.6	74.6	132.6	98.2	1448.7	5.8	6.0
-16.9	38.9	102.9	94.1	150.7	138.8	1447.7	5.3	5.8
-17.0	34.0	104.8	81.0	148.3	122.6	1448.4	4.4	7.0
-17.1	31.0	105.3	74.4	149.1	113.4	1448.9	5.2	4.8

Tabla III.4 – Resumen de los ensayos realizados para la configuración de expansión escalonada

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	Variación P_{Dis}
0 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	7 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios
-10 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	8 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios
-17 °C	39 °C	4 estacionarios
	34 °C	6 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios

Tabla III.5 – Distribución de los estacionarios

Tal y como se aprecia en la Tabla III.4, se han remarcado una serie de estacionarios para los cuales se alcanzarán temperaturas de descarga próxima a los 150 °C. Estos estacionarios corresponden a un valor de presión de 105 bar aproximadamente, con una temperatura de evaporación de -17 °C.

Las Figuras III.6 y III.7 muestran la validación de los ensayos realizados mediante esta configuración, con un margen de variabilidad del 5 % en ambos casos, y un error relativo máximo del 7.9 % en ambas validaciones.

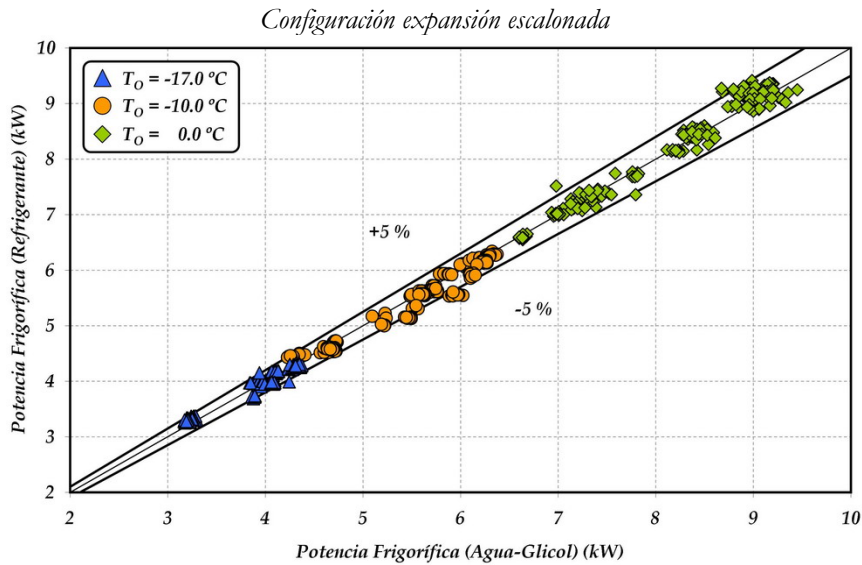


Figura III.6 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

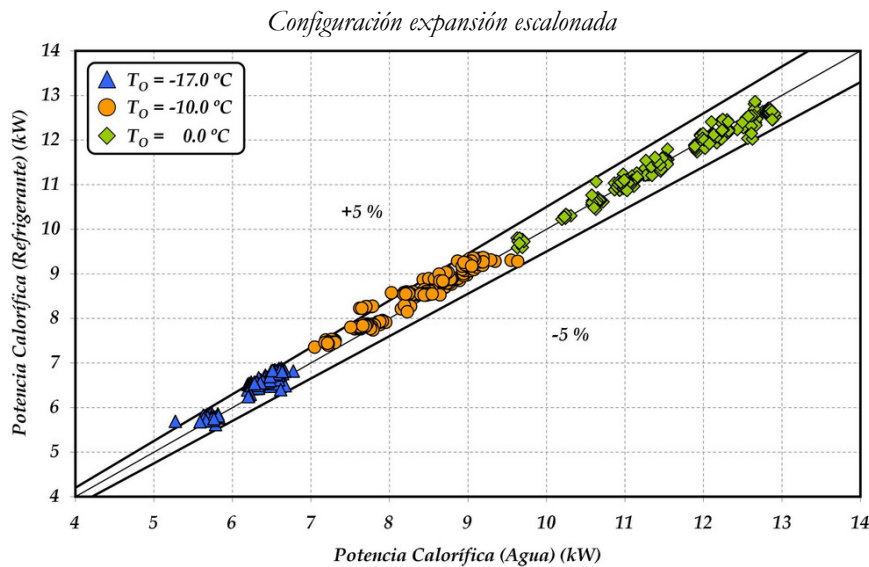


Figura III.7 – Validación de la potencia calorífica intercambiada en gas-cooler

II.2.3 – Ciclo de expansión escalonada con IHX (Posición 1)

El procedimiento de ensayo seguido en esta configuración es similar al descrito en el punto anterior (II.2.2), por lo que se han empleado las mismas variables para poder realizar los estacionarios. El rango de variabilidad es similar al anterior, con la única diferencia de que la presión máxima de gas-cooler para niveles de evaporación bajos, es inferior debido a las altas temperaturas de descarga alcanzadas.

La Tabla III.6 muestra los valores promediados de los 55 estacionarios realizados, mientras que la Tabla III.7 presenta la distribución de estos estacionarios. Las Figuras III.8 y III.9 presentan las validaciones de los ensayos realizados en términos de potencia frigorífica y potencia de gas-cooler.

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	P_{GC} (bar)		T_{Dis} (°C)		N (rpm)	RU (°C)	RMU (°C)
		Max	Min	Max	Min			
0.0	39.0	105.1	89.9	122.9	109.0	1445.3	5.8	3.7
0.0	34.0	105.9	79.2	120.0	92.9	1448.5	6.0	2.1
0.0	31.0	105.4	73.8	119.1	85.0	1447.8	5.7	1.4
-10.0	39.0	104.8	89.7	145.8	130.0	1447.3	4.6	6.4
-10.0	34.0	105.4	80.0	142.8	114.9	1448.3	4.6	5.0
-10.0	31.1	105.5	74.4	142.0	106.4	1447.9	5.5	6.5
-17.0	34.0	94.8	79.5	150.4	132.8	1447.7	5.4	6.9
-17.0	30.9	90.5	73.9	146.4	125.6	1446.5	5.5	7.6

Tabla III.6 – Resumen de los ensayos realizados para la configuración de expansión escalonada con IHX (Posición 1)

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	Variación P_{Dis}
0 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	8 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios
-10 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	7 estacionarios
	31 °C	9 estacionarios
-17 °C	34 °C	5 estacionarios
	31 °C	6 estacionarios

Tabla III.7 – Distribución de los estacionarios

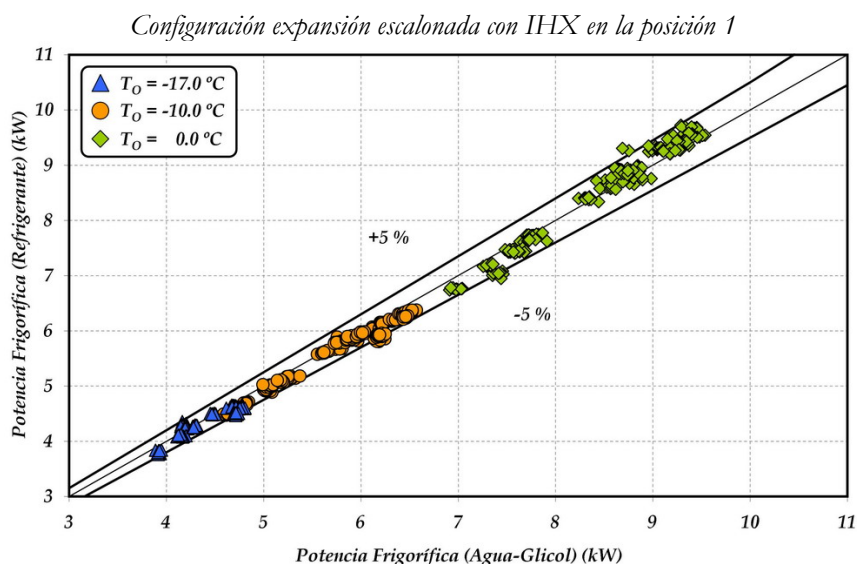


Figura III.8 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

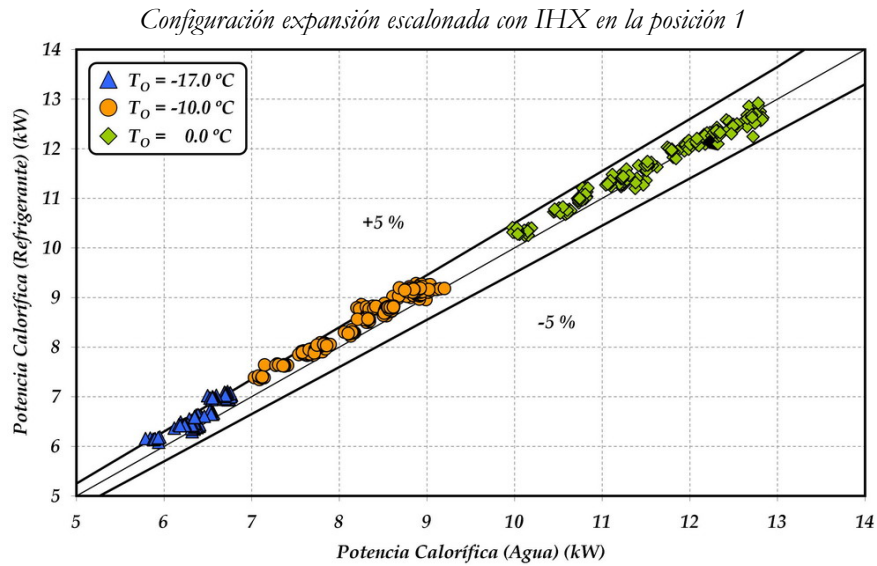


Figura III.9 – Validación de la potencia calorífica intercambiada en gas-cooler

Los errores máximos cometidos en términos de potencia frigorífica y potencia disipada por el gas-cooler son del 7.1 % y del 8 % respectivamente.

II.2.4 – Ciclo de expansión escalonada con IHX (Posición 2)

Las variables empleadas para poder realizar los estacionarios son las mismas que en el caso anterior, con un rango de variabilidad similar. La Tabla III.8 muestra los promedios de los 54 estacionarios realizados, mientras que la Tabla III.9 presenta la distribución de éstos.

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	P_{GC} (bar)		T_{Dis} (°C)		N (rpm)	RU (°C)	RMU (°C)
		Max	Min	Max	Min			
-0.1	39.0	105.1	89.5	122.1	106.8	1445.5	6.2	3.2
-0.1	33.9	104.8	79.8	117.3	92.7	1448.0	5.0	2.7
-0.1	31.1	105.5	73.4	117.0	73.7	1447.2	5.0	2.4
-10.0	39.0	105.2	89.9	146.6	129.1	1445.9	5.0	6.6
-10.0	34.0	105.6	79.7	140.5	115.0	1448.6	5.1	6.3
-10.0	34.0	105.6	79.7	140.5	115.0	1448.6	5.1	6.3
-17.0	34.1	90.7	79.5	144.6	132.4	1448.5	5.0	5.5
-17.0	31.0	90.2	74.3	144.3	126.7	1446.5	5.3	5.9

Tabla III.8 – Resumen de los ensayos realizados para la configuración de expansión escalonada con IHX (Posición 2)

T_o (°C)	$T_{GC,o}$ (°C)	Variación P_{Dis}
0 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	7 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios
-10 °C	39 °C	6 estacionarios
	34 °C	8 estacionarios
	31 °C	8 estacionarios
-17 °C	34 °C	5 estacionarios
	31 °C	6 estacionarios

Tabla III.9 – Distribución de los estacionarios

Dado que las dimensiones que posee el IHX son fijas e invariables, el análisis de comportamiento de esta configuración se basará en variar las principales variables que define la instalación frigorífica, ya que éstas definen el caudal másico circulante por la instalación y las propiedades termodinámicas del refrigerante en ambos lados del intercambiador intermedio.

La validación de los ensayos se muestra en las Figuras III.10 y III.11, con un error máximo en la potencia frigorífica de 7.5 % y de 4.3 % en la potencia calorífica.

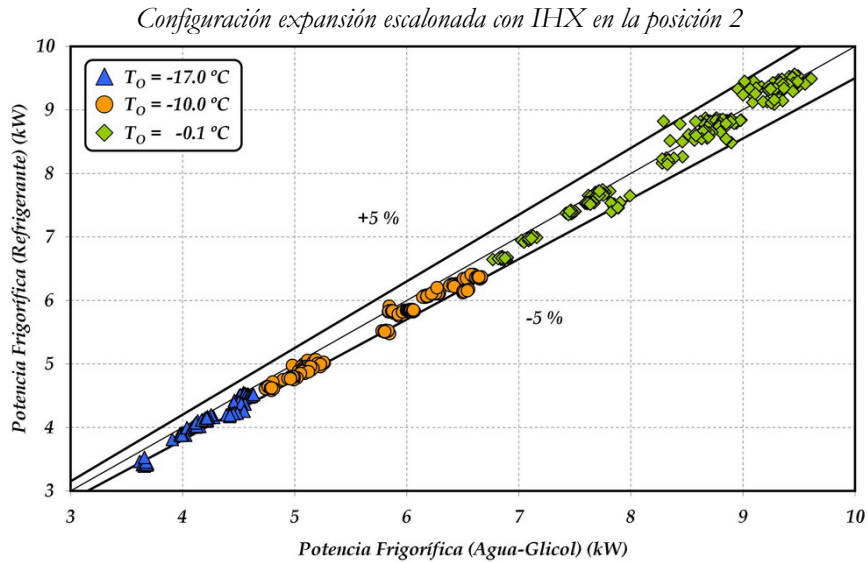


Figura III.10 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

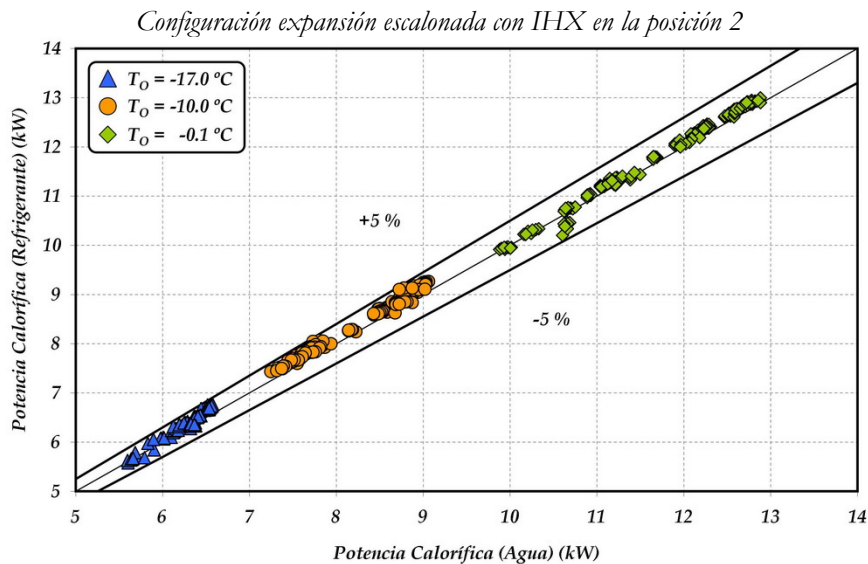


Figura III.11 – Validación de la potencia calorífica intercambiada en gas-cooler

II.2.5 – Comparación entre ciclo con expansión única y escalonada

Para poder comparar el funcionamiento de la instalación según ambas configuraciones, no se puede emplear la misma metodología utilizada hasta ahora, ya que a nivel de ciclo (sobre el diagrama Ph), ambas configuraciones son exactamente iguales. Por ello es necesario abordar el estudio desde un punto de vista externo, es decir, analizando como se comporta la instalación si se modifican los parámetros que definen el funcionamiento de la misma.

Así, se considerarán parámetros exteriores (fijados por la condiciones del foco frío y del foco caliente), y parámetros accesibles por el usuario.

A modo de resumen, la Figura III.12 muestra de forma simplificada el método de ensayo seguido en esta configuración.

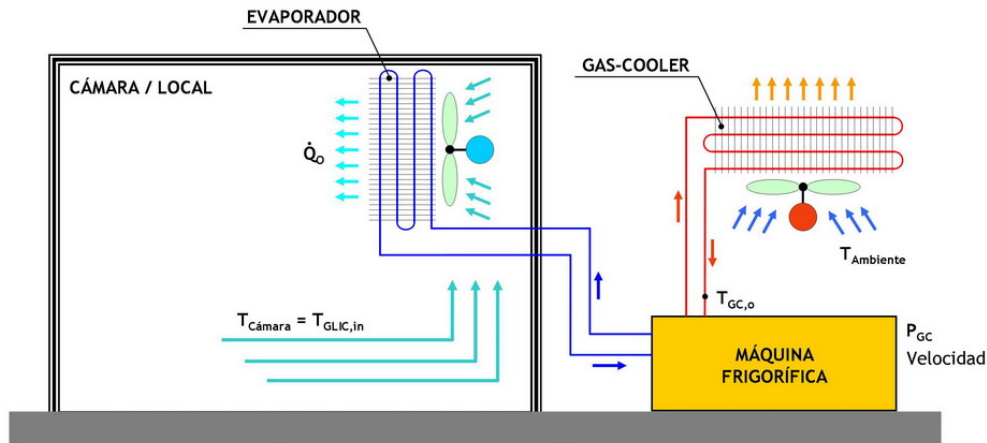


Figura III.12 – Modo de ensayo en esta nueva configuración

Según la Figura III.12, el ciclo frigorífico empleado tiene como misión enfriar el producto que existe en el interior de la cámara, empleando como foco caliente el ambiente. Por tanto, las variables que definirán el comportamiento del ciclo serán: la temperatura de la cámara, la potencia frigorífica demandada en la cámara (\dot{Q}_0), la temperatura de entrada del fluido secundario empleado para poder disipar calor al foco caliente, la presión de gas-cooler (P_{GC}), la velocidad de giro del compresor (N) y el recalentamiento útil en evaporador (RU). Para poder adaptar estas variables a la instalación que se dispone en los laboratorios, se considera que la temperatura de entrada del agua glicolada en el evaporador ($T_{GLIC,i}$), es equivalente a la temperatura de la cámara, mientras que la temperatura de entrada del agua en el gas-cooler ($T_{GC,o}$), es equivalente a la temperatura del foco caliente empleado para poder disipar el calor. El recalentamiento útil solo podrá ser modificado cuando se trabaja con el sistema de expansión escalonado, dado que se dispone de un dispositivo de expansión encargado de ello. La velocidad de giro se mantiene constante en todos los casos (~ 1450 rpm).

Los parámetros accesibles o controlables externamente son: presión de gas-cooler (P_{GC}), velocidad de giro del compresor (N), y recalentamiento útil (RU). El resto de parámetros vienen dados por las condiciones a las cuales se desea que trabaje la instalación (parámetros externos).

Una variable importante a tener en cuenta es la masa de refrigerante en la instalación, ya que la configuración con expansión única, no dispone de un depósito de acumulación para almacenar masa de refrigerante en exceso. En estas condiciones, la cantidad de masa es un parámetro crítico que define el funcionamiento de la instalación, ya que condiciona la presión de evaporación y el recalentamiento útil. En la configuración de doble etapa de expansión, la instalación dispone de un depósito intermedio (entre etapas de expansión) que permite acumular toda la masa en exceso que pueda aparecer en la instalación, lo que reduce la dependencia entre ésta variable y el funcionamiento de la instalación.

La cantidad de masa de refrigerante empleada en el ciclo frigorífico con una sola etapa de expansión, corresponde a un valor constante introducido para unas condiciones de funcionamiento determinadas. A esta cantidad de refrigerante se le denomina *masa mínima* por ser la masa mínima necesaria para poder trabajar en esas condiciones con recalentamiento útil nulo.

En base a todas las variables mencionadas anteriormente, se ha elaborado la Tabla III.10 que resume los ensayos realizados en vistas a considerar todas las variables anteriormente citadas. En total se han realizado 30 estacionarios repartidos entre el ciclo de expansión única (17 estacionarios), y el ciclo de expansión múltiple escalonada (13 estacionarios).

$T_{GLIC,i}$ (°C)	T_{GC0} (°C)	Q_0 (kW)	P_{GC} (bar)	Masa (Kg)	Configuración
0.0	31.0	3.8	85.3	3.09 Kg	Ciclo con expansión única
0.0	30.7	4.9	85.0		
0.0	30.8	6.1	84.3		
0.7	34.1	3.7	84.7		
0.4	33.9	6.1	84.5		
10.0	31.1	3.9	84.9		
10.0	31.0	6.3	85.0		
9.9	31.1	7.6	84.8		
10.0	33.9	4.3	85.1		
10.0	33.9	6.0	85.4		
10.0	34.1	7.1	84.7		
14.9	31.0	3.9	85.5		
15.2	31.2	6.1	84.9		
14.8	31.0	8.2	84.7		
14.9	33.7	3.9	85.1		
14.8	33.8	6.1	85.3		
14.8	33.8	7.7	85.4		
0.1	33.7	4.2	84.9	11 Kg	Ciclo con expansión múltiple escalonada
-0.1	33.9	6.2	85.1		
10.2	33.8	4.1	85.1		
9.9	33.6	6.2	85.0		
10.1	34.1	7.9	85.1		
15.4	33.9	4.1	85.2		
15.1	33.9	6.1	85.0		
15.0	34.0	8.3	85.2		
15.1	34.0	10.1	84.8		
15.2	31.1	4.2	85.6		
15.0	30.8	6.3	84.9		
15.0	31.0	8.3	85.1		
15.0	30.8	10.5	84.8		

Tabla III.10 – Distribución de los estacionarios

Con la finalidad de validar las medidas obtenidas en ambos ciclos, se ha empleado el mismo criterio adoptado anteriormente, es decir, comparar las potencias medidas en ambos fluidos (refrigerante y fluido secundario). Los resultados mostrados en las Figura III.13 - III.14, muestran desviaciones superiores al 5 % en algunos casos, ya que es complejo medir la temperatura exacta del refrigerante a la salida del evaporador cuando éste trabaja próximo a las condiciones de vapor saturado.

Las validaciones realizadas en términos de potencia calorífica no han sido representadas por obtenerse errores inferiores al 5 % en todos los casos.

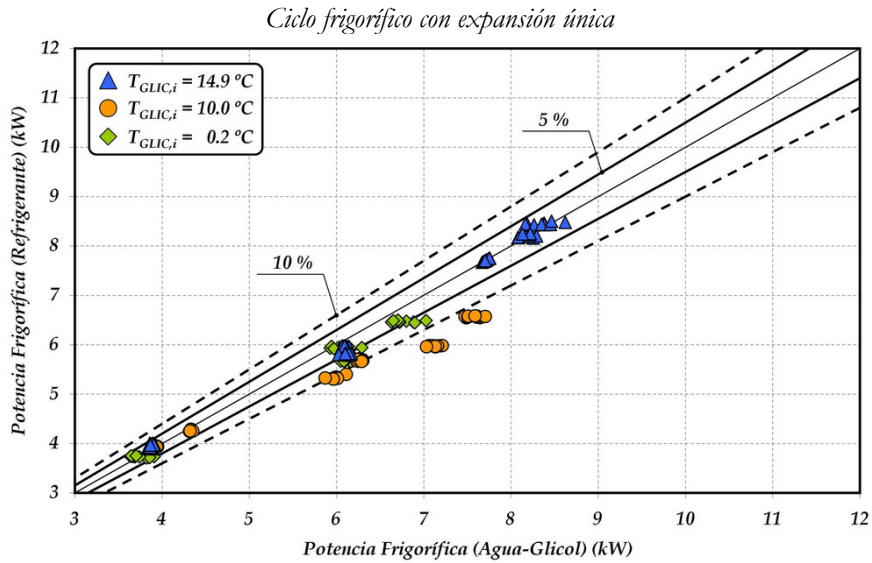


Figura III.13 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

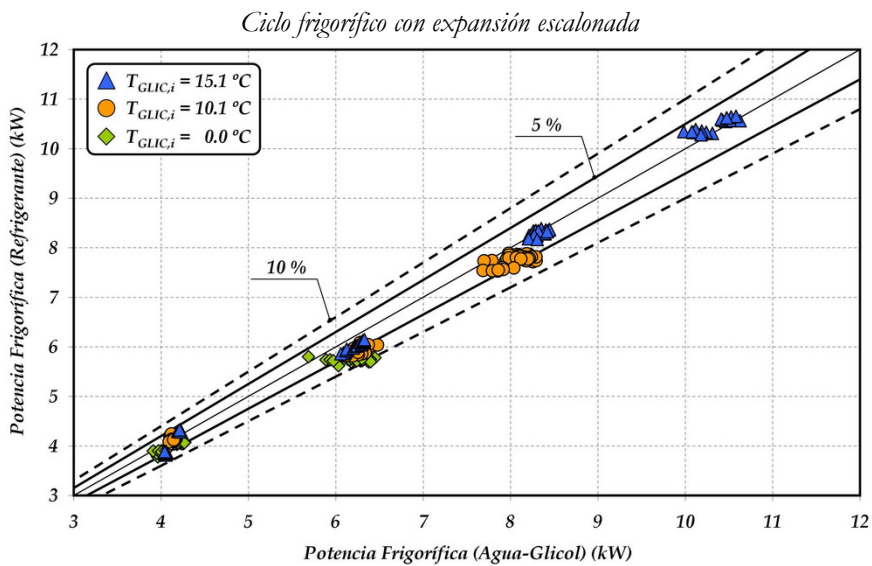


Figura III.14 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

II.2.6 – Ciclo con extracción de vapor saturado

Al trabajar con la configuración de extracción de vapor, la presión del depósito pasa a ser una nueva variable, por lo que el número de variables modificables en la instalación aumenta y con él, el número de combinaciones posibles.

Tal y como se analizará con más detalle en el Capítulo IV, esta configuración permite aumentar ligeramente la eficiencia de la instalación frigorífica, con una mayor complejidad del ciclo frigorífico. Debido a esto, solo se han realizado una serie de ensayos para poder comprobar el correcto funcionamiento de esta configuración. La completa caracterización de esta nueva configuración, se propone como un desarrollo futuro.

La metodología de ensayos seguida en esta configuración, consiste en fijar la temperatura de salida de gas-cooler, junto la presión de gas-cooler. Fijados ambos puntos, el siguiente paso consiste en modificar la presión del depósito a través de la válvula de expansión presostática colocada para tal efecto.

Variables como recalentamiento útil (RU) y velocidad de giro del compresor (N), han sido fijadas a unos valores de 5 °C y 1450 rpm, respectivamente, aunque el efecto de la inyección produce pequeñas variaciones en el propio recalentamiento útil.

Las Tabla III.11 recoge los valores promediados para los diferentes estacionarios registrados.

T _O (°C)	T _{GCo} (°C)	P _{Dep} (bar)	N (rpm)	RU (°C)	RMU (°C)
-9.9	34.1	68.3	1451.3	7.1	5.0
-10.1	33.7	65.1	1451.5	6.9	7.3
-10.0	33.9	61.8	1451.6	6.8	7.6
-9.9	34.1	58.6	1451.5	6.4	6.5
-10.0	33.8	55.0	1451.3	6.0	6.5
-9.8	34.3	50.4	1452.1	5.1	5.8
-9.8	34.3	47.0	1451.6	4.5	5.5
-10.0	33.9	42.5	1451.2	4.9	5.9
-9.8	34.0	39.3	1451.4	4.5	5.7
-9.8	34.1	36.2	1451.4	4.1	5.3
-9.8	33.9	33.2	1451.4	4.2	4.6

Tabla III.11 – Resumen de los ensayos realizados para la configuración con extracción de vapor

Las validaciones llevadas a cabo comparando las potencias en el lado del refrigerante y del fluido secundario, muestran desviaciones máximas del 4.9 % en el caso de la potencia calorífica (Figura III.15), y del 7.7% en el caso de la potencia frigorífica (Figura III.16).

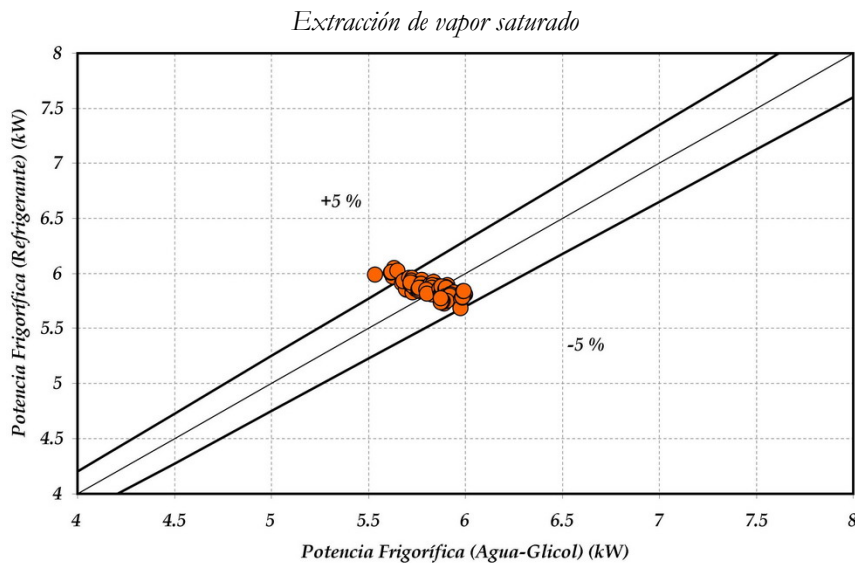


Figura III.15 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en evaporador

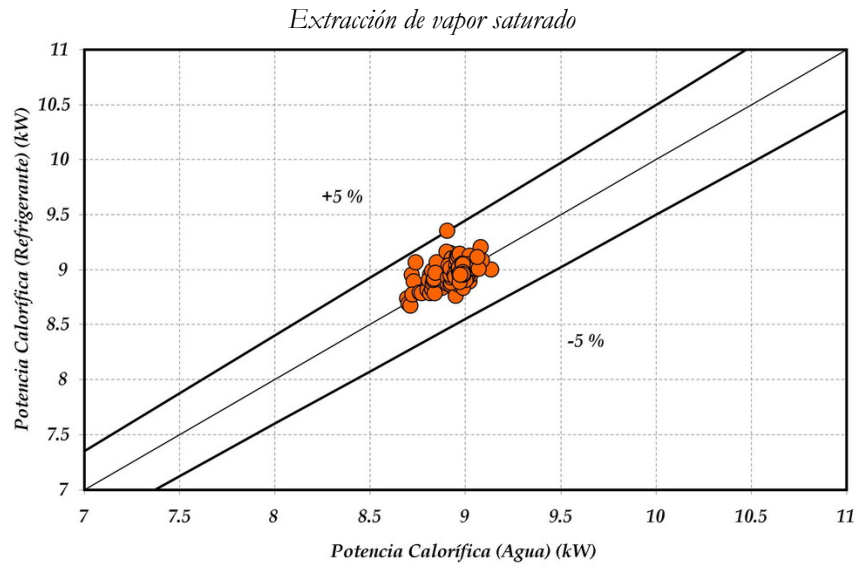


Figura III.16 – Validación de la potencia frigorífica intercambiada en gas-cooler

Capítulo 4

ANÁLISIS DE LOS DATOS EXPERIMENTALES

Análisis de los datos experimentales

IV.1 Introducción

Este capítulo se centra en el análisis de los datos experimentales obtenidos a través de los ensayos descritos en el Capítulo III. Mediante este análisis se busca determinar el comportamiento de la instalación frigorífica según las diferentes configuraciones descritas en el Capítulo II.

La primera parte de este capítulo, aborda el modelado empírico del compresor semihermético para poder emplearlo en análisis teóricos posteriores, complementarios al análisis experimental. La segunda parte, abarca el análisis de todas las configuraciones descritas en el Capítulo II, es decir, ciclo simple (ciclo con sistema de expansión escalonada), ciclo simple con intercambiador intermedio en diversas posiciones, ciclo simple con extracción de vapor, y ciclo con sistema expansión único.

IV.2 Análisis del compresor semihermético

Una de las dificultades que entraña utilizar CO₂ como refrigerante, es tener que trabajar con niveles de presión elevados, lo que restringe notablemente el rango de compresores disponibles. Tal y como se había introducido en el Capítulo II, los fabricantes están actualmente desarrollando nuevos modelos capaces de operar en condiciones transcíticas, por lo que se espera que en pocos años exista una amplia gama de compresores para uso específico con CO₂. Sin embargo, el desarrollo de estos nuevos compresores se está centrando básicamente en los de tipo semihermético y hermético, debido fundamentalmente a las ventajas que ofrecen en términos de montaje y reducción de fugas. La incursión en el campo de los compresores abiertos, solo se ha llevado a cabo en la industria automovilística, donde es necesario tener acceso al eje del compresor para poder unirlo mecánicamente al motor del vehículo.

A pesar de las ventajas de montaje que ofrecen los compresores semiherméticos y herméticos, éstos necesitan refrigerar el devanado eléctrico del motor, empleando para ello, la corriente de gases de refrigerante procedente del evaporador. Este hecho introduce un fuerte recalentamiento previo al punto de aspiración que afecta al volumen específico de aspiración, al trabajo específico de compresión y a la temperatura de descarga. Con el fin de analizar de forma cualitativa cuál sería el efecto de éste recalentamiento, se parte de la expresión (IV.1) aplicable a compresores abiertos y extrapolable a compresores herméticos y semiherméticos.

$$P_C = \frac{\dot{m} \cdot w_s}{\eta_{ISO} \cdot \eta_{Mec} \cdot \eta_{Elec}} \rightarrow P_C = \left(\frac{\eta_V \cdot \dot{V}_G}{\eta_{ISO} \cdot \eta_{Mec} \cdot \eta_{Elec}} \right) \cdot \left(\frac{w_s}{v_{Asp}} \right) \quad (IV.1)$$

Teniendo en cuenta la expresión (IV.1), se observa como la potencia del compresor es directamente proporcional al trabajo isentrópico de compresión, e inversamente proporcional al volumen específico de compresión. Dado que el aumento de recalentamiento incrementa el valor de ambos parámetros, no es posible predecir a priori si el recalentamiento repercute positiva o negativamente sobre el consumo eléctrico del compresor, lo que obliga a realizar un análisis completo para predecir la influencia del mismo.

Por otra parte, es interesante comparar qué efecto tiene el recalentamiento sobre otros refrigerantes en términos de trabajo isentrópico de compresión y volumen específico de aspiración. Las Figuras IV.1 y IV.2 muestran la evolución de estos parámetros con el recalentamiento para un mismo nivel de evaporación (0 °C) y una misma tasa de compresión ($t = 4$). Los rendimientos isentrópico (η_{ISO}), mecánico (η_{Mec}) y eléctrico (η_{Elec}), se suponen unitarios en todos los casos. Para las mezclas zeotrópicas, la temperatura de evaporación se toma en las condiciones de vapor saturado.

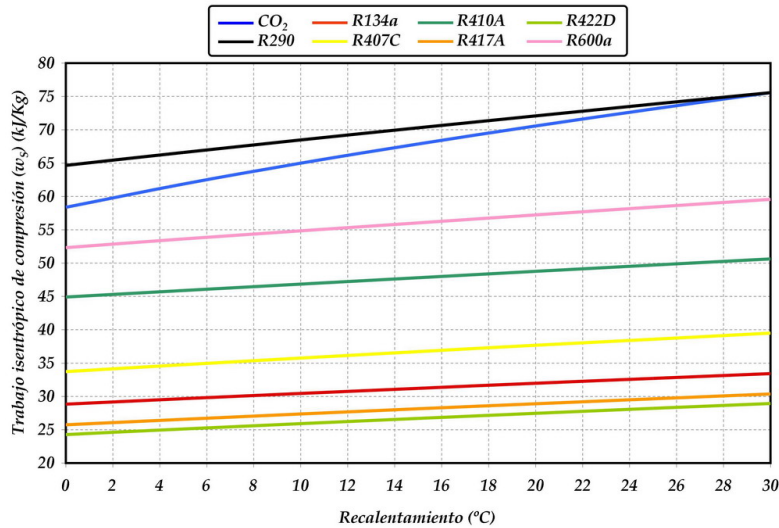


Figura IV.1 – Evolución del trabajo isentrópico de compresión con el recalentamiento ($T_0: 0\text{ °C}$, $t: 4$)

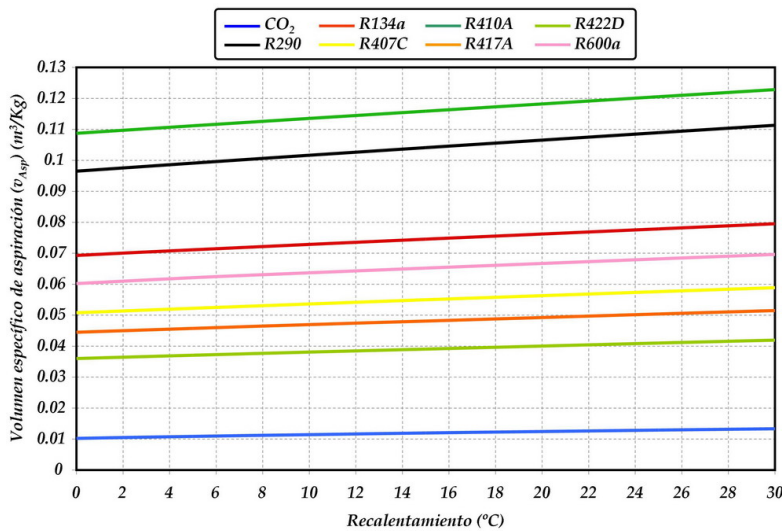


Figura IV.2 – Evolución del volumen específico de aspiración con el recalentamiento ($T_0: 0\text{ °C}$, $t: 4$)

Tal y como se observa en la Figura IV.1, el aumento del recalentamiento desde las condiciones de saturación, produce un incremento del trabajo isentrópico de compresión en todos los refrigerantes utilizados. En el caso del CO₂, este aumento se produce de forma más acentuada debido a la pendiente que poseen las curvas isentrópicas del CO₂.

La Figura IV.2 muestra la repercusión del recalentamiento sobre el volumen específico de aspiración, advirtiéndose que el aumento de temperatura de aspiración supone un ligero aumento en el volumen específico de aspiración del CO₂. Este fenómeno penaliza negativamente la expresión IV.1, ya que el volumen específico se encuentra en el denominador.

A partir de los resultados anteriores y tomando un recalentamiento total de 30 °C, se ha elaborado la Figura IV.3 donde se representa el cociente (w_s/v_{Asp}) para diversos niveles de evaporación.

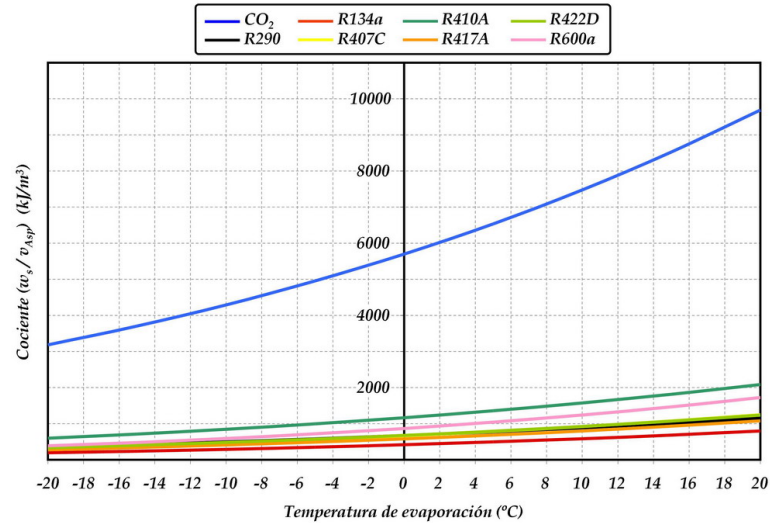


Figura IV.3 – Variación del cociente w_s/v_{Asp} para diferentes niveles valores de T_O (RT: 30 °C, t: 4)

A la vista de los resultados obtenidos en la Figura IV.3, se puede concluir que el recalentamiento total afecta considerablemente a las instalaciones que emplean CO₂ como refrigerante, ya que en términos comparativos, el cociente (w_s/v_{Asp}) alcanza los mayores valores posibles con el CO₂. Además, este efecto es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura de evaporación, debido a la evolución de las pendientes que poseen las curvas de trabajo isentrópico y volumen específico.

Considerando los resultados anteriores, es importante estudiar cómo repercute el recalentamiento introducido por el compresor semihermético sobre la potencia eléctrica consumida por éste y sobre la eficiencia energética de la propia instalación. Es por ello, que en este apartado se analizarán cuales son las variables que afectan al recalentamiento introducido por el devanado eléctrico con el objetivo de modelar el comportamiento del compresor y estimar así, la penalización que introduce éste en términos de eficiencia energética.

Para poder realizar este estudio, se empleará el esquema simplificado de la Figura IV.4, donde se señalan los intercambios de calor que se producen entre el compresor y el entorno. La Figura IV.5 muestra una imagen termográfica del compresor semihermético donde se aprecia la diferencia de temperaturas entre el compresor semihermético y el entorno. A partir de esta termografía, se pueden apreciar dos intercambios de calor opuestos entre la carcasa del motor eléctrico y el entorno: Q_{Amb1} y Q_{Amb2} . Teniendo en cuenta que la temperatura media en la superficie del motor (21.4 °C) y la temperatura ambiente (27.1 °C) son similares, se puede considerar que ambos intercambios de calor se compensan entre sí, de manera que no afectan al modelado del compresor semihermético [108]. Por otra parte, se desprecia el calor disipado a través del aceite lubricante que se encuentra en el cárter del compresor.

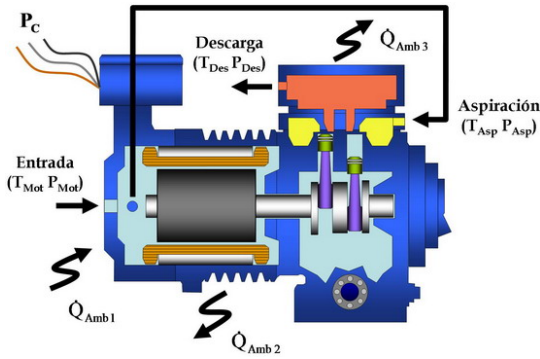


Figura IV.4 – Esquema simplificado del compresor semihermético

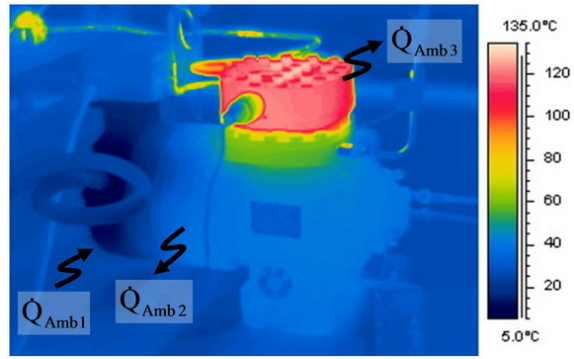


Figura IV.5 – Termografía del compresor (T_o : -10.0 °C; P_{Dis} : 103.8 bar; T_{Env} : 27.1 °C)

IV.2.1 – Análisis experimental

En las instalaciones frigoríficas sin intercambiador intermedio que trabajan con compresores semiherméticos, el recalentamiento total previo al punto de aspiración, puede ser dividido básicamente en tres tipos: recalentamiento útil asociado al evaporador (IV.2), recalentamiento menos útil asociado a la línea de aspiración (IV.3), y recalentamiento introducido por el compresor semihermético (IV.4).

$$RU = T_{O,o} - T_{O,i} \quad (IV.2)$$

$$RMU = T_{Mot} - T_{O,o} \quad (IV.3)$$

$$R_{Mot} = T_{Asp} - T_{Mot} \quad (IV.4)$$

El primero de ellos está controlado por la válvula de expansión termostática, y evita que la salida del evaporador se de en condiciones de refrigerante líquido. El segundo de ellos, se debe fundamentalmente al intercambio de calor entre el ambiente y la línea de aspiración, la cual se encuentra siempre a una temperatura inferior. Por último, el recalentamiento en el motor se produce por la refrigeración del devanado eléctrico del compresor, el cual disipará más o menos calor en función de las condiciones de trabajo del compresor y del refrigerante empleado. En todos los casos se desea que estos valores sean lo más bajos posibles, por lo que la línea de entrada al compresor se aísla para evitar intercambio de calor con el medio, y la válvula de expansión se ajusta para reducir al máximo el recalentamiento útil en el evaporador. En el caso del recalentamiento introducido por el devanado, es imposible reducir el valor del mismo, por lo que su valor condicionará el recalentamiento total que hay en la instalación.

Para tener una idea del orden de magnitud de cada uno de estos recalentamientos, se presenta en la Figura IV.6 los tres recalentamientos anteriormente citados para unas condiciones de funcionamiento similares. En ella se aprecia como el recalentamiento en el motor crece rápidamente a medida que la temperatura de evaporación disminuye, constituyendo en todos los casos, la mayor parte del recalentamiento total que se introduce en la instalación. El recalentamiento útil permanece similar en todos los casos gracias al efecto de la válvula de expansión termostática, mientras que el recalentamiento menos útil varía debido a la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el medio externo, y las propiedades termodinámicas del refrigerante en esa zona.

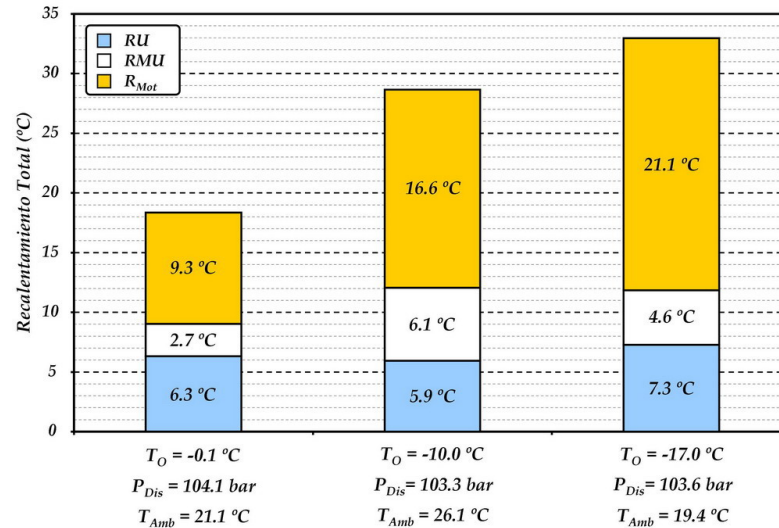


Figura IV.6 – Comparación de recalentamientos a diferentes niveles de evaporación

En términos de potencia, la potencia asociada al devanado eléctrico puede ser calculada de forma aproximada empleando la expresión (IV.5).

$$Q_{Mot} = m \cdot (h_{Asp} - h_{Mot}) \approx m \cdot c_p \cdot (T_{Asp} - T_{Mot}) \quad (IV.5)$$

Las Figuras IV.7 – IV.9 muestran la evolución de las diferentes potencias que intervienen en el compresor semihérmico, cuando se modifica la presión de gas-cooler: potencia asociada al recalentamiento introducido por el devanado eléctrico, potencia invertida en el proceso de compresión isentrópico (potencia ideal), y potencia disipada en la culata del compresor al ambiente. La relación entre los diferentes términos de potencia se explicará más adelante.

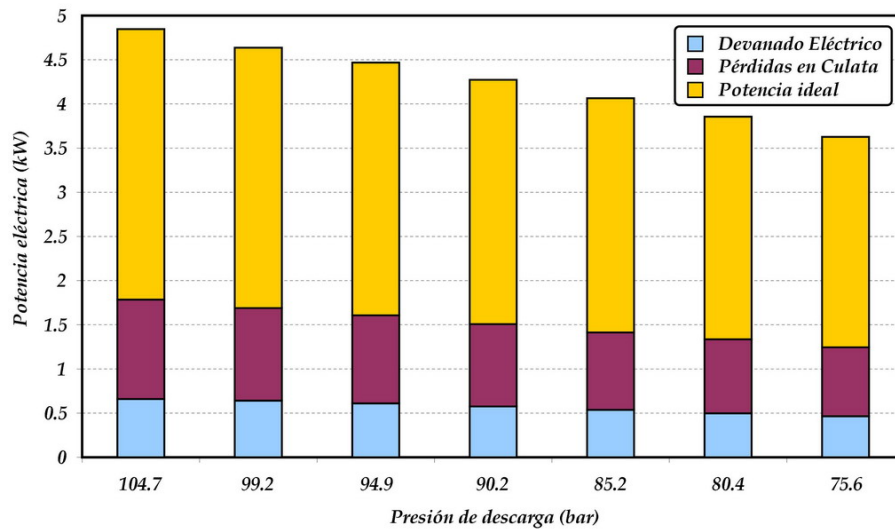


Figura IV.7 – Potencias puestas en juego en el proceso de compresión (T_O: 0.0 °C)

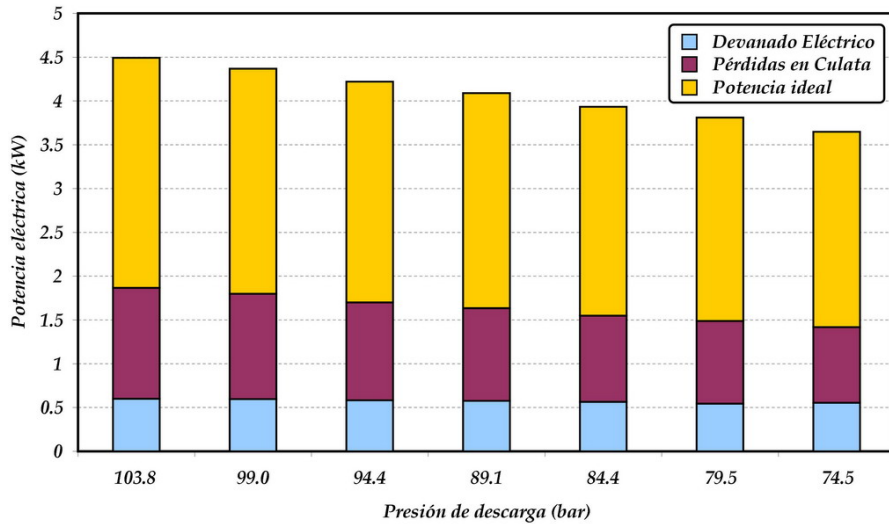


Figura IV.8 – Potencias puestas en juego en el proceso de compresión (T_O: -10.0 °C)

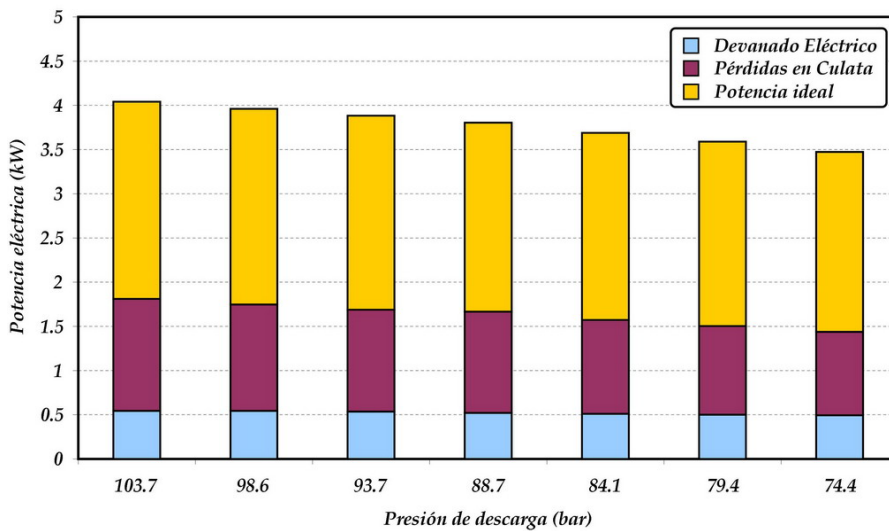


Figura IV.9 – Potencias puestas en juego en el proceso de compresión (T_O: -17.0 °C)

Los resultados obtenidos, muestran que la fracción de potencia eléctrica asociada al devanado tiene un valor similar para todos los niveles de evaporación ensayados, siendo esta potencia ligeramente superior con temperaturas de evaporación elevadas debido al aumento del caudal másico de refrigerante. Este último efecto se refleja en la potencia total consumida (suma de todas las potencias), donde se muestra un aumento de la misma a medida que se reduce la presión de gas-cooler.

Para poder analizar qué variables afectan al recalentamiento, se parte de la expresión (IV.5), sobre la cual se aplica la aproximación de CO₂ como gas ideal. Despejando de la expresión modificada, se llega a (IV.6) donde se observa que el recalentamiento en el motor es inversamente proporcional al valor medio del calor específico isobárico, y al caudal másico de refrigerante.

$$\frac{\dot{Q}_{Mot}}{\dot{m} \cdot \bar{c}_p} \approx (T_{Asp} - T_{Mot}) \quad (IV.6)$$

En esta expresión, la potencia disipada por el devanado del motor (\dot{Q}_{Mot}) depende de las condiciones de trabajo del compresor, mientras que el calor específico isobárico está en función de la temperatura de entrada en el compresor semihermético. Por tanto, el conjunto de parámetros que afecta al valor del recalentamiento en el motor son: las presiones de aspiración y descarga del compresor, el recalentamiento total previo al compresor y la velocidad de giro del mismo. Teniendo en cuenta todas éstas variables, el siguiente paso consiste en estudiar cuales de ellas repercuten en mayor medida sobre el recalentamiento introducido por el devanado eléctrico, con el fin de modelar el mismo.

El efecto de las presiones de evaporación y descarga sobre el recalentamiento del motor, se presenta en la Figura IV.10 para una misma velocidad de giro (1449.2 rpm)

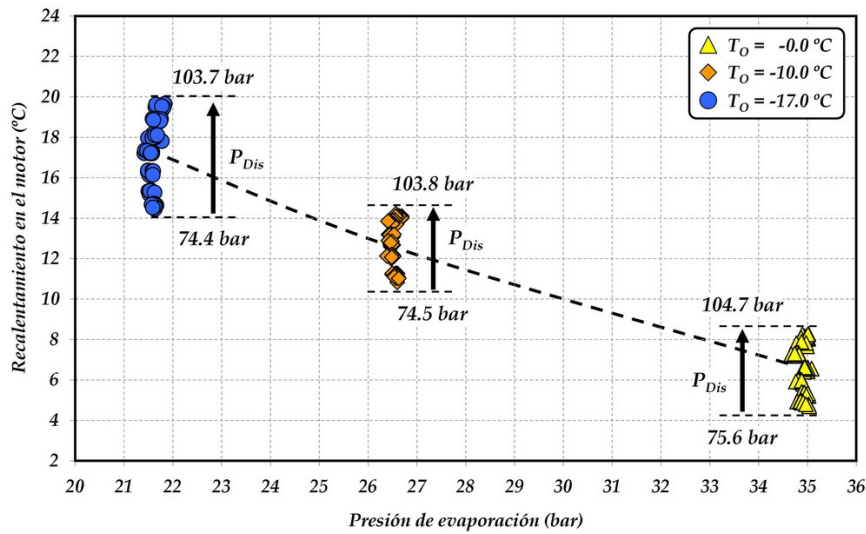


Figura IV.10 – Evolución de R_{Mot} con las presiones de evaporación y de descarga

De acuerdo con la Figura IV.10 se pueden destacar dos efectos importantes. El primero de ellos es la fuerte dependencia existente entre el recalentamiento en el motor eléctrico y las presiones de trabajo, de manera que cuanto menor sea la presión de evaporación y mayor sea la presión de descarga, mayor será el recalentamiento introducido por el devanado eléctrico. El segundo efecto destacable, es que el recalentamiento es más sensible a la presión de evaporación que a la presión de descarga, puesto que el aumento medio del recalentamiento con la presión de evaporación es de 0.81 °C/bar, frente a 0.17 °C/bar en el caso de la presión de descarga. Este mayor aumento se debe fundamentalmente a las variables a las cuales afecta cada una de las presiones anteriores. Así, la presión de evaporación afecta al caudal másico de refrigerante, a la temperatura del devanado eléctrico del motor y a la temperatura de entrada en el motor, mientras que la presión de descarga, solo afecta a las dos primeras, no influyendo para nada en la temperatura de entrada en el compresor de acuerdo con la configuración empleada (sistema con expansión múltiple escalonada).

Cabe destacar que en los ensayos realizados para modelar el compresor, el recalentamiento total previo a la entrada del compresor es prácticamente constante (~ 10 °C), por lo que su efecto sobre el recalentamiento introducido por el devanado eléctrico no se puede analizar correctamente. Sin embargo, cuando se analice el comportamiento de la instalación trabajando con un intercambiador intermedio, el valor de éste recalentamiento variará, lo que obligará a reajustar el modelo del compresor en base a estos ensayos en el caso de que se realice un estudio teórico del funcionamiento del mismo.

La Figura IV.11 muestra el efecto de la velocidad de giro del compresor sobre el recalentamiento en el motor eléctrico. Tal y como se observa, la velocidad de giro afecta ligeramente al recalentamiento en el motor, introduciendo variaciones de $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ para unas condiciones de presión de descarga, presión de evaporación y temperatura de entrada en el motor similares.

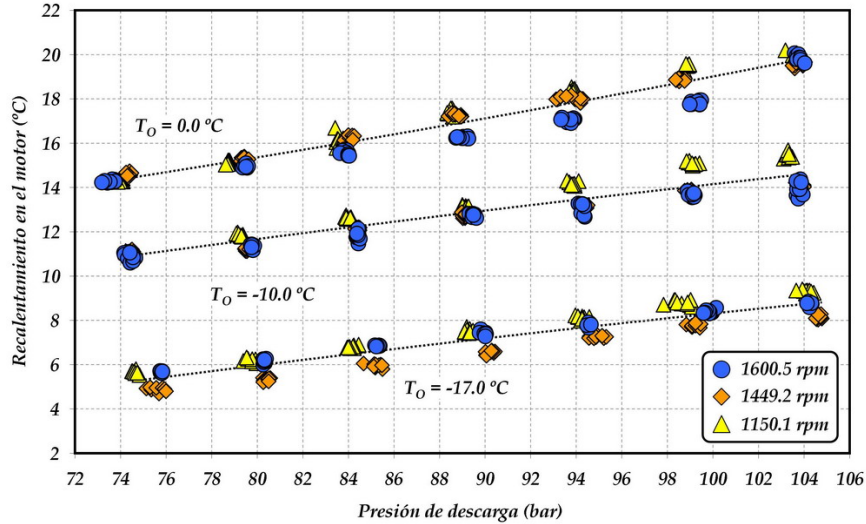


Figura IV.11 – Evolución de R_{Mot} con la velocidad de giro del compresor

IV.2.2 – Modelado del compresor semihermético

Analizadas las variables que afectan al recalentamiento en el devanado, el siguiente paso consiste en modelar el comportamiento del compresor semihermético. Para ello se han ajustado una serie de ecuaciones polinómicas mediante datos experimentales, que permiten calcular los principales parámetros del compresor semihermético: rendimiento volumétrico (η_V) (IV.7), rendimiento de compresión (η_C) (IV.8) (que considera los rendimientos isentrópicos y mecánicos de compresión), temperatura de descarga (T_{Des}) y recalentamiento asociado al devanado eléctrico (R_{Mot}) (IV.4).

$$\eta_V = \frac{\dot{m} \cdot v_{Asp}}{\dot{V}_G} \quad (IV.7)$$

$$\eta_C = \frac{h_{Dis,s} - h_{Asp}}{w_R} \quad (IV.8)$$

$$w_R = \frac{P_C - \dot{Q}_{Mot}}{\dot{m}} \quad (IV.9)$$

El rendimiento de compresión se ha definido como el cociente entre el trabajo específico de compresión ideal, y el trabajo específico real de compresión. Éste último puede ser calculado a través de la expresión IV.9, sabiendo la potencia eléctrica consumida por el compresor (P_C), el caudal másico trasegado por éste (\dot{m}) y la potencia que se deriva al devanado eléctrico (\dot{Q}_{Mot}) (IV.5).

Las variables utilizadas para ajustar el modelo son: presión y temperatura de entrada a motor (P_{Mot} y T_{Mot}), presión de descarga (P_{Dis}), velocidad de giro (N) y volumen específico de aspiración (v_{Asp}).

$$\eta_V = a_0 + a_1 \cdot P_{\text{Mot}} + a_2 \cdot P_{\text{Dis}} + a_3 \cdot v_{\text{Asp}} + a_4 \cdot N \quad (\text{IV.10})$$

$$R_{\text{Mot}} = a_0 + a_1 \cdot P_{\text{Mot}} + a_2 \cdot P_{\text{Mot}}^2 + a_3 \cdot P_{\text{Dis}} + a_4 \cdot P_{\text{Dis}}^2 + a_5 \cdot T_{\text{Mot}} + a_6 \cdot N \quad (\text{IV.11})$$

$$\eta_C = a_0 + a_1 \cdot P_{\text{Dis}} + a_2 \cdot R_{\text{Mot}} + a_3 \cdot T_{\text{Mot}} + a_4 \cdot N \quad (\text{IV.12})$$

$$T_{\text{Dis}} = a_0 + a_1 \cdot P_{\text{Mot}} + a_2 \cdot P_{\text{Dis}} + a_3 \cdot R_{\text{Mot}} + a_4 \cdot T_{\text{Mot}} + a_5 \cdot N \quad (\text{IV.13})$$

Los coeficientes de las expresiones (IV.10) a (IV.13) se muestran en la Tabla IV.1, mientras que el rango de validez de las expresiones anteriores, se muestra en la Tabla IV.2.

Coeficiente	η_V	η_C	R_{Mot} (°C)	T_{Dis} (°C)
a_0	1.149768	0.781749	11.559877	68.391494
a_1	0.001028	-0.000956	0.003480	-2.453539
a_2	-0.003592	-0.003812	-0.010213	1.009196
a_3	-13.660815	0.003565	0.183598	1.311928
a_4	0.000059	0.000033	-0.000168	0.646575
a_5	-	-	-0.259202	0.002591
a_6	-	-	-0.004376	-
ERROR _{MAX}	2.1 %	3.5 %	± 1.7	± 2.0

Tabla IV.1 – Coeficientes y errores máximos para las expresiones de ajuste (IV.10 a IV.13)

Parámetro	Rango de Validez		Variable	Rango de Validez	
	Min	Max		Min	Max
η_V (-)	0.56	0.83	P_{Mot} (bar)	20.35	34.38
η_C (-)	0.61	0.77	P_{Dis} (bar)	74.15	104.90
R_{Mot} (°C)	4.70	21.67	T_{Mot} (°C)	-7.48	9.02
T_{Dis} (°C)	77.00	149.24	N (rpm)	1148.83	1601.90

Tabla IV.2 – Rango de validez para las expresiones ajustadas

En los ajustes anteriores se ha considerado que la presión de entrada al motor es similar a la presión de aspiración, ya que la máxima diferencia de presión registrada entre ambas medidas es inferior a 0.2 bar en todos los casos.

El caudal másico trasegado por el compresor y la potencia eléctrica consumida por éste, pueden ser calculados mediante las expresiones (IV.14) y (IV.15), respectivamente.

$$\dot{m} = \frac{\eta_V \cdot \dot{V}_G}{v_{\text{Asp}}} \quad (\text{IV.14})$$

$$P_C = \frac{\dot{m} \cdot (h_{\text{Dis},s} - h_{\text{Asp}})}{\eta_C} + \dot{m} \cdot (h_{\text{Asp}} - h_{\text{Mot}}) \quad (\text{IV.15})$$

Para tener en cuenta el recalentamiento introducido por el compresor semihermético a la hora de calcular la potencia eléctrica del mismo, se ha dividido la expresión (IV.15) en dos términos. El primero de ellos está relacionado con la potencia eléctrica invertida en el proceso de compresión, teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas, isentrópicas y de calor al ambiente. El segundo de ellos hace referencia a las pérdidas de calor en el devanado eléctrico del motor, las cuales son absorbidas por el refrigerante despreciando el intercambio de calor con el ambiente en la superficie exterior del motor eléctrico (Figura IV.5), y la potencia cedida al aceite lubricante.

La validación del modelo empírico del compresor, se ha realizado empleando todos los datos experimentales utilizados en su ajuste. Las principales variables tomadas para la validación, han sido: caudal másico (Figura IV.12), potencia eléctrica (Figura IV.13) y temperatura de descarga (Figura IV.14). El error máximo cometido en términos de caudal másico y potencia eléctrica es inferior al 5 %, mientras que el error cometido en términos de temperatura de descarga es inferior a 3 °C.

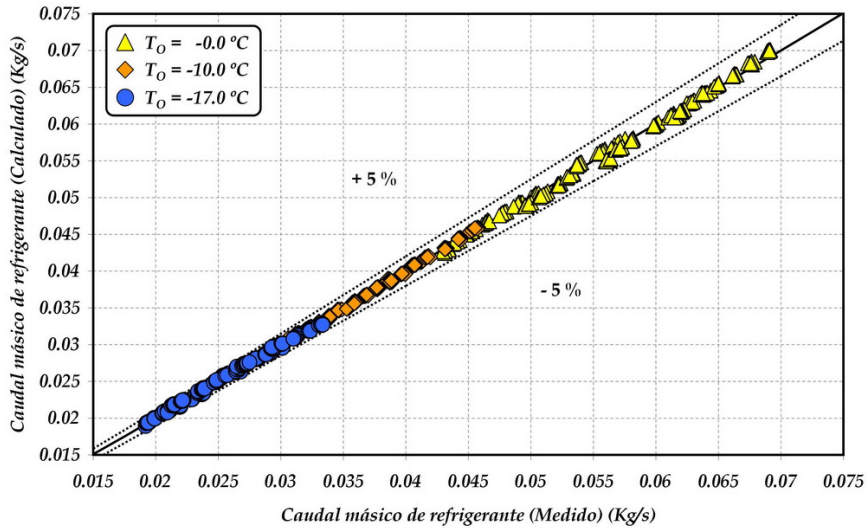


Figura IV.12 – Validación del caudal másico trasegado por el compresor

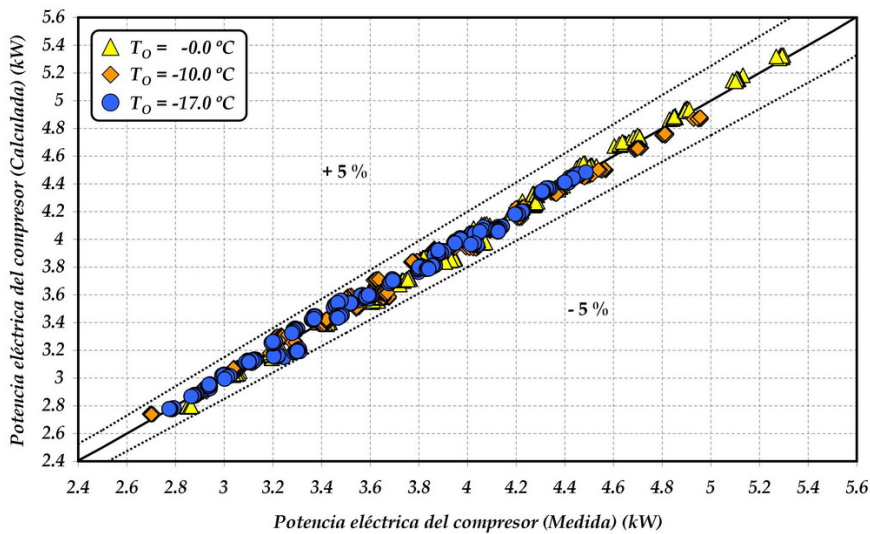


Figura IV.13 – Validación de la potencia eléctrica consumida

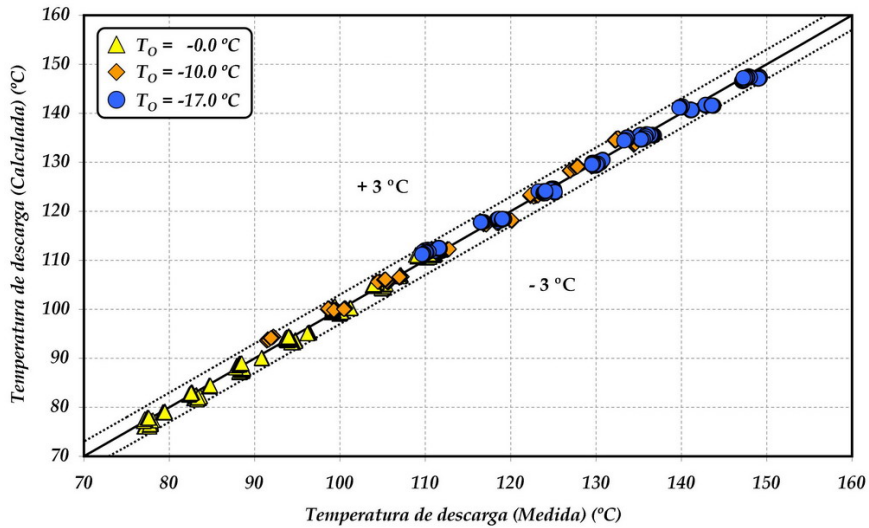


Figura IV.14 – Validación de la temperatura de descarga

IV.2.3 – Efecto del recalentamiento sobre la eficiencia energética

El efecto del recalentamiento introducido por el devanado eléctrico sobre la eficiencia energética de la instalación, puede ser cuantificado de forma aproximada comparando el funcionamiento actual de ésta (con compresor semihermético), con el comportamiento que tendría la misma si el eliminara este recalentamiento. Este nuevo funcionamiento sería equivalente a trabajar con un compresor abierto de igual tamaño geométrico que el compresor semihermético actual. Para poder realizar esta comparativa, se emplearán las ecuaciones paramétricas ajustadas anteriormente, donde se considera nulo el recalentamiento introducido por el devanado (R_{Mot}), y por tanto igualdad entre las temperaturas de aspiración y entrada a compresor: $T_{Asp} = T_{Mot}$. La presión de aspiración P_{Asp} se considerará igual a la presión de entrada a motor P_{Mot} ya que tal y como se ha comentado antes, prácticamente son similares. Para evitar confusiones en el análisis, se colocará el superíndice ‘*’ en todas aquellas variables que se refieren al funcionamiento sin recalentamiento en el motor.

IV.2.3.1 – Influencia sobre el caudal másico y la potencia frigorífica

De acuerdo con la expresión (IV.14), el caudal másico de refrigerante es inversamente proporcional al volumen específico de aspiración, por lo que todo aumento de este valor derivará en una reducción del caudal másico. Así, si la instalación frigorífica trabaja con un recalentamiento en el motor nulo, el caudal másico de refrigerante siempre será mayor que en el caso de trabajar con un compresor semihermético. Dado que el proceso de compresión no afecta al salto entálpico en el evaporador, el aumento del caudal másico derivará en un aumento de la potencia frigorífica generada por la instalación en la misma proporción que el aumento del caudal másico.

Para poder evaluar la reducción de caudal másico que supone el hecho de emplear un compresor semihermético, se empleará la expresión (IV.16), cuya representación gráfica se muestra en la Figura IV.15.

$$\Delta\dot{m}(\%) = \frac{\dot{m} - \dot{m}^*}{\dot{m}^*} \cdot 100 = \left(\frac{\eta_V}{\eta_V^*} \cdot \frac{v_{Asp}^*}{v_{Asp}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (IV.16)$$

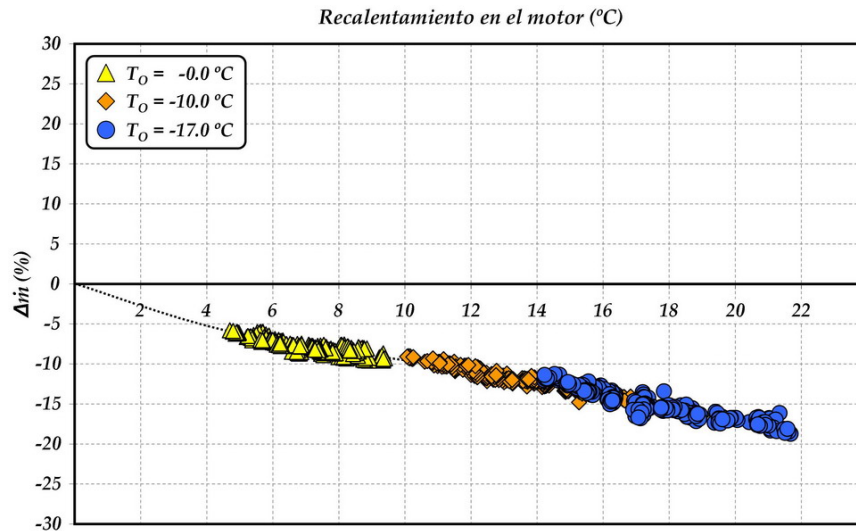


Figura IV.15 – Reducción del caudal másico con el recalentamiento en el motor

De acuerdo con la Figura IV.15, se observa que cuanto mayor es el recalentamiento en el motor mayor es la reducción que sufre el caudal másico de refrigerante, siendo esta reducción no lineal, ya que la pendiente se reduce ligeramente cuanto menor es la temperatura de evaporación. Este hecho se debe fundamentalmente a la forma matemática de la expresión (IV.16), donde la evolución de los rendimientos volumétricos depende, al fin y al cabo, del comportamiento de los volúmenes específicos según la expresión (IV.10).

El efecto del recalentamiento sobre la potencia frigorífica es similar al efecto del caudal másico (IV.17), ya que tal y como se ha comentado anteriormente, el salto entálpico en el evaporador se mantiene constante:

$$\Delta Q_o(\%) = \frac{Q_o - Q_o^*}{Q_o^*} \cdot 100 = \frac{\dot{m} - \dot{m}^*}{\dot{m}^*} \cdot 100 \quad (IV.17)$$

IV.2.3.2 – Influencia sobre la potencia eléctrica del compresor

Tal y como se comentó en el Apartado IV.2.2, la potencia eléctrica consumida por el compresor semihérmico (IV.15), se divide en dos términos correspondientes a la potencia eléctrica consumida en el proceso de compresión, y a la potencia térmica cedida al refrigerante a su paso por el devanado eléctrico.

Al eliminar el recalentamiento en el motor (R_{Mot}), la expresión empleada para poder calcular la potencia eléctrica, se reduce a un único término referido al proceso de compresión (IV.18), el cual no tiene en cuenta las pérdidas eléctricas asociadas al motor eléctrico que mueve el compresor (η_{Elec}), ni las pérdidas mecánicas por el sistema de transmisión empleado (η_{Mec}). En vistas a considerar estas pérdidas, se ha introducido un término adicional (IV.19) que se asume constante en cualquiera los casos ($\eta_{ME} = 0.85$) [109].

$$P_C^* = \dot{m}^* \cdot \frac{h_{Dis,s}^* - h_{Asp}^*}{\eta_C^* \cdot \eta_{ME}} = \dot{m}^* \cdot \frac{h_{Dis,s}^* - h_{Mot}}{\eta_C^* \cdot \eta_{ME}} \quad (IV.18)$$

$$\eta_{ME} = \eta_{Mec} \cdot \eta_{Elec} = 0.85 \quad (IV.19)$$

Empleando las expresiones (IV.18) y (IV.19), la variación porcentual de la potencia frigorífica puede ser calculada mediante la expresión (IV.20), la cual desarrollada deriva en la expresión (IV.21).

$$\Delta P_C(\%) = \frac{P_C - P_C^*}{P_C^*} \cdot 100 \quad (IV.20)$$

$$\Delta P_C(\%) = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} \cdot \frac{(h_{Asp} - h_{Mot}) + \frac{h_{Dis,s} - h_{Asp}}{\eta_C}}{\frac{h_{Dis,s}^* - h_{Mot}}{\eta_C \cdot \eta_{ME}}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (IV.21)$$

La representación gráfica de los resultados obtenidos mediante la expresión (IV.21), se muestran en la Figura IV.16.

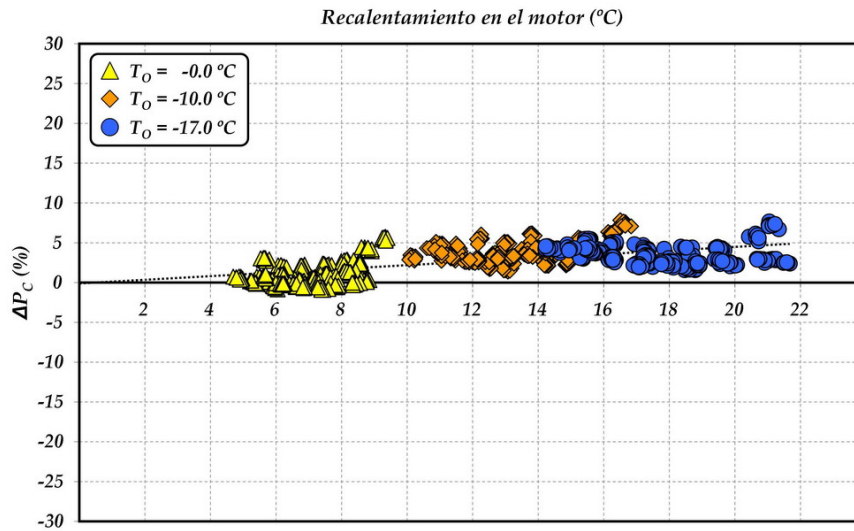


Figura IV.16 – Aumento de la potencia eléctrica con el recalentamiento en el motor

A la vista de los resultados representados en la Figura IV.16, se observa que el compresor semihermético posee una potencia eléctrica ligeramente superior (en torno a un 5 %) al compresor simulado como abierto. Esto se debe a que el aumento que sufre el trabajo específico de compresión, prevalece frente a la reducción que se da en el caudal másico de refrigerante.

IV.2.3.3 – Influencia sobre la eficiencia energética

Considerando los resultados obtenidos en las Figuras IV.15 y IV.16, resulta evidente que la eficiencia energética de la instalación frigorífica (IV.22) disminuya a causa del recalentamiento en el motor eléctrico. Para poder cuantificar esta reducción, se emplea la expresión (IV.23), la cual puede ser desarrollada en (IV.24) empleando las expresiones anteriormente mostradas.

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_C} \quad (IV.22)$$

$$\Delta COP(\%) = \frac{COP - COP^*}{COP^*} \cdot 100 \quad (IV.23)$$

$$\Delta\text{COP}(\%) = \left(\frac{\dot{Q}_o \cdot P_c^*}{\dot{Q}_o^* \cdot P_c} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{\frac{h_{\text{Dis},s}^* - h_{\text{Mot}}}{\eta_c^* \cdot \eta_{\text{ME}}} - 1}{(h_{\text{Asp}} - h_{\text{Mot}}) + \frac{h_{\text{Dis},s} - h_{\text{Asp}}}{\eta_c^*}} \right) \cdot 100 \quad (\text{IV.24})$$

De acuerdo con la expresión (IV.24), la variación de la eficiencia energética en la instalación frigorífica depende del recalentamiento y de la variación que sufre el trabajo específico de compresión, siendo independiente del caudal másico trasegado por éste.

Los resultados obtenidos mediante la expresión (IV.24) se presentan en la Figura IV.17, donde se observa reducciones de COP de hasta un 23 % debido al recalentamiento introducido por el devanado eléctrico.

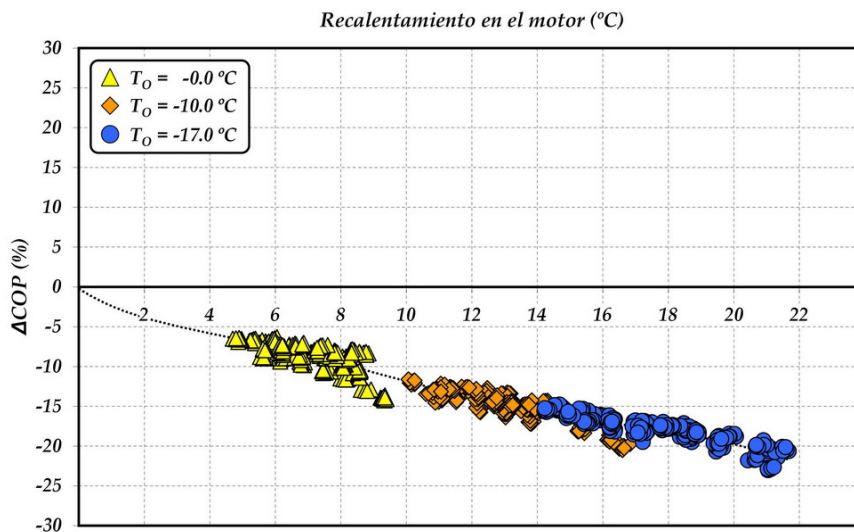


Figura IV.17 – Reducción del COP con el recalentamiento en el motor

IV.2.3.4 – Influencia sobre la temperatura de descarga del compresor

La consecuencia directa de aumentar la temperatura de aspiración, es el aumento de la temperatura de descarga del compresor, lo que limita el funcionamiento de la instalación cuando se trabajan con bajas temperaturas de evaporación (recalentamientos en motor más elevados). La Figura IV.18 muestra el incremento que sufre la temperatura de descarga en función del recalentamiento en el motor, donde se aprecia que el aumento de la temperatura en la descarga, es siempre superior al recalentamiento introducido por el motor debido a las irreversibilidades que aparecen durante el proceso de compresión.

El uso de compresores abiertos frente a semiherméticos, reduce considerablemente la temperatura de descarga (hasta 30°C), lo que por una parte permite ampliar el rango de utilización del compresor, ya que la temperatura alcanzada por el aceite lubricante se reduce, y por otra, permite el uso de otros elementos como el intercambiador intermedio, para intentar mejorar la eficiencia de la instalación frigorífica.

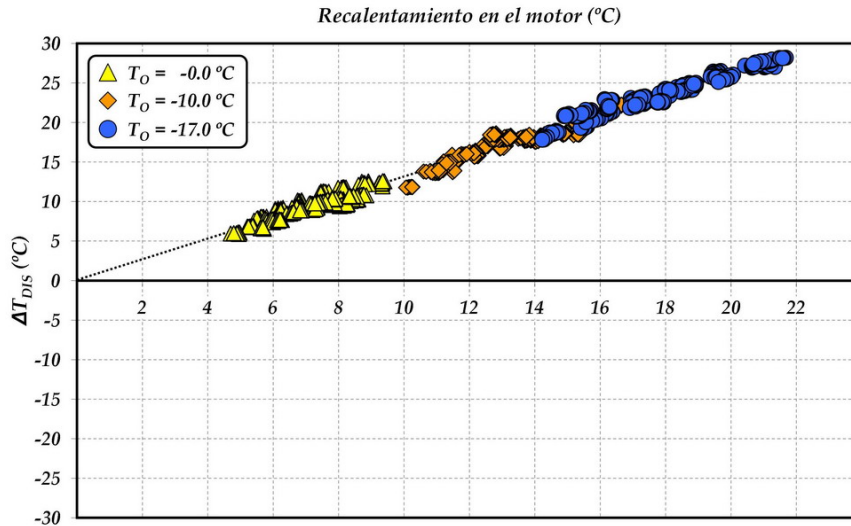


Figura IV.18 – Aumento de la temperatura de descarga con el recalentamiento en el motor

IV.2.4 – Conclusiones

El uso de compresores semiherméticos introduce siempre un recalentamiento adicional debido a la refrigeración del devanado eléctrico del motor. Este recalentamiento se encuentra fuertemente afectado por las condiciones de funcionamiento del propio compresor, siendo las presiones de evaporación y descarga, los parámetros con mayor influencia. La velocidad de giro del compresor, contribuye en menor medida al recalentamiento que introduce el devanado eléctrico, siendo su efecto mayor cuanto mayor es la presión de descarga.

De acuerdo con el análisis cualitativo realizado mediante las Figuras IV.1 – IV.3, se demuestra que el CO₂ es el refrigerante más sensible ante recalentamientos, y dado que el compresor semihermético introduce un recalentamiento muy pronunciado, es necesario analizar de forma cuantitativa la penalización que introduce éste sobre la eficiencia energética de la instalación frigorífica.

Los cálculos realizados permiten estimar reducciones de hasta un 20 % en la potencia frigorífica, y de hasta un 23 % en la eficiencia energética, trabajando con una temperatura de evaporación de -17 °C a altas presiones de descarga (105 bar). Bajo estas mismas condiciones, la temperatura de descarga puede ser reducida hasta 28 °C, lo que evita la descomposición del aceite lubricante. En base a éstos resultados, se concluye que el uso de compresores semiherméticos penaliza fuertemente las instalaciones que trabajan con CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas, siendo muy interesante, desde el punto de vista puramente energético, el uso de compresores abiertos en vez de semiherméticos.

IV.3 Análisis de la presión óptima

Al igual que en las instalaciones convencionales en régimen subcrítico, el nivel de alta presión, constituye una de las variables que más afecta a la eficiencia de la instalación frigorífica, debido a la relación que posee ésta con la potencia eléctrica consumida por el compresor y con la potencia frigorífica generada en evaporador. Sin embargo, a diferencia de aquellas, el nivel de alta presión en los ciclos supercríticos (también denominada presión de gas-cooler), no está condicionado por la temperatura del foco caliente, sino por la cantidad de masa de refrigerante que se acumula en la región de alta presión, dado que no existe condensación del fluido refrigerante. De acuerdo con este razonamiento, la presión de gas-cooler puede ser fijada libremente a través de un sistema de regulación adecuado que regule la presión dejando pasar más o menos cantidad de refrigerante [22].

Por analogía a los ciclos subcríticos, y teniendo en cuenta la libertad de regulación de la presión de gas-cooler, en un principio sería deseable trabajar con una presión lo más baja posible por encima de la presión crítica (73.77 bar). Sin embargo, diversos autores han demostrado la existencia de una presión óptima de funcionamiento (P_{OPT}), que permite maximizar la eficiencia de la instalación para unas condiciones de funcionamiento determinadas [36, 37, 81 – 83]. En el Capítulo I se ha explicado de forma cualitativa el motivo por el cual se produce esta presión óptima. En este apartado se explican de forma más detallada, las variables que afectan al valor de la presión óptima mediante un análisis teórico y experimental. La primera parte justifica, mediante simulaciones teóricas, las variables que mayor efecto poseen sobre la presión óptima empleando el modelo paramétrico del compresor anteriormente desarrollado. La segunda parte analiza, en base a datos experimentales, el funcionamiento de la instalación frigorífica al variar la presión de gas-cooler para un amplio rango de condiciones de funcionamiento. Por último, la tercera parte compara los valores de presión óptima alcanzados en la instalación experimental, con los valores de presión óptima establecidos por diversos autores en base a las expresiones matemáticas ajustadas por los mismos.

Para poder desarrollar este apartado, se empleará la configuración de ciclo con doble etapa de expansión, debido a la imposibilidad de controlar de forma simultánea mediante un único sistema de expansión, la presión de gas-cooler y el recalentamiento útil en el evaporador. Mediante esta configuración, cada uno de los dispositivos de expansión controla de forma independiente los parámetros anteriormente citados, siendo necesario instalar un depósito de acumulación entre etapas para asegurar que la aspiración de la segunda etapa de expansión se de siempre en condiciones de líquido saturado (Figura II.3). Este depósito de acumulación permite además, independizar la región de alta presión de la zona de baja, evitando así variaciones bruscas en ésta última por cambios de presión en la región de alta.

IV.3.1 – Análisis teórico de la presión óptima

El análisis teórico de la presión óptima, permite analizar cuales son las variables que mayor repercusión tienen sobre este parámetro, de manera que puedan simplificarse los ensayos experimentales realizados a posteriori.

Para poder llevar a cabo este análisis, se partirá del ciclo simplificado mostrado en la Figura IV.19 suponiendo que no existen pérdidas de carga en las líneas, que ambas expansiones son isentálpicas y que el ciclo opera en régimen estacionario. El modelo del compresor utilizado en este análisis, corresponde al modelo paramétrico anteriormente ajustado.

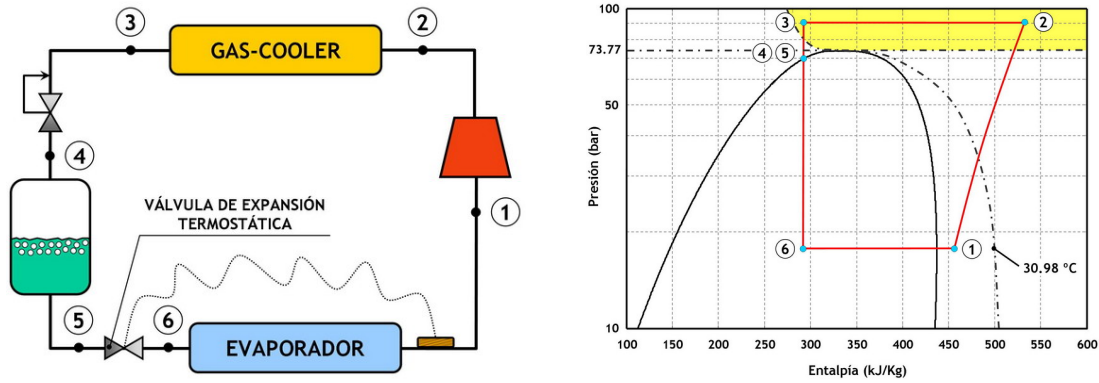


Figura IV.19 – Ciclo supercrítico con sistema de expansión escalonada

Empleando este ciclo y tomando como variables objeto de estudio las presiones de evaporación (P_O) y gas-cooler (P_{GC}), la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GC,o}$), el recalentamiento útil (RU) y menos útil en la línea de aspiración (RMU) y la velocidad de giro del compresor (N), se han realizado una serie de simulaciones en las que modificando cada una de las variables anteriores, se ha evaluado como varía la presión óptima en cada caso.

Para poder determinar la presión óptima, se ha simulado el comportamiento del ciclo anterior para diversos valores de presión de gas-cooler (en incrementos de 0.1 bar) según unas mismas condiciones de funcionamiento (P_O , RU, RMU, $T_{GC,o}$ y N). A partir de los resultados obtenidos, se ha buscado el COP máximo y con él, la presión de gas-cooler correspondiente (presión óptima).

IV.3.1.1 – Modificación de la temperatura de evaporación y salida de gas-cooler

Suponiendo constante la velocidad del compresor (1450 rpm) y los valores de ambos recalentamientos (RU y RMU) (5 °C), la Figura IV.20 muestra como varía la presión óptima al modificar la temperatura de evaporación según diferentes temperaturas de salida de gas-cooler.

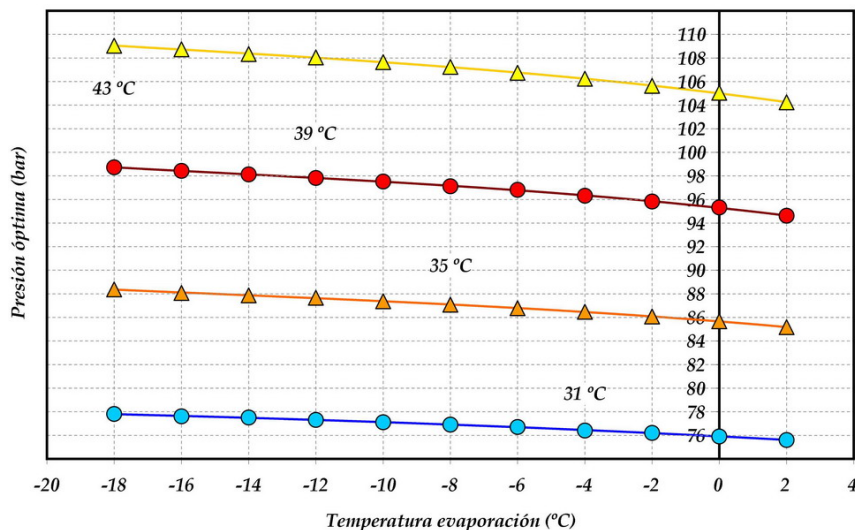


Figura IV.20 – Evolución de la presión óptima con las temperaturas de evaporación y salida de gas-cooler

De acuerdo con la Figura IV.20, se observa por una parte, que la temperatura de evaporación influye ligeramente en el valor de la presión óptima, de manera que cuanto menor sea el valor de la temperatura de evaporación, mayor será el valor de la presión óptima.

Por otra parte, se advierte una fuerte dependencia entre la temperatura de salida de gas-cooler y la presión óptima, de manera que cuanto mayor sea la temperatura de salida de gas-cooler, mayor será el valor de la presión óptima. La Figura IV.21 muestra esta dependencia para tres niveles de evaporación diferentes, observándose una relación prácticamente lineal entre ambas variables: presión óptima y temperatura de salida de gas-cooler.

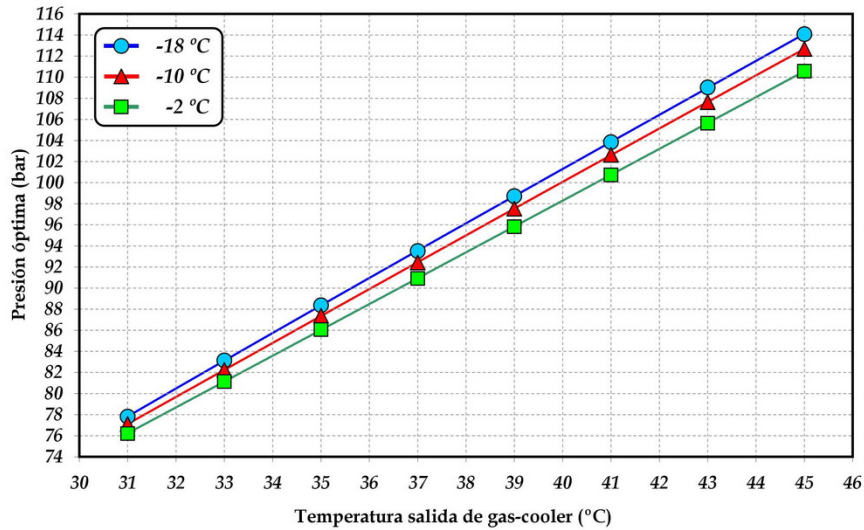


Figura IV.21 – Evolución de la presión óptima con la temperatura de salida de gas-cooler

Del mismo modo se observa que a medida que la temperatura de salida de gas-cooler aumenta, la variación de la presión óptima con la temperatura de evaporación se incrementa, pasando de un rango de variación de 2 bar a un rango de variación de 5 bar. Esto significa que cuanto menor sea la temperatura de salida de gas-cooler (siempre mayor o igual al valor de la temperatura crítica), menor será la influencia de la temperatura de evaporación en la presión óptima.

IV.3.1.2 – Modificación de la velocidad de giro del compresor

La dependencia entre presión óptima y velocidad de giro del compresor, se analiza en la Figura IV.22 suponiendo constante el valor de temperatura de salida de gas-cooler (34 °C), y los recalentamientos útil y menos útil (5 °C cada uno).

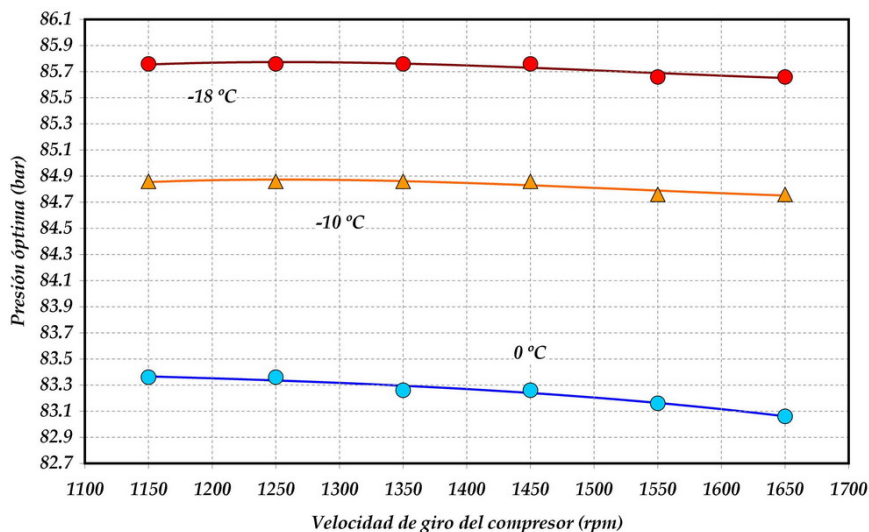


Figura IV.22 – Evolución de la presión óptima con la velocidad de giro del compresor

Los resultados muestran que prácticamente no existe dependencia entre ambas variables, es decir el valor de la presión óptima permanece prácticamente invariable para niveles de evaporación bajos. Para presiones de evaporación elevadas, el efecto de la velocidad es algo más pronunciado, lo que puede estar asociado a la mejora de los rendimientos de compresión que definen el compresor.

IV.3.1.3 – Modificación del recalentamiento útil en evaporador

El efecto del recalentamiento útil (RU) sobre la presión óptima, se muestra en la Figura IV.23 para una velocidad de giro de 1450 rpm, una temperatura de salida de gas-cooler de 34 °C y un recalentamiento menos útil de 5 °C.

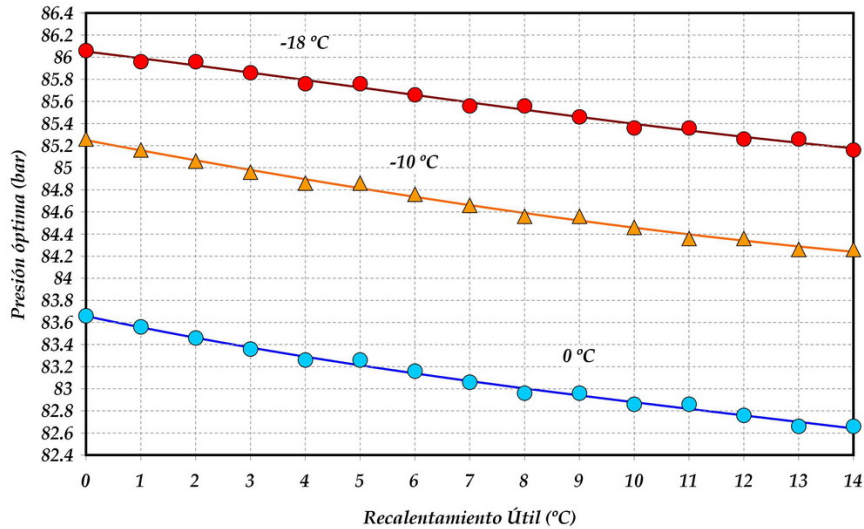


Figura IV.23 – Evolución de la presión óptima con el recalentamiento útil del evaporador

Tal y como se observa, la influencia del recalentamiento útil sobre el valor de la presión óptima también es reducido, siendo éste mayor que el efecto que posee la velocidad de giro del compresor. En este caso, el mayor efecto del recalentamiento útil se debe a la contribución que éste posee sobre la potencia frigorífica (aumento del salto entálpico en el evaporador), y sobre la potencia consumida por el compresor (aumento del trabajo específico de compresión).

IV.3.1.4 – Modificación del recalentamiento menos útil en línea

Considerando constante la velocidad de giro del compresor (1450 rpm), la temperatura de salida de gas-cooler (34 °C) y el valor del recalentamiento útil (5 °C), la Figura IV.24 muestra como varía la presión óptima con el recalentamiento menos útil en línea para diferentes niveles de evaporación.

Al igual que el recalentamiento útil, la contribución del recalentamiento menos útil sobre la presión óptima es reducida, si bien cabe destacar, que ambas variables se intentan minimizar al máximo en una instalación frigorífica, por lo que su contribución a la presión óptima no será considerada en el análisis experimental. Del mismo modo, la contribución de la velocidad de giro no será estudiada ya que su efecto es muy reducido según los resultados de la Figura IV.22.

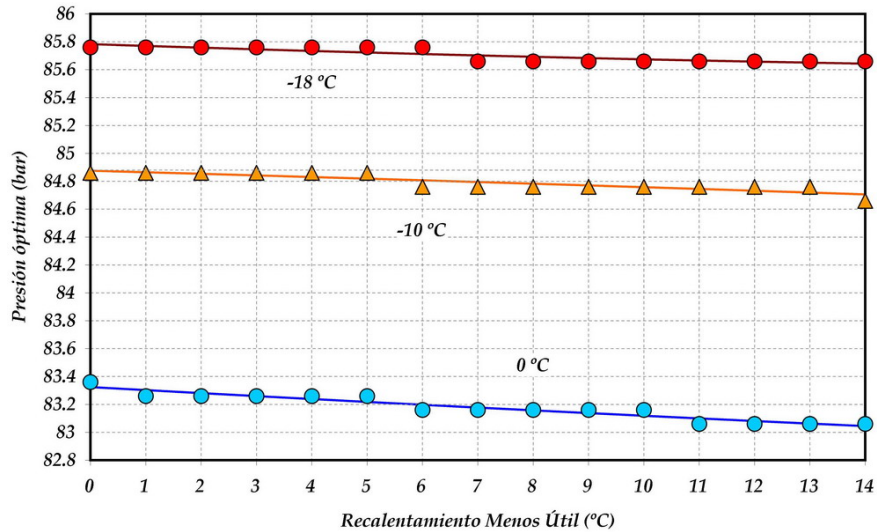


Figura IV.24 – Evolución de la presión óptima con el recalentamiento menos útil en línea

Por tanto, de acuerdo con los resultados obtenidos a través de la simulación, se puede decir que las variables que mayor influencia tienen sobre la presión óptima son la temperatura de salida de gas-cooler y la temperatura de evaporación, lo que coincide con los resultados teóricos obtenidos por otros autores tal y como se analizará posteriormente.

IV.3.2 – Análisis experimental de la presión óptima

Desde el punto de vista cualitativo, la máxima eficiencia en la instalación frigorífica se alcanza en las proximidades del punto crítico, donde las isothermas asociadas a la temperatura de salida de gas-cooler tienen un cambio de pendiente más pronunciado (Figura IV.25). Experimentalmente, este hecho se traduce en un mayor aumento del salto entálpico en el evaporador frente al aumento del trabajo específico de compresión.

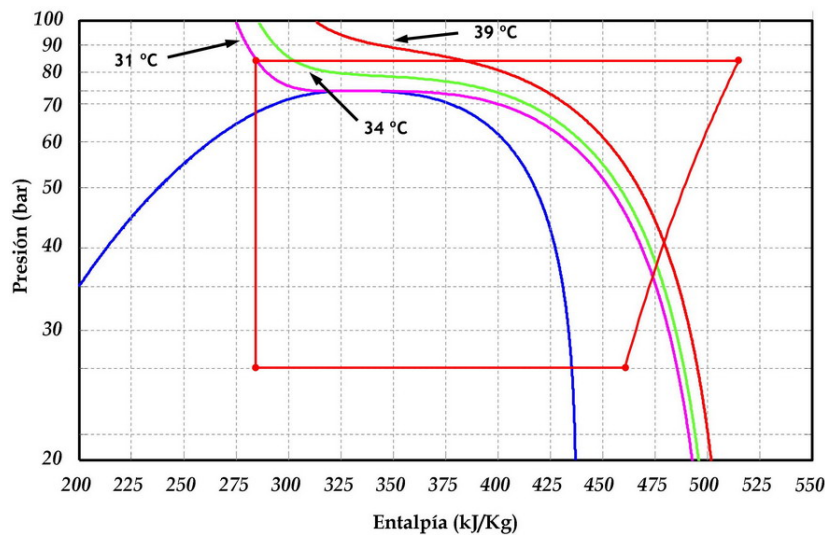


Figura IV.25 – Evolución de la presión óptima con el recalentamiento menos útil en línea

La Figura IV.26 muestra la evolución de la producción frigorífica específica y del trabajo específico de compresión, con la presión de gas-cooler. Tal y como se observa, la producción frigorífica específica evoluciona de forma no lineal frente a la evolución lineal del trabajo específico de compresión, lo que deriva en la aparición de un máximo en la eficiencia de la instalación de acuerdo con la expresión (IV.25).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_o}{P_c} = \frac{q_o}{w_c} \tag{IV.25}$$

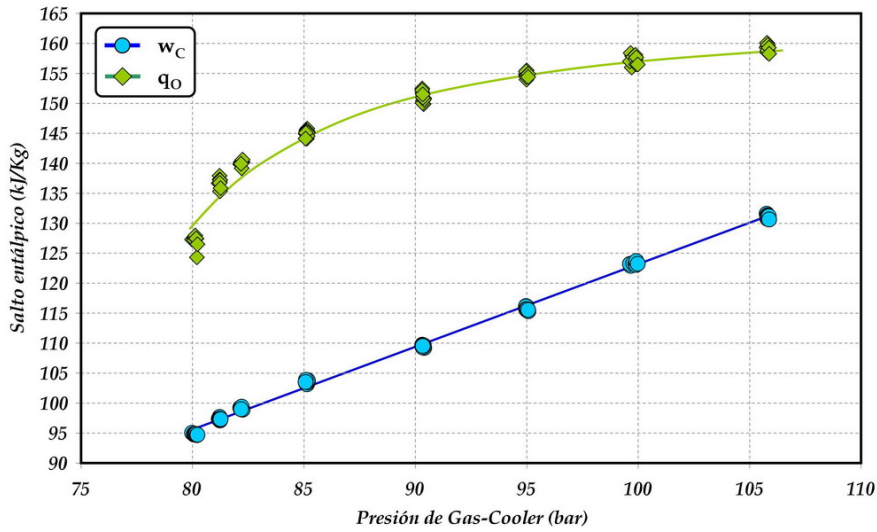


Figura IV.26 – Evolución del trabajo específico de compresión y del salto entálpico en el evaporador ($T_{GC,o}$: 34.2 °C, RU: 5.3 °C, RMU: 5.2 °C, N: 1451.3 rpm)

La presión para la cual se alcanza este valor máximo, esta influenciada por las variables anteriormente analizadas, siendo las temperaturas de evaporación y de salida de gas-cooler las que mayor repercusión tienen sobre el valor final de la presión óptima. Es por ello que los ensayos experimentales, se han llevado a cabo manteniendo constante la velocidad de giro del compresor, y los recalentamientos útil y menos útil. Las Figuras IV.27 – IV.29 presentan la evolución de la eficiencia en la instalación al variar la presión de gas-cooler para diferentes valores de temperatura de salida de gas-cooler y niveles de evaporación.

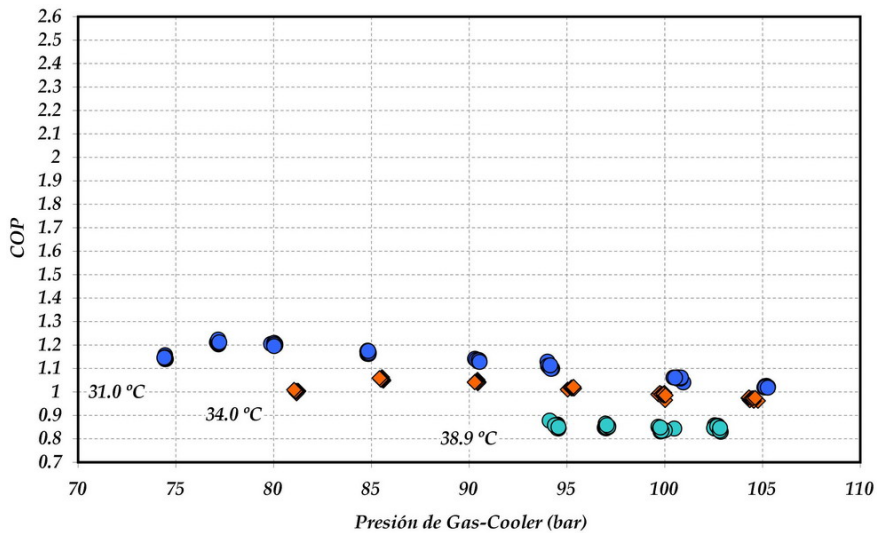


Figura IV.27 – Evolución del COP con la presión de gas-cooler para T_o : -17.0 °C

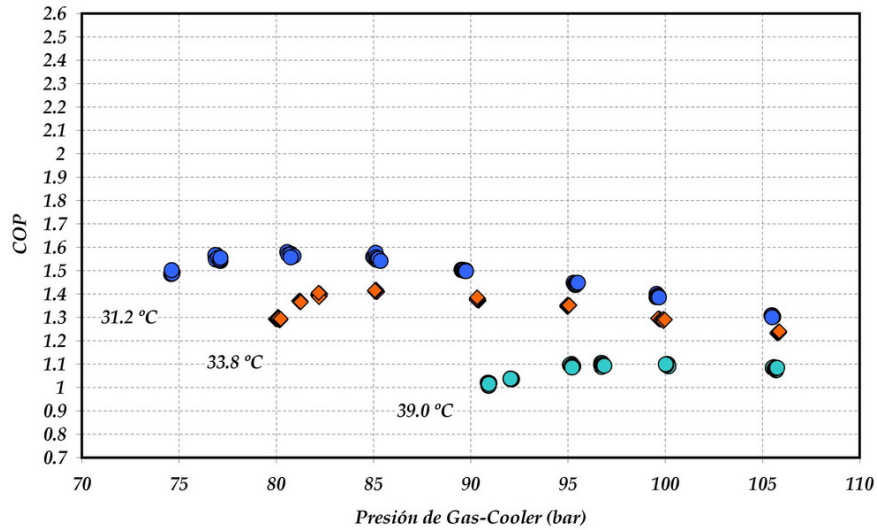


Figura IV.28 – Evolución del COP con la presión de gas-cooler para T_0 : $-10.0\text{ }^{\circ}\text{C}$

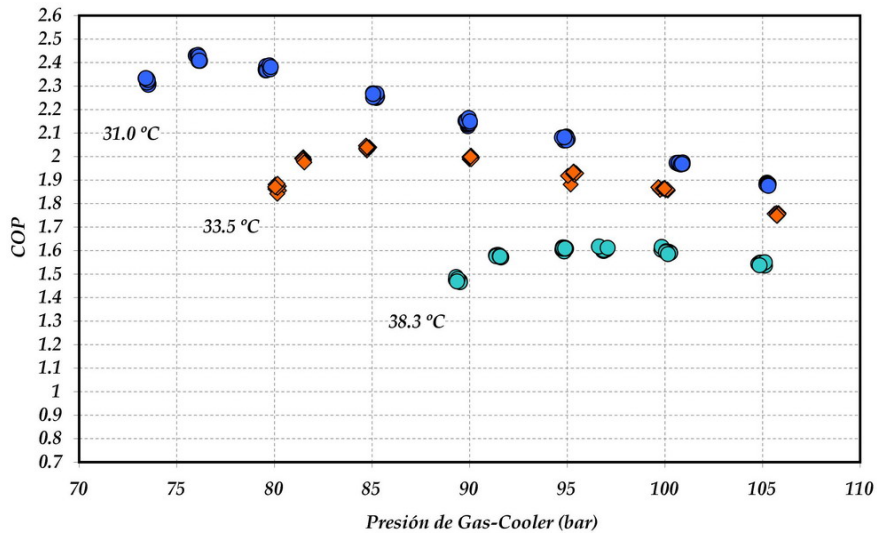


Figura IV.29 – Evolución del COP con la presión de gas-cooler para T_0 : $-0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$

Los resultados obtenidos en las Figuras IV.27 – IV.29, muestran una clara dependencia entre la temperatura de salida de gas-cooler y la presión óptima, de manera que cuanto mayor sea la temperatura de salida de gas-cooler, mayor será el valor de la presión óptima. Estos resultados se encuentran en concordancia con el análisis teórico anteriormente realizado (Figura IV.21).

La dependencia con el nivel de evaporación, también se hace evidente en las tres gráficas anteriores, donde se observa una reducción de la presión óptima a medida que aumenta el nivel de evaporación. De nuevo, estos resultados concuerdan con los análisis teóricos previos (Figura IV.20).

En cualquier caso, la influencia de la temperatura de salida de gas-cooler es superior a la temperatura de evaporación lo que puede ser justificado teniendo en cuenta que la temperatura de salida del gas-cooler afecta directamente al salto entálpico del evaporador, sin modificar con ello la potencia eléctrica del compresor, mientras que la temperatura de evaporación afecta al salto entálpico en el evaporador y al trabajo específico de compresión, es decir, a dos parámetros opuestos cuya interacción deriva en un menor efecto sobre la instalación.

IV.3.3 – Comparación con los resultados de otros autores

A partir de los resultados obtenidos, parece lógico pensar que la presión de gas-cooler es un parámetro que debe de ser controlado en todo momento, de manera que su valor pueda ser ajustado al valor óptimo en función de las variables anteriormente analizadas. Para ello, es necesario disponer de un sistema de control capaz de regular la presión de alta, al igual que de una expresión matemática que permita calcular este valor en base a ciertas variables medibles en la instalación. En este apartado se realiza una recopilación bibliográfica de las diferentes expresiones matemáticas ajustadas para ciclos supercríticos de CO₂, comparándolas posteriormente, con la expresión matemática obtenida mediante simulación.

IV.3.3.1 – Revisión bibliográfica

De forma general, las expresiones matemáticas ajustadas por los autores se basan en ecuaciones polinómicas simplificadas donde las principales variables de ajuste suelen ser las temperaturas de salida de gas-cooler y evaporador. Los coeficientes que ponderan estas variables dependen fundamentalmente de las características del compresor empleado y de su funcionamiento. Así, Liao *et al.* [36] propone una expresión (IV.26) cuyos parámetros fundamentales de ajuste son la temperatura de evaporación (T_o), la temperatura de salida de gas-cooler (T_{GC_o}), y los parámetros de ajuste del rendimiento isentrópico del compresor empleado (IV.27). Esta expresión desprecia el efecto del recalentamiento y emplea como unidades (°C) en temperatura y (bar) en presiones

$$P_{OPT} = \frac{2.7572 + 0.1304 \cdot T_o - 3.072 \cdot \frac{K}{C}}{1 + 0.0538 \cdot T_o + 0.1606 \cdot \frac{K}{C}} \cdot T_{GC_o} - \frac{8.7946 + 0.02605 \cdot T_o - 105.48 \cdot \frac{K}{C}}{1 + 0.05163 \cdot T_o + 0.2212 \cdot \frac{K}{C}} \quad (IV.26)$$

$$\eta_{ISO} = C - K \cdot \left(\frac{P_{GC}}{P_o} \right) = 1.003 - 0.121 \cdot \left(\frac{P_{GC}}{P_o} \right) \quad (IV.27)$$

Si se consideran condiciones ideales de funcionamiento, es decir, compresión isentrópica, la dependencia con los parámetros de ajuste del rendimiento isentrópico del compresor pueden ser despreciados, dando como resultado la expresión (IV.28), donde la presión óptima solo depende de la temperatura de evaporación y de la temperatura de salida de gas-cooler.

$$P_{OPT} = (2.778 - 0.0157 \cdot T_o) \cdot T_{GC_o} + (0.381 \cdot T_o - 9.34) \text{ (bar)} \quad (IV.28)$$

El rango de ajuste de las expresiones anteriores es de -10 a 20 °C para la temperatura de evaporación (T_o) y de 30 a 60 °C para la T_{GC_o} .

Sarkar *et al.* [82] plantea una expresión de presión óptima válida para una instalación frigorífica empleada al mismo tiempo para la producción de frío y de calor. Inicialmente propone una expresión que depende de las temperaturas de evaporación y salida de gas-cooler, de la eficiencia del intercambiador intermedio y del rendimiento isentrópico del compresor, aunque posteriormente la expresión se simplifica hasta depender únicamente de las temperaturas anteriormente citadas (IV.29).

$$P_{OPT} = 4.9 + 2.256 \cdot T_{GC0} - 0.17 \cdot T_o + 0.002 \cdot T_{GC0}^2 \text{ (bar)} \quad (IV.29)$$

El rango de validez de la misma comprende una temperatura de evaporación de -10 a 10 °C, con temperaturas de salida de gas-cooler entre 30 y 50 °C.

Kauf F. [81] desarrolla una expresión mucho más sencilla (IV.30) para un nivel de evaporación constante empleado en sistemas de A/C en automoción (5.3 °C). En esta expresión se emplea un compresor real de A/C, suponiendo una eficiencia constante en evaporador y gas-cooler. La expresión original se ajusta en función de la temperatura ambiente, pero se emplea una función de ajuste entre la temperatura ambiente y la temperatura de salida de gas-cooler.

$$P_{OPT} = 2.6 \cdot T_{GC0} + 7.54 \text{ (bar)} \quad (IV.30)$$

El rango de validez de esta expresión comprende una temperatura de salida de gas-cooler desde 35 hasta 50 °C.

Chen Y. *et al.* [83] analiza de forma teórica, la variación que sufre la eficiencia de la instalación frigorífica al introducir un intercambiador intermedio según diferentes condiciones de funcionamiento. A partir de los resultados propone una expresión matemática donde la presión óptima depende del título de vapor a la salida del evaporador, de la temperatura ambiente (T_{Amb}) y del rendimiento del intercambiador intermedio. El rendimiento interno empleado para poder realizar el ajuste corresponde a la expresión (IV.31) [110].

$$\eta_{ISO} = 0.9343 - 0.04478 \cdot \left(\frac{P_{GC}}{P_o} \right) \quad (IV.31)$$

Debido a que la expresión propuesta no se ajusta al funcionamiento de la instalación objeto de estudio, tomaremos la versión simplificada de la misma (IV.32), donde se supone rendimiento del intercambiador intermedio igual a cero, y título de salida del refrigerante igual a la unidad.

$$P_{OPT} = 0.2304 \cdot T_{Amb} + 1.929 \text{ (MPa)} \quad (IV.32)$$

Dado que la temperatura ambiente no es exactamente igual que la de salida de gas-cooler, Chen Y. *et al.* propone una aproximación entre ambas temperaturas, obtenida mediante el ajuste polinómico de los datos de J. S. Brown *et al.* [110] (IV.33).

$$T_{GC0} - T_{Amb} = -0.0015269 \cdot T_{Amb}^2 - 0.028866 \cdot T_{Amb} + 7.7126 \quad (IV.33)$$

El rango de validez de la expresión (IV.32) comprende una temperatura ambiente de 30 a 50 °C, para una temperatura de evaporación constante de 5.3 °C.

Wendy W. Yang *et al.* [111] estudian en una configuración de ciclo típica de automóvil, la dependencia entre la eficiencia máxima de la instalación y las diferentes variables que definen el comportamiento de la misma: temperatura del aire en el interior del vehículo (retorno del aire al evaporador), temperatura ambiente, temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler, velocidad de giro del compresor, humedad relativa en el habitáculo, caudal volumétrico de aire en el evaporador y presión de gas-cooler.

El resultado del estudio teórico muestra como la eficiencia de la instalación frigorífica depende fundamentalmente de la presión de gas-cooler, de la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler ($T_{GC,o}$) (relacionada linealmente con la temperatura ambiente), y la velocidad de giro del compresor. El resto de variables estudiadas poseen un efecto reducido sobre la eficiencia de la instalación, por lo que la expresión final de la presión óptima esta ajustada en base a estos parámetros, para diferentes velocidades de giro del compresor (IV.34).

$$\begin{aligned}
 P_{OPT} &= 136.86 \cdot T_{GC,o} + 4476.01 \text{ (kPa) (3000 rpm)} \\
 P_{OPT} &= 140.18 \cdot T_{GC,o} + 3775.82 \text{ (kPa) (1800 rpm)} \\
 P_{OPT} &= 165.85 \cdot T_{GC,o} + 2658.03 \text{ (kPa) (950 rpm)}
 \end{aligned}
 \tag{IV.34}$$

La influencia de la velocidad sobre la presión óptima, muestra un aumento de la misma al aumentar el valor de la velocidad. Sin embargo, en las simulaciones realizadas anteriormente (Figura IV.22), se observa como para velocidades de giro elevadas, el valor de la presión óptima disminuye ligeramente, siendo esta reducción mayor cuanto mayor sea el nivel de evaporación. Cabe destacar que el compresor empleado en ambos casos no es el mismo, ya que en la configuración simulada por Wendy W. Yang *et al.* el compresor es de tipo abierto, mientras que en análisis realizado anteriormente, es de tipo semihermético.

IV.3.3.2 – Ajuste para la presión óptima

Para ajustar una expresión matemática que permita calcular la presión óptima en base a la temperatura de evaporación y la temperatura de salida de gas-cooler, se partirá del ciclo frigorífico mostrado en la Figura IV.19. A partir de éste, y manteniendo constante el recalentamiento útil (RU: 5 °C), el recalentamiento en la línea de aspiración (RMU: 5°C) y la velocidad de giro del compresor (N: 1450 rpm), se determina el valor de la presión óptima para diferentes niveles de evaporación y temperaturas de salida de gas-cooler. La expresión (IV.35) muestra el ajuste matemático con un rango de validez determinado por el funcionamiento de la instalación (Tabla IV.3).

$$P_{OPT} = a_0 + a_1 \cdot T_O + a_2 \cdot T_O^2 + a_3 \cdot T_{GC,o} + a_4 \cdot T_{GC,o} \cdot T_O \text{ (bar)}
 \tag{IV.35}$$

a_0	0.297327	a_3	2.436998
a_1	0.106001	a_4	-0.009310
a_2	-0.004112		

Parámetro	Rango de Validez	
	Min	Max
T_O (°C)	-18.0	2.0
$T_{GC,o}$ (°C)	31.0	45.0
P_{OPT} (bar)	75.6	114.1

Tabla IV.3 – Rango de validez para la expresión (IV.35)

La Figura IV.30 compara los valores de presión óptima obtenidos de forma experimental con los valores calculados a partir de la expresión matemática anterior. Cabe destacar que las medidas realizadas con las sondas de presión tienen asociado un error de ± 0.96 bar, por lo que siempre existe un margen de incertidumbre entra ambas medidas.

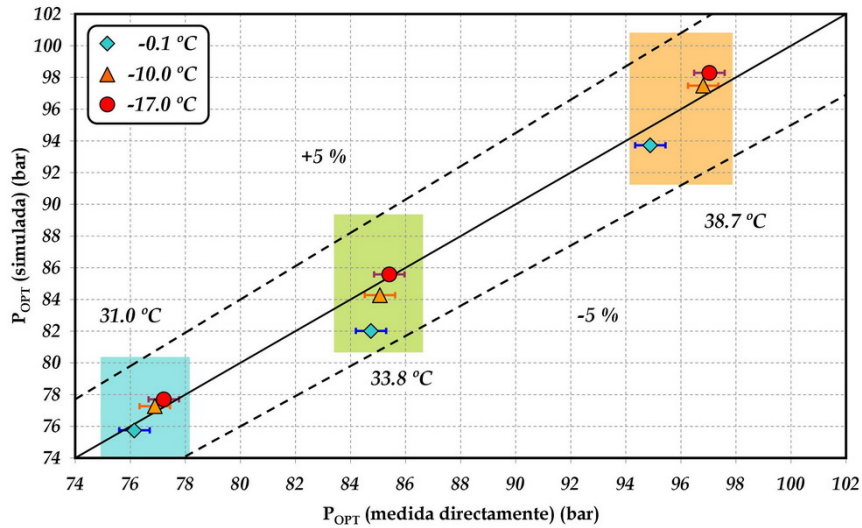


Figura IV.30 – Validación del ajuste matemático de la expresión (IV.35)

IV.3.3.3 – Comparación de resultados

A partir de las expresiones mostradas anteriormente, se puede calcular fácilmente el valor de la presión óptima conociendo los valores de temperatura de salida de gas-cooler y temperatura de evaporación. El resultado obtenido dependerá de la expresión utilizada, puesto que cada expresión corresponde a unas condiciones de funcionamiento muy específicas.

Con la finalidad de comparar entre sí los resultados obtenidos a través de las diferentes expresiones, y mostrar al mismo tiempo la importancia que posee trabajar con valores de presión óptima, se han elaborado las Figuras IV.31 – IV.33 donde se presenta la reducción porcentual que sufre la eficiencia de la instalación, cuando se produce una variación porcentual con respecto a la presión óptima (expresión IV.36). Esta reducción se presenta para tres temperaturas de salida de gas-cooler diferentes: 31, 34 y 39 °C.

$$\Delta P_{OPT}(\%) = \frac{P - P_{OPT}}{P_{OPT}} \cdot 100 \quad (IV.36)$$

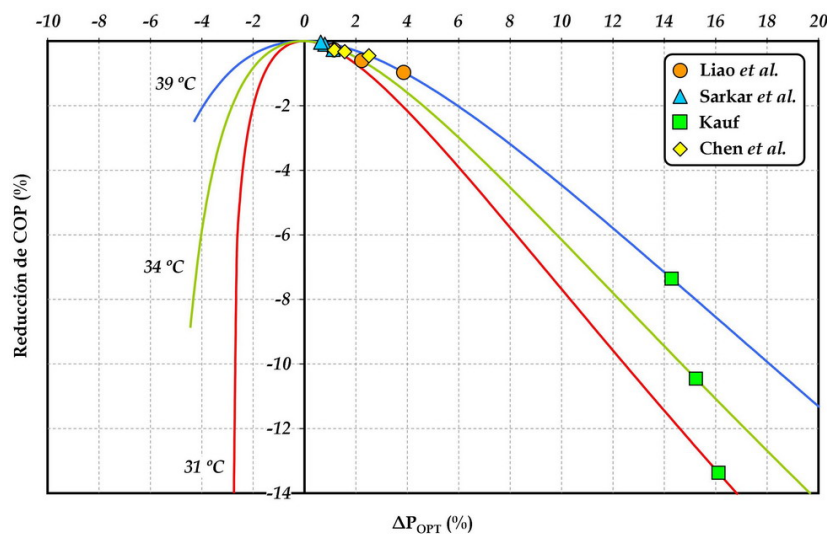


Figura IV.31 – Reducción del COP al variar la presión de gas-cooler con respecto el valor óptimo (T_O: 0 °C, RU: 5 °C, RMU: 5 °C, N: 1450 rpm)

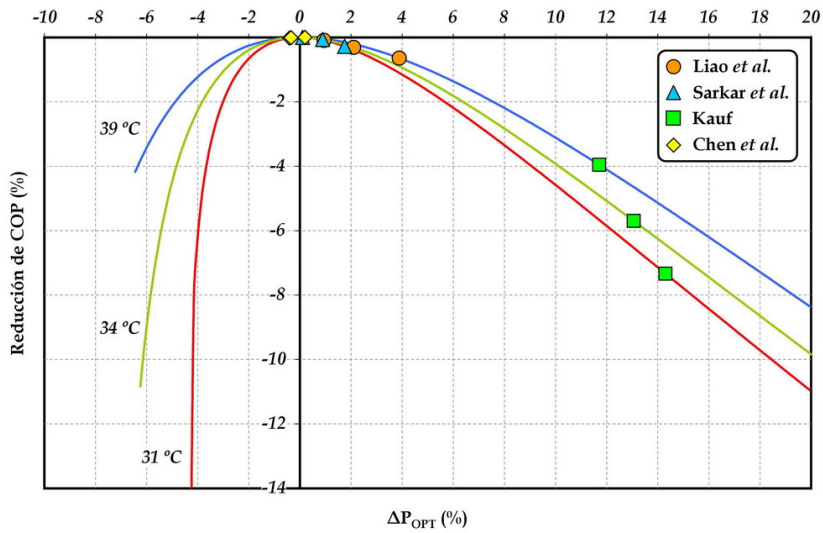


Figura IV.32 – Reducción del COP al variar la presión de gas-cooler con respecto el valor óptimo (T_C : -10 °C, RU: 5 °C, RMU: 5 °C, N: 1450 rpm)

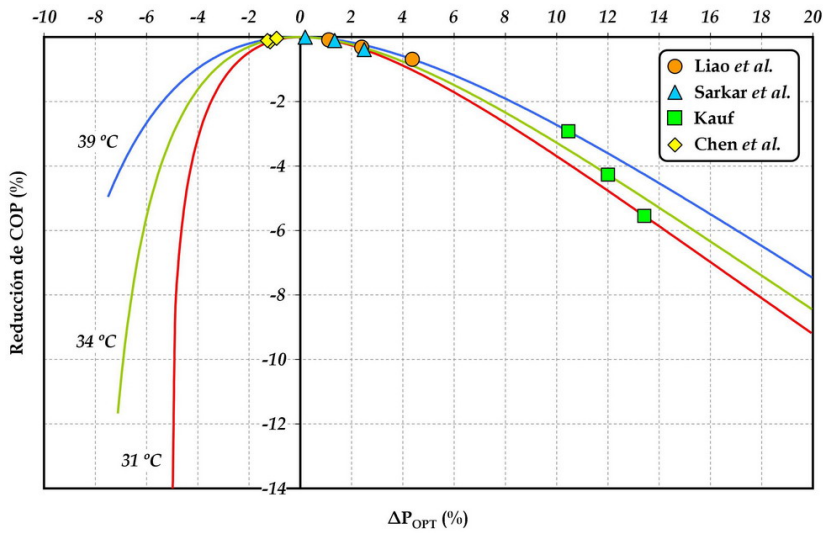


Figura IV.33 – Reducción del COP al variar la presión de gas-cooler con respecto el valor óptimo (T_C : -17 °C, RU: 5 °C, RMU: 5 °C, N: 1450 rpm)

A raíz de los resultados mostrados en las Figuras IV.31 – IV.33, se pueden extraer dos conclusiones. Por un aparte, que existe una evidente reducción de la eficiencia cuando se trabaja con presiones de gas-cooler diferentes al valor óptimo, lo cual corrobora los resultados experimentales mostrados en las Figuras IV.27 – IV.29. Por otra parte, la reducción que sufre la eficiencia no es uniforme, siendo ésta más pronunciada cuanto menor es la presión de gas-cooler con respecto el valor óptimo. Además, esta reducción se acentúa con las temperaturas de evaporación y salida de gas-cooler, de manera que cuanto mayor sea la temperatura de evaporación, y menor sea la temperatura de salida de gas-cooler (más próxima al valor crítico), mayor será la penalización que sufrirá el COP de la instalación por trabajar con valores de presión diferentes al valor óptimo [37, 111].

Los resultados de presión óptima obtenidos a partir de las expresiones de los autores, coinciden prácticamente con el valor óptimo alcanzado por la instalación frigorífica, siendo la expresión de Kauf la que mayor dispersión tiene de todas las utilizadas.

Las expresiones de Chen *et al.* y Sarkar *et al.*, presentan los mejores resultados en cuanto a presión óptima, si bien la expresión de Chen es válida para un único nivel de evaporación (5.3 °C), empleando una expresión polinómica para la diferencia de temperaturas entre la entrada de aire y la salida del refrigerante del gas-cooler (IV.33).

Cabe destacar, que las expresiones ajustadas por Liao *et al.* y Sarkar *et al.* emplean compresores ideales con rendimiento isentrópico unitario, mientras que las expresiones de Chen *et al.* y Kauf F. utilizan modelos de compresores reales. A la vista de los resultados obtenidos, se puede decir que el efecto del compresor sobre el valor de la presión óptima es muy reducido, alcanzándose variaciones de hasta un 4 % en la presión óptima, lo que supone variaciones en el COP inferiores al 1 %.

IV.3.4 – Conclusiones

El análisis de la presión óptima realizado en este apartado, pone de manifiesto la fuerte dependencia existente entre la presión óptima y las temperaturas de salida de gas-cooler y evaporación. De forma cualitativa, se ha comprobado que el recalentamiento útil, menos útil y la velocidad de giro del compresor poseen un efecto reducido sobre el valor de la presión óptima, y que por tanto, su efecto puede ser despreciado teniendo en cuenta la poca variabilidad de estos parámetros en una instalación convencional donde la velocidad de giro y los recalentamientos anteriores se procuran mantener constantes.

El hecho de trabajar con valores de presión diferentes al valor óptimo, supone una reducción de la eficiencia en la instalación, tanto mayor cuanto menor sea la presión de trabajo con respecto el valor óptimo. Además esta reducción se acentúa cuanto menor sea la temperatura de salida de gas-cooler (más cerca esté funcionando la instalación de la temperatura crítica) y mayor sea el valor de la temperatura de evaporación.

En base a los resultados experimentales y teóricos obtenidos, es conveniente trabajar siempre con presiones ligeramente superiores al valor óptimo, ya que la reducción de COP es mínima y se evita trabajar en una región donde la eficiencia cae rápidamente al reducirse la presión de gas-cooler.

La comparativa entre las diferentes expresiones matemáticas empleadas por los autores, muestra que la mayoría de ellas se ajustan correctamente al funcionamiento óptimo de la instalación frigorífica, siendo las expresiones de Chen *et al.* y Sarkar *et al.*, las que menor dispersión presentan. Estas expresiones han sido ajustadas con diferentes modelos matemáticos de compresor (reales e ideales), lo que demuestra que los parámetros que definen el compresor afectan muy poco al valor de la presión óptima.

IV.4 Análisis del efecto del intercambiador intermedio

El intercambiador intermedio (*Internal Heat Exchanger (IHX)* o *Suction to Line Heat Exchanger (SLHX)*), es un elemento que tiene dos funciones básicas de seguridad en cualquier ciclo subcrítico de compresión de vapor. Por una parte, asegura que la entrada del sistema de expansión se dé en condiciones de líquido saturado o subenfriado, evitando así la presencia vapor de refrigerante que puedan derivar en un mal funcionamiento de éste. Por otra parte, evita la presencia de refrigerante líquido en la línea de aspiración del compresor cuando se reduce bruscamente la carga del evaporador o se tiene un exceso de masa en la instalación. Estas dos funciones se realizan de forma simultánea, puesto que el IHX se coloca a la salida del condensador y a la salida del evaporador, comunicando térmicamente el refrigerante líquido a alta presión (fluido caliente), con el refrigerante en forma de vapor recalentado a baja presión (fluido frío). Esta interacción da como resultado, un recalentamiento en la corriente de vapor de refrigerante junto con un subenfriamiento en la corriente de líquido que procede del condensador. La consecuencia directa de ambos fenómenos genera un aumento del trabajo específico de compresión, un aumento del salto entálpico en el evaporador, y una reducción del caudal másico trasegado por el compresor, lo que en conjunto puede mejorar o empeorar la eficiencia de la instalación frigorífica, confiriéndole al IHX una segunda propiedad relacionada con la mejora energética de la planta frigorífica [50].

De acuerdo con el funcionamiento descrito, el uso del IHX en ciclos transcíticos de CO₂, tiene como objetivo fundamental mejorar la eficiencia energética de la instalación frigorífica, puesto que por una parte, en estos ciclos la entrada al sistema de expansión se da siempre en condiciones de fluido supercrítico, es decir, sin que exista vapor de refrigerante, y por otra, la gran mayoría de las instalaciones que trabajan en condiciones transcíticas emplean compresores semiherméticos o herméticos cuyo funcionamiento introduce un recalentamiento previo al punto de aspiración.

El alcance de la mejora introducida por el IHX dependerá básicamente de las condiciones de funcionamiento de la instalación, del tamaño del intercambiador, y el tipo de configuración empleada en la instalación frigorífica (sistema de expansión única o sistema de expansión escalonada). De acuerdo con esto, en este apartado se analizará experimentalmente el efecto que posee el intercambiador intermedio cuando se coloca en la configuración con expansión escalonada analizada en los apartados anteriores. Los esquemas empleados para poder realizar este análisis se muestran en las Figuras IV.34 y IV.35, donde la diferencia fundamental radica en la ubicación del intercambiador intermedio y en la finalidad del mismo, ya que en el segundo caso, el intercambiador intermedio sí que actúa como elemento de seguridad para el segundo sistema de expansión.

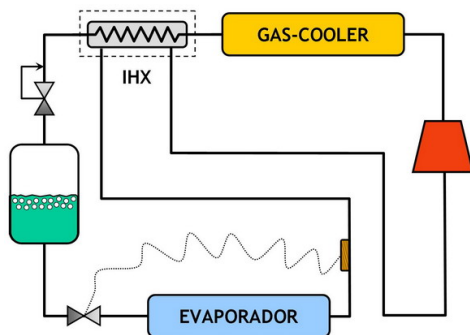


Figura IV.34 – IHX a la salida del gas-cooler

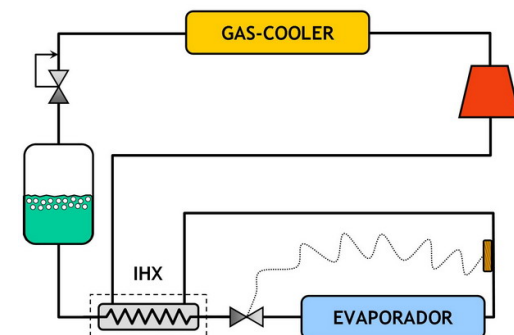


Figura IV.35 – IHX a la salida del depósito

IV.4.1 – Funcionamiento del IHX

Tal y como se ha comentado anteriormente el IHX introduce dos efectos contrarios que pueden mejorar o empeorar el funcionamiento de la instalación frigorífica desde el punto de vista energético. Por una parte, el IHX reduce la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler, aumentando de esta manera el salto entálpico en el evaporador (q_0). Por otra parte, el IHX introduce un recalentamiento adicional previo al punto de aspiración que aumenta el trabajo específico de compresión (w_s), la temperatura de descarga (T_{Dis}) y el volumen específico de aspiración (v_{Asp}). Este último disminuye el caudal másico trasegado por el compresor (expresión IV.37), afectando directamente a las potencias puestas en juego en la instalación.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \cdot \dot{V}_G}{v_{Asp}} \quad (IV.37)$$

Puesto que las potencias frigorífica y eléctrica dependen de la interacción entre salto entálpico y el caudal másico, no es posible predecir a priori la evolución de cada una de ellas, al igual que en la eficiencia energética, la cual solo depende de los valores alcanzados por los saltos entálpicos en compresor y evaporador (expresión IV.25).

El funcionamiento del IHX en la instalación, dependerá de las condiciones de trabajo de la misma, así como de la posición en la que se encuentre instalado (Figuras IV.34 y IV.35). De forma general, este funcionamiento puede definirse en función de la eficiencia [50], la cual se define como la relación entre la potencia real (\dot{Q}_{ihx}) y la potencia ideal (\dot{Q}_{ideal}) intercambiada, suponiendo en éste último caso disposición en contracorriente y una superficie de intercambio infinita.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{IHX}}{\dot{Q}_{Ideal}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h}{\dot{m} \cdot \Delta h_{MAX}} \quad (IV.38)$$

En esta expresión la potencia real (\dot{Q}_{ihx}) se refiere a cualquiera de los fluidos empleados ya que se supone que no hay pérdidas en el IHX. Sin embargo el salto entálpico máximo (Δh_{MAX}) se refiere siempre al fluido de menor capacidad térmica, es decir aquél que limita la potencia intercambiada en el IHX.

IV.4.2 – Colocación del IHX a la salida del gas-cooler

Por analogía directa con los ciclos subcríticos, el IHX se suele colocar a la salida de gas-cooler con la finalidad de enfriar el fluido supercrítico a través de la corriente de vapor de refrigerante procedente del evaporador (Figura IV.34). En esta configuración el fluido de menor capacidad es el vapor, ya que si hipotéticamente consideramos un mismo salto térmico en las dos zonas del IHX, se observa que el salto entálpico asociado a la región supercrítica es mucho mayor, que el salto entálpico asociado a la región de vapor recalentado (Figura IV.36). Teniendo en cuenta esta disposición, la expresión (IV.38) de la eficiencia, puede ser expresada según (IV.39):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{IHX}}{\dot{Q}_{Ideal}} = \frac{(h_{LP,o} - h_{LP,i})}{(h(T_{HP,i}, P_O) - h_{LP,i})} \quad (IV.39)$$

Donde $h(T_{HP,i}, P_O)$ es la entalpía calculada en las condiciones de baja presión, según la temperatura de entrada del fluido supercrítico en el IHX.

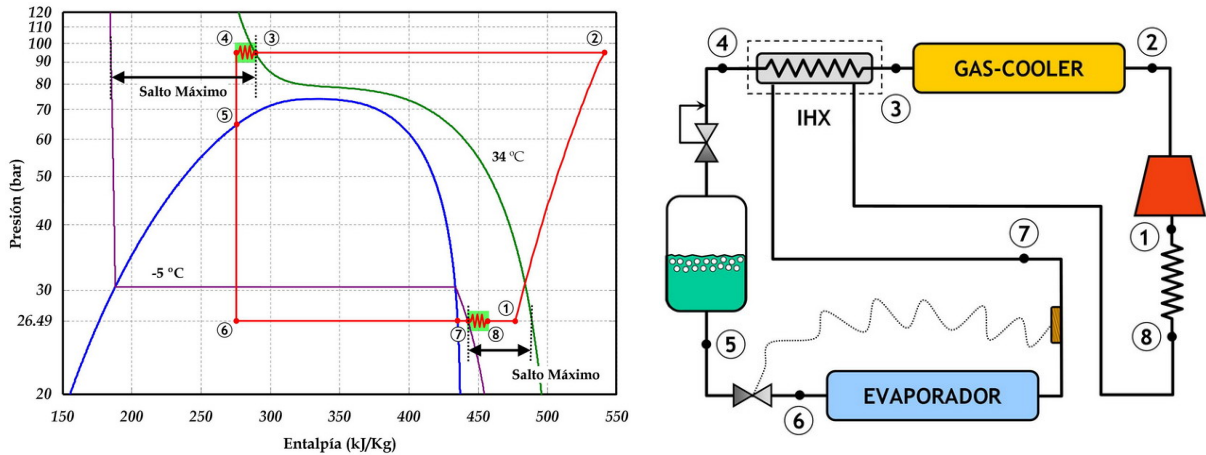


Figura IV.36 – Diagrama Ph para el ciclo con IHX

(T_O : -10 °C, RU: 5 °C, RMU: 0 °C, P_{GC} : 95 bar)

Los resultados experimentales calculados mediante la expresión (IV.39), se presentan en las Figuras IV.37 – IV.39 para los tres niveles de evaporación ensayados y diferentes temperaturas de salida de gas-cooler. En todas las figuras se observan como la eficiencia del IHX varía considerablemente para las diferentes condiciones de ensayo estudiadas.

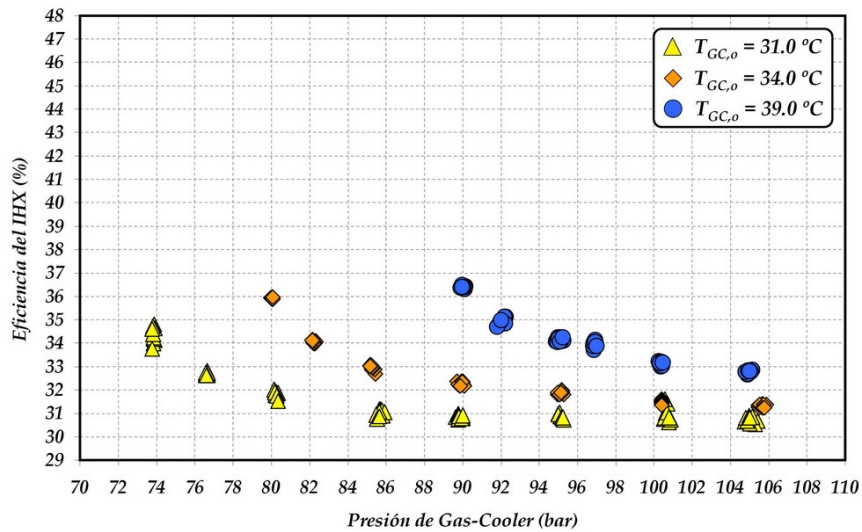


Figura IV.37 – Evolución de la eficiencia del IHX (T_O : 0.0 °C)

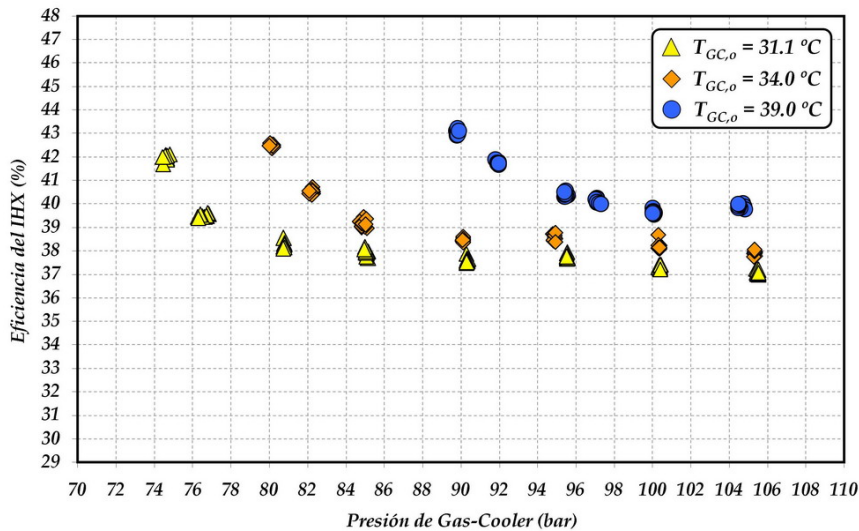


Figura IV.38 – Evolución de la eficiencia del IHX ($T_O : -10.0\text{ °C}$)

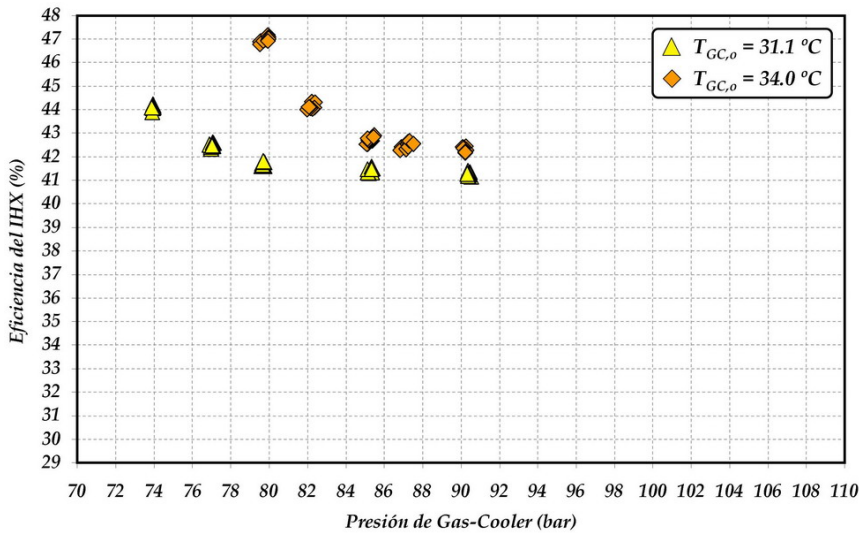


Figura IV.39 – Evolución de la eficiencia del IHX ($T_O : -17.0\text{ °C}$)

Tal y como se observa en las figuras anteriores, la eficiencia del IHX es un parámetro que no puede considerarse como constante al realizar un análisis teórico del comportamiento energético de la instalación frigorífica. Es por ello que los análisis teóricos realizados por los autores solo tienen aplicabilidad en unas condiciones de trabajo muy específicas, ya que suponen constante la eficiencia del intercambiador intermedio en todo momento [83].

A partir de las Figuras IV.37 - IV.39 se advierte una fuerte dependencia entre la eficiencia y la presión y temperatura de salida de gas-cooler, de manera que para una misma temperatura de salida de gas-cooler, la eficiencia es mayor cuanto menor es la presión de gas-cooler, es decir, cuanto más cerca se encuentre ésta de la región transcítica. Del mismo modo, se observa que para una misma presión de gas-cooler, la eficiencia del IHX aumenta cuando la temperatura de salida de gas-cooler es mayor. El nivel de evaporación también influye en el valor de la eficiencia de modo que cuanto menor sea éste mayor es el valor de la eficiencia sea cual sea la presión y temperatura de salida de gas-cooler.

Para poder explicar este comportamiento, se parte de la expresión (IV.39) la cual puede ser reescrita de la forma (IV.40) suponiendo el CO_2 como un gas ideal y considerando que el IHX se encuentra perfectamente aislado.

$$\varepsilon \approx \frac{\dot{m} \cdot \bar{c}_p|_{HP}}{\dot{m} \cdot \bar{c}_p|_{LP}} \cdot \frac{(T_{HP,i} - T_{HP,o})}{(T_{HP,i} - T_{LP,i})} \quad (IV.40)$$

De acuerdo con la expresión (IV.40), la variabilidad que posee la eficiencia térmica del IHX esta relacionada con el valor medio del calor específico en la región transcítica ($\bar{c}_p|_{HP}$), la cual se define como aquella región situada en las proximidades de la temperatura pseudocrítica (T_{ps}). Esta temperatura corresponde a aquella para la cual el calor específico isobárico alcanza un valor máximo según una presión de trabajo determinada [112]. La expresión (IV.41) permite calcular el valor de la temperatura pseudocrítica (°C) en función de la presión de gas-cooler (P_{GC}) (bar).

$$T_{ps} = -122.6 + 6.124 \cdot P_{GC} - 0.1657 \cdot P_{GC}^2 + 0.01773 \cdot P_{GC}^{2.5} - 0.00056080 \cdot P_{GC}^3 \quad (IV.41)$$

Las Figuras IV.40 y IV.41, muestra la variabilidad que posee el calor específico isobárico del CO₂ en las regiones supercrítica y de vapor saturado.

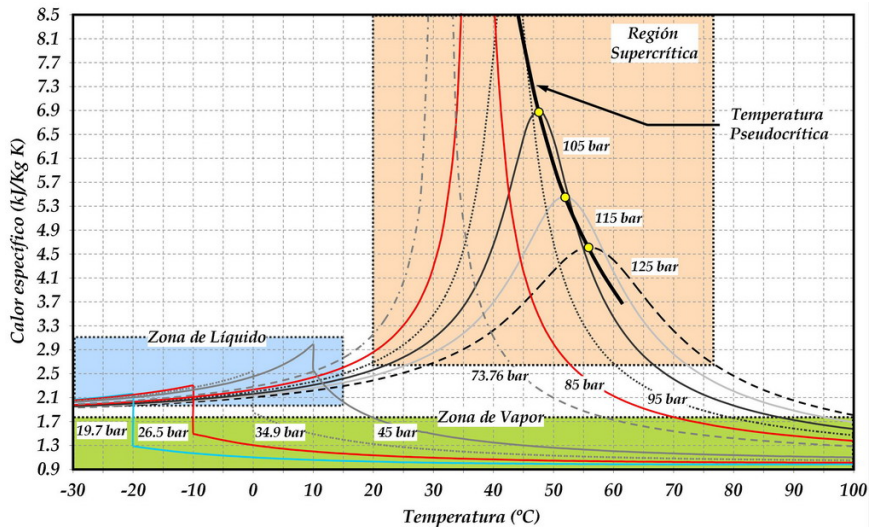


Figura IV.40 – Variación del calor específico isobárico en la región supercrítica

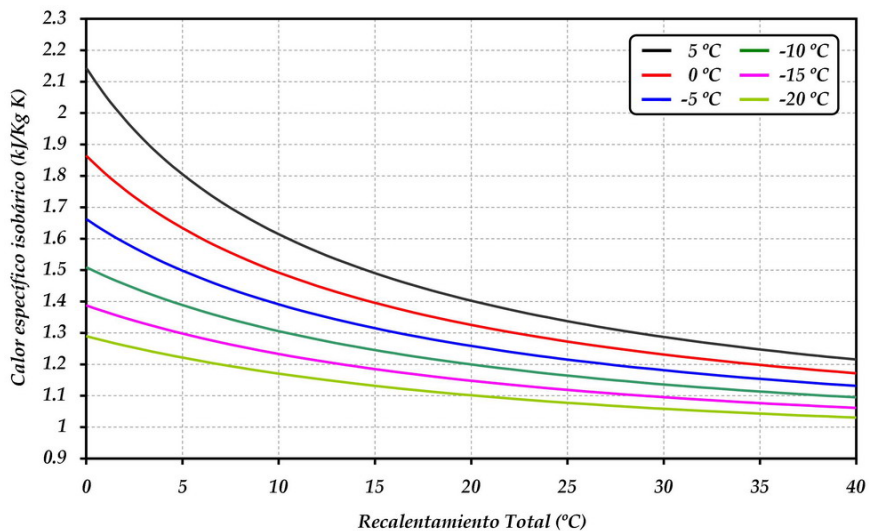


Figura IV.41 – Variación del calor específico isobárico en la región de vapor recalentado

A la vista de los resultados que aparecen en las Figuras IV.40 y IV.41, se observa la fuerte variación que tiene el calor específico isobárico en la región transcítica, frente a la pequeña variabilidad que posee el calor específico isobárico en la región de vapor recalentado. Este comportamiento produce la variabilidad que presenta la eficiencia del IHX mostrada en las Figura IV.37 – IV.39, de manera que cuanto más cerca se encuentre la temperatura de entrada del IHX ($T_{IHX,i}$) de la temperatura pseudocrítica (T_{PS}), mayor será el aumento que sufrirá la eficiencia. La Figura IV.42 representa la evolución de ésta con el cociente $T_{IHX,i}/T_{PS}$ para un nivel de evaporación de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

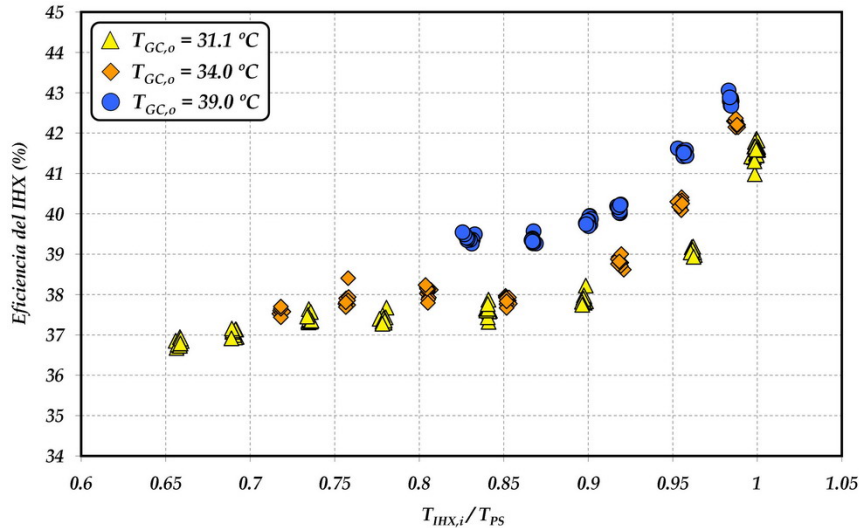


Figura IV.42 – Evolución de la eficiencia en el IHX ($T_0: -10.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

En base al comportamiento anteriormente descrito, y considerando la configuración de la Figura IV.34, el salto entálpico conseguido por el IHX en ambos niveles de presión será el mismo, de manera que para una misma eficiencia térmica, los saltos de temperatura en los niveles de alta y baja presión, serán muy diferentes en las proximidades de la región transcítica. Este hecho se traduce en que para poder alcanzar pequeños enfriamientos en la región de alta presión, sean necesarios importantes recalentamientos en la región de baja presión (Figura IV.43), lo que aumenta el volumen específico de aspiración, la temperatura de descarga del compresor y empeora el proceso de compresión.

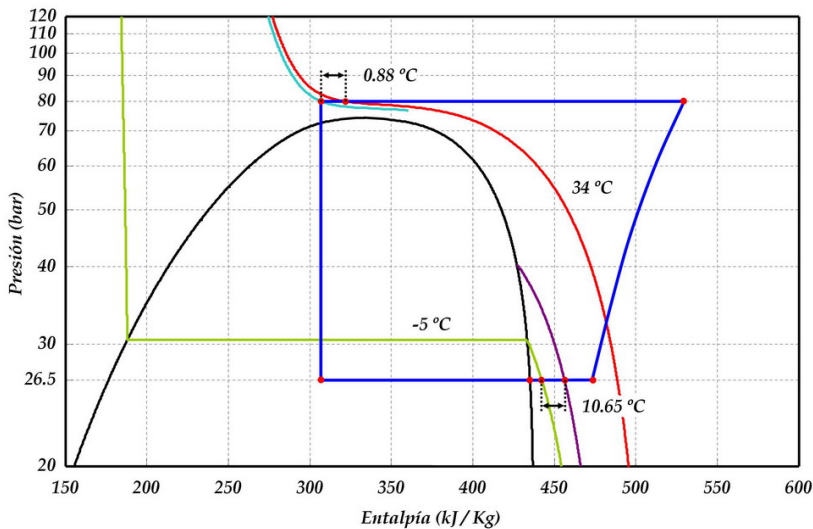


Figura IV.43 – Variación del salto térmico ante un mismo salto entálpico ($T_0: -10\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\epsilon_{IHx}: 30\text{ }%$)

La Figura IV.43 muestra como para unas condiciones de funcionamiento determinadas de la instalación frigorífica con IHX, el hecho de conseguir un enfriamiento de aproximadamente 1 °C en la región transcítica, implica introducir un recalentamiento de aproximadamente 11 °C en la región de vapor recalentado. Es por ello que cabe destacar que el efecto positivo generado por el enfriamiento adicional, puede verse penalizado por el propio recalentamiento introducido, de forma que es necesario delimitar cuales son las condiciones de operación de la instalación en las que colocar el IHX puede incurrir en un incremento de la eficiencia energética de la misma, sin mermar con ello sus condiciones operacionales (temperaturas de descarga elevadas...etc). Las Figuras IV.44 – IV.46 muestran los saltos térmicos reales registrados en ambas zonas del IHX

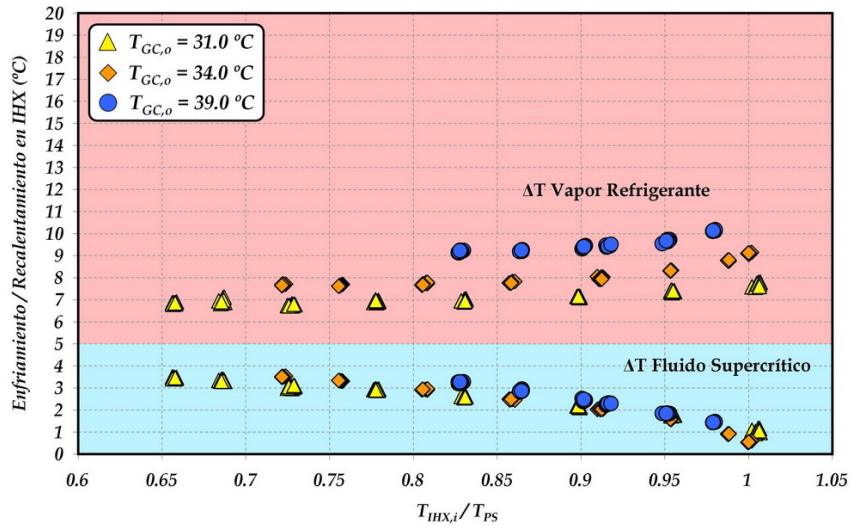


Figura IV.44 – Salto térmico en el IHX (T_O : 0.0 °C)

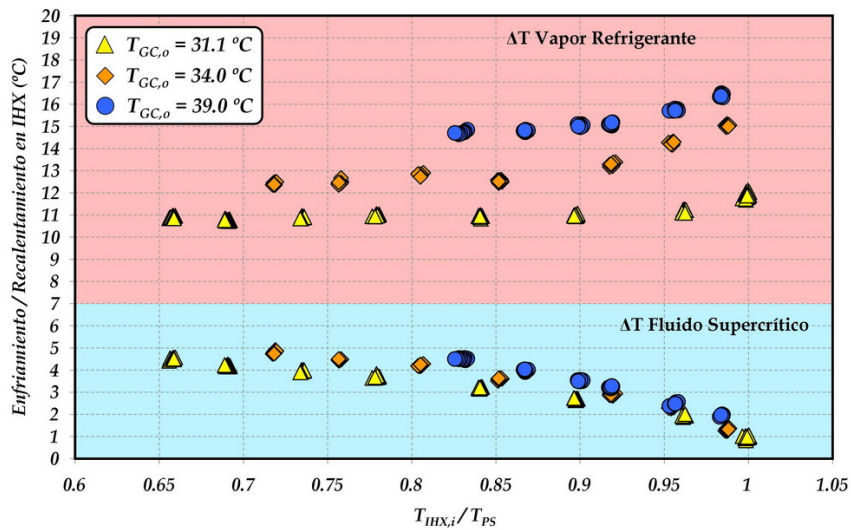


Figura IV.45 – Salto térmico en el IHX (T_O : -10.0 °C)

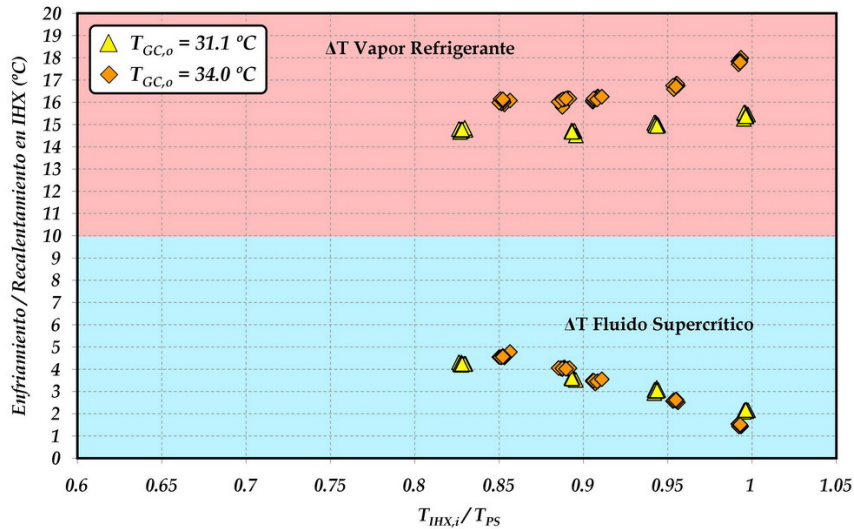


Figura IV.46 – Salto térmico en el IHX (T_O : -17.0 °C)

Los resultados mostrados en las Figuras IV.44 – IV.46, revelan que independientemente de la temperatura de salida de gas-cooler tomada, el enfriamiento converge a un valor máximo limitado por las condiciones de operación de la instalación y por las dimensiones del IHX. En igualdad de condiciones de presión y temperatura de salida de gas-cooler, el enfriamiento que se consigue es tanto mayor cuanto menor es la temperatura de evaporación, lo que coincide con el menor valor que toma el calor específico cuando se reduce el nivel de evaporación (Figura IV.41).

Como consecuencia de este enfriamiento, el recalentamiento introducido por el IHX aumenta, siendo su evolución similar a la que se tiene en el enfriamiento. Sin embargo, este aumento no es independiente de la temperatura de salida de gas-cooler, ya que depende de la evolución del calor específico isobárico en la región de alta presión (Figura IV.40).

A partir de los resultados experimentales obtenidos, y teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento del IHX, se ha ajustado un polinomio (IV.42) para poder calcular la eficiencia del IHX considerando las variables de presión y temperatura a la entrada de cada uno de los niveles del intercambiador. El error máximo cometido en el ajuste es del 5.77 %. La Tabla IV.4 muestra el rango de validez para la expresión matemática ajustada.

$$\varepsilon(\%) = a_0 + a_1 \cdot P_{HP} + a_2 \cdot P_{LP} + a_3 \cdot T_{HP,i} + a_4 \cdot T_{LP,i} + a_5 \cdot P_{HP} \cdot P_{LP} \quad (IV.42)$$

a_0	54.0532108	a_3	0.4340529
a_1	-0.0837978	a_4	0.0319838
a_2	-0.7401373	a_5	-0.0011683

Parámetro	Rango de Validez	
	Min	Max
ε (%)	30.53	47.17
P_{HP} (bar)	105.36	73.39
$T_{HP,i}$ (°C)	39.02	30.36
P_{LP} (bar)	34.19	20.64
$T_{LP,i}$ (°C)	8.05	-9.68

Tabla IV.4 – Rango de validez para la expresión (IV.42)

Teniendo en cuenta el efecto que introduce el IHX al trabajar en las proximidades de la región transcítica, es importante estudiar como repercute la colocación del mismo, sobre el comportamiento de la instalación frigorífica, con la finalidad de comprobar si realmente la contribución del IHX beneficia o no, la eficiencia energética de la instalación.

IV.4.2.1 – Análisis experimental sobre los principales parámetros energéticos

Efecto sobre el caudal másico

El efecto inmediato del recalentamiento introducido por el IHX, es el aumento del volumen específico de aspiración. De acuerdo con la expresión (IV.37), este aumento generará una reducción en el caudal másico circulante tal y como se muestra en la Figura IV.47, donde se han representado los ensayos realizados con y sin intercambiador intermedio para todos los niveles de evaporación ensayados, frente a la tasa de compresión.

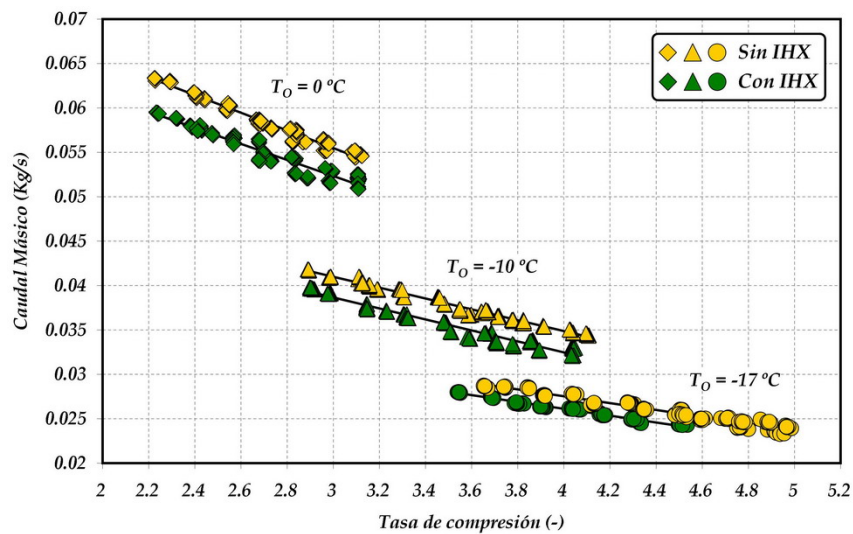


Figura IV.47 – Reducción del caudal másico al introducir el IHX

A partir de la Figura IV.47 se pueden destacar dos aspectos importantes. Por una parte se comprueba claramente la reducción que sufre el caudal másico al introducir el IHX, siendo esta reducción mayor cuanto menor es la temperatura de evaporación. Por otra parte, se observa como para un mismo nivel de evaporación, el efecto de la presión de gas-cooler (variación de la tasa), varía de forma lineal el caudal másico, manteniéndose prácticamente constante la diferencia entre los caudales másicos con y sin IHX.

La variación lineal del caudal másico con la tasa, se debe al efecto del rendimiento volumétrico, el cual depende de la tasa tal y como se indica en la expresión (IV.43).

$$\eta_v \approx a - b \cdot t \tag{IV.43}$$

Ahora bien, la diferencia constante que se mantiene entre ambos caudales para una misma tasa de compresión, se debe a la baja variabilidad que presenta el recalentamiento total al variar la presión de gas-cooler (Figura IV.48), lo que supone una pequeña variación en el volumen específico de aspiración para un mismo nivel de evaporación (Figura IV.2).

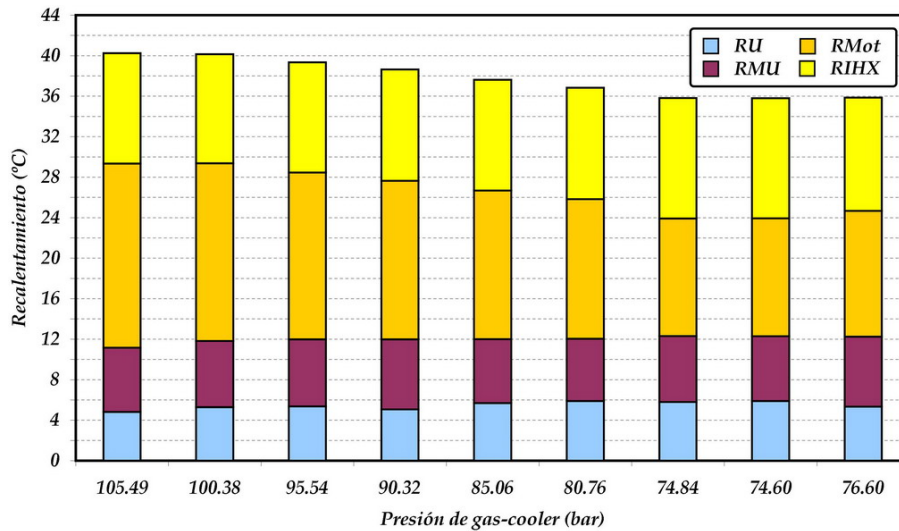


Figura IV.48 – Evolución de los recalentamientos para diferentes presiones de gas-cooler (T_O : $-10.0\text{ }^\circ\text{C}$, T_{GCo} : $31.1\text{ }^\circ\text{C}$)

El cambio de pendiente registrado al trabajar con diferentes niveles de evaporación, se debe a la evolución del propio volumen específico con el recalentamiento. La Figura IV.49 muestra cómo se modifica la pendiente del volumen específico frente al recalentamiento para diversos refrigerantes según diferentes niveles de evaporación.

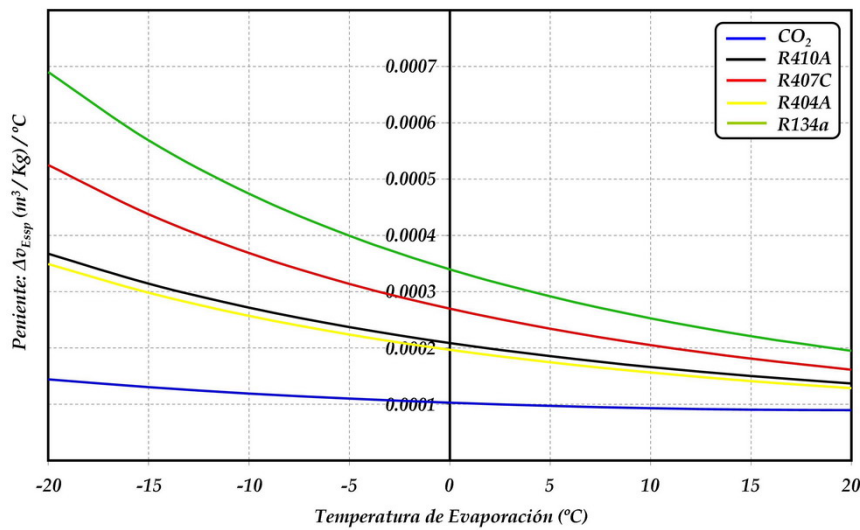


Figura IV.49 – Evolución de la pendiente del volumen específico ($\Delta v_{Asp}/RT$) con la temperatura de evaporación (t : 4 , RT : $30\text{ }^\circ\text{C}$)

Tal y como se observa, a medida que la temperatura de evaporación disminuye, el parámetro $\Delta v_{Asp}/RT$ aumenta, lo que significa que a menor temperatura de evaporación, mayores serán las variaciones que se producirán en el volumen específico de aspiración por grado de recalentamiento. Puesto que el caudal másico es inversamente proporcional a éste valor, se producirá una mayor reducción en el caudal másico cuando menor sea la variación que se tenga en el volumen específico, es decir, cuanto mayor sea la temperatura de evaporación (Figura IV.47).

Efecto sobre la potencia eléctrica del compresor

Adicionalmente a la reducción del caudal másico, el efecto del recalentamiento produce un aumento del trabajo específico ideal de compresión, de manera que la potencia eléctrica consumida por el compresor se ve afectada por dos efectos contrarios capaces de aumentar o reducir su valor (IV.42).

$$P_C = \frac{\dot{m} \cdot (h_{Dis,s} - h_{Asp})}{\eta_C} + \dot{m} \cdot (h_{Asp} - h_{Mot}) \tag{IV.44}$$

La Figura IV.50 presenta la evolución de la potencia eléctrica consumida por el compresor para diferentes tasas de compresión, trabajando con y sin intercambiador intermedio.

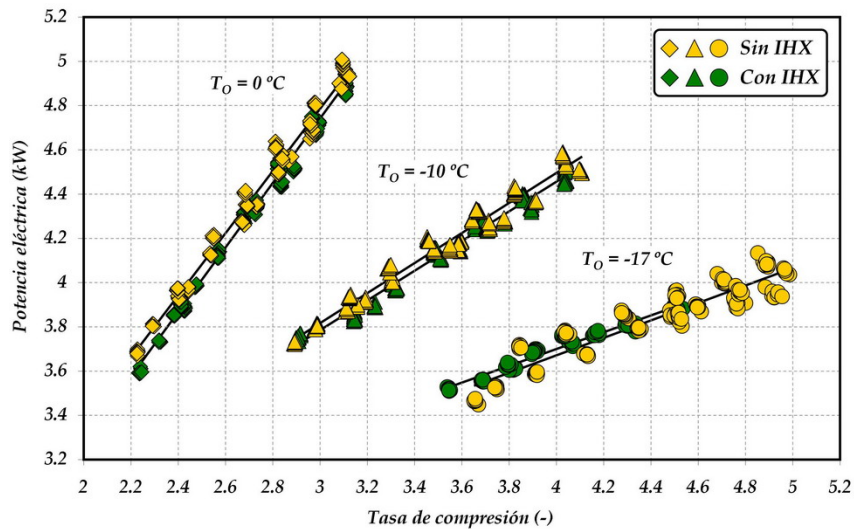


Figura IV.50 – Evolución de la potencia eléctrica con y sin IHX a la salida de gas-cooler

De acuerdo con la Figura IV.50, se observa una ligera reducción de la potencia eléctrica para los niveles de 0 y -10 °C, mientras que para el nivel de -17 °C el efecto parece ser justo el contrario. En cualquier caso, a partir de los datos representados en la Figura IV.50, solo es posible afirmar que la incorporación del IHX en la instalación afecta muy poco a la potencia eléctrica del compresor, lo que significa que la reducción que sufre el caudal, compensa el aumento de trabajo específico de compresión.

Efecto sobre la potencia frigorífica

La influencia del IHX sobre la potencia frigorífica, también esta marcada por la combinación de dos efectos contrarios, como son la reducción del caudal másico trasegado por el compresor, y el aumento del salto entálpico en evaporador. Por ello, el efecto del IHX puede afectar positiva o negativamente a la potencia frigorífica. Las Figuras IV.51 – IV.53 muestran las potencias frigoríficas alcanzadas en la instalación frigorífica con y sin intercambiador intermedio.

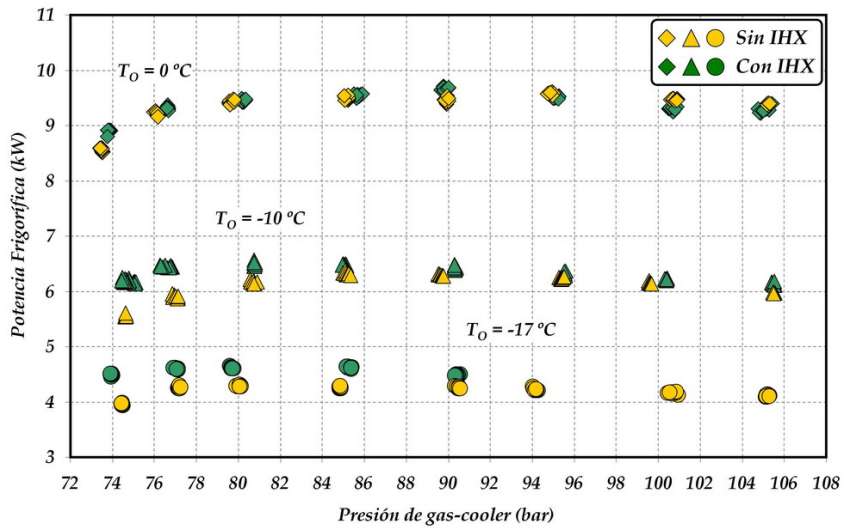


Figura IV.51 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX (T_{GCo} : $31.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

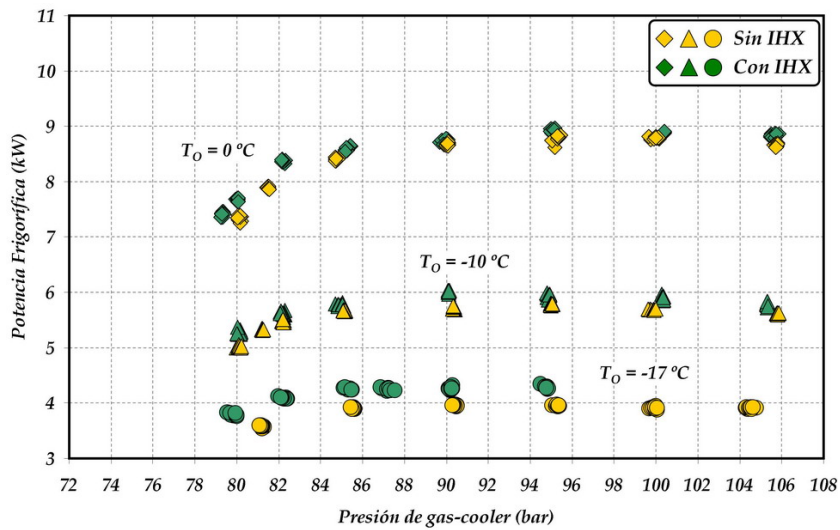


Figura IV.52 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX (T_{GCo} : $34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

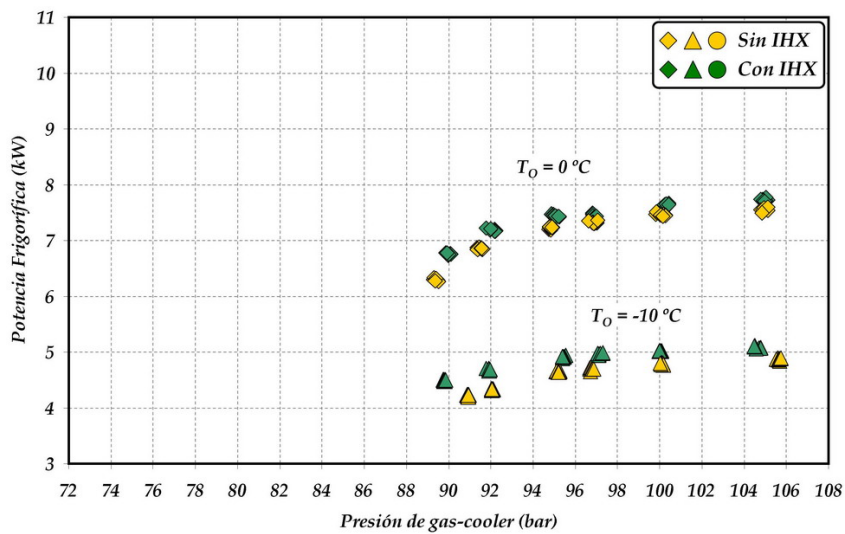


Figura IV.53 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX (T_{GCo} : $39.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

De acuerdo con los resultados obtenidos en las Figura IV.51 – IV.53, se puede afirmar que la potencia frigorífica generada por la instalación aumenta al colocar el IHX, lo que significa que el aumento de salto entálpico que se consigue en el evaporador compensa la reducción de caudal másico derivado de su colocación. Sin embargo, tal y como se observa en las figuras anteriores, este aumento no es uniforme puesto que el intercambiador intermedio no funciona del mismo modo en los diferentes modos de operación. En cualquier caso, el aumento que se consigue es siempre mayor cuanto más cerca se encuentra el IHX de la región pseudocrítica, ya que en estas condiciones la eficiencia del IHX es elevada, y la peculiar forma de la isoterma que define la temperatura de salida de gas-cooler (T_{GC0}) implica que pequeños enfriamientos deriven en saltos entálpicos importantes.

Por otra parte, se observa que la temperatura de evaporación favorece al aumento de la eficiencia energética en la instalación, ya que menores valores de ésta permiten obtener mayores incrementos de potencia frigorífica.

Cabe destacar, que la colocación del IHX mejora el funcionamiento de la instalación en las proximidades de la región transcritical, ya que no se produce una reducción de potencia frigorífica tan brusca como la que ocurre cuando se trabaja sin IHX en esta región (Figuras IV.31 – IV.33). Este hecho permite regular de forma más precisa la presión óptima en estas zonas, evitando que la instalación entre en una región de trabajo inestable.

Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación

A la vista de los resultados obtenidos en las figuras anteriores, es predecible que la incorporación del IHX en la instalación frigorífica aumente la eficiencia energética de la misma, ya que el aumento de potencia frigorífica registrado es superior a la pequeña variación que se introduce en la potencia frigorífica.

Las Figuras IV.54 – IV.56 muestran la evolución de la eficiencia de la instalación para las tres temperaturas de salida de gas-cooler ensayadas, según los tres niveles de evaporación estudiados. En cada caso se presentan los resultados con y sin intercambiador intermedio para poder comparar el aumento que se consigue en cada caso.

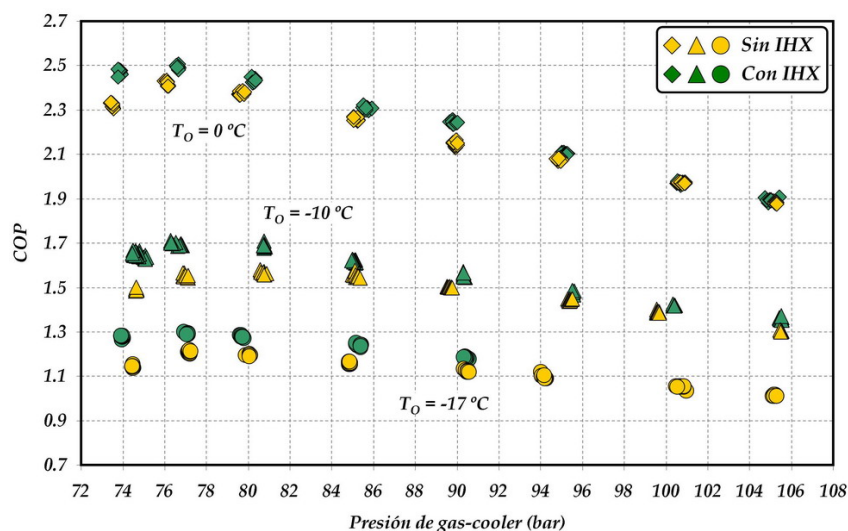


Figura IV.54 – Evolución del COP con/sin IHX a la salida de gas-cooler (T_{GC0} : 31.0°C)

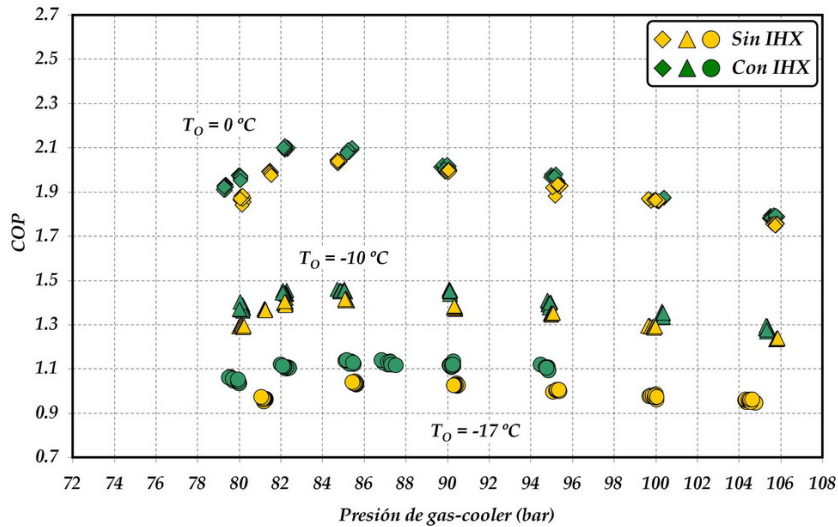


Figura IV.55 – Evolución del COP con/sin IHX a la salida de gas-cooler (T_{GCo} : 34.0 °C)

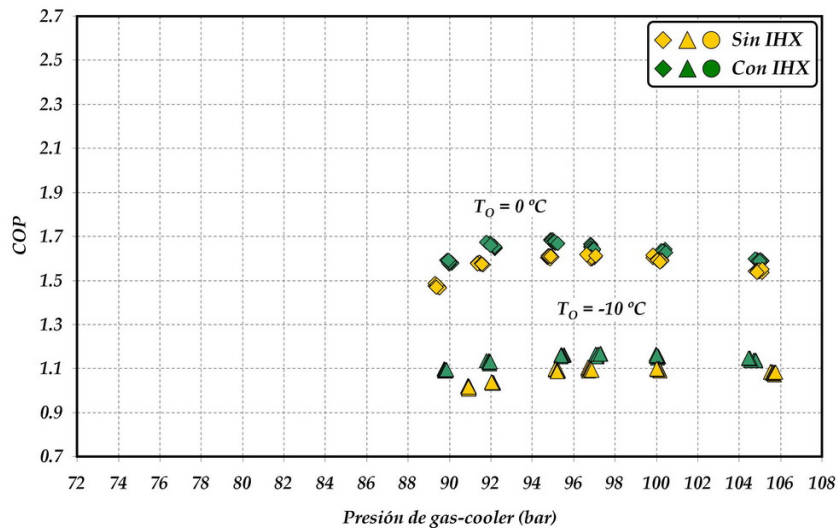


Figura IV.56 – Evolución del COP con/sin IHX a la salida de gas-cooler (T_{GCo} : 39.0 °C)

Tal y como se aprecia, el efecto del IHX supone un aumento de la eficiencia en la instalación frigorífica tanto mayor cuanto más cerca nos encontremos de la región pseudocrítica y menor sea la temperatura de evaporación. Estos resultados siguen la misma tendencia que presentan las gráficas de potencia frigorífica, observándose que el uso del IHX en las proximidades de la región pseudocrítica mejora la estabilidad de la instalación frigorífica.

Efecto sobre la temperatura de descarga

Pese a la mejora energética que supone el uso del IHX, cabe destacar que el recalentamiento introducido previo al punto de aspiración, aumenta considerablemente la temperatura de descarga del compresor, restringiendo el rango de trabajo de la instalación cuando se trabaja con temperaturas de evaporación reducidas. La Figura IV.57 presenta los valores de temperatura de descarga registrados para todos los ensayos realizados.

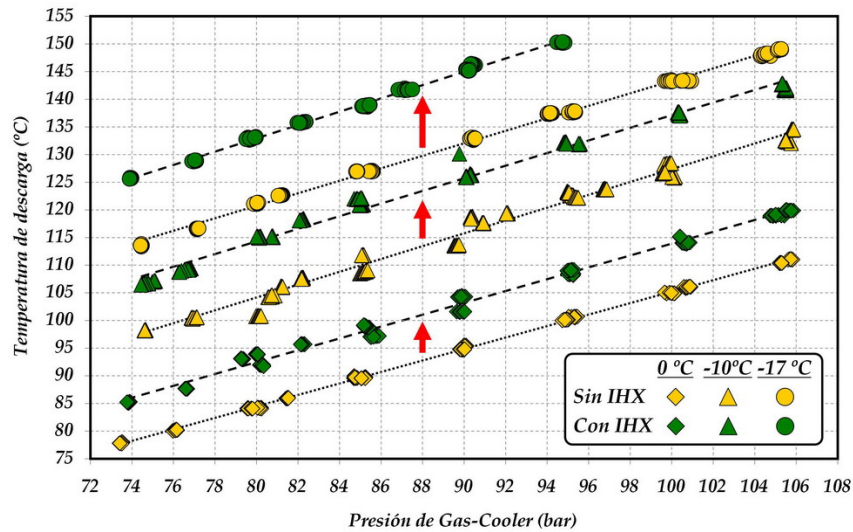


Figura IV.57 – Evolución de la temperatura de descarga con/sin IHX a la salida de gas-cooler

De acuerdo con la Figura IV.57, se aprecia un rápido aumento de la temperatura de descarga tanto mayor cuanto menor es la temperatura de evaporación, alcanzándose valores de hasta 150 °C para un nivel de evaporación de -17.0 °C. Este aumento en la temperatura de descarga, introduce una serie de problemas en la instalación como por ejemplo la degradación del aceite lubricante en el compresor o la reducción de la vida útil de componentes colocados en la línea de descarga del compresor.

IV.4.2.2 – Conclusiones

A partir de los resultados experimentales se confirma que el efecto del intercambiador intermedio mejora la eficiencia de la instalación frigorífica así como la potencia frigorífica generada por la misma. Los incrementos calculados a partir de las gráficas anteriores, muestran valores de hasta un 11 % en ambos casos, siendo este incremento variable con la presión de evaporación (mayor cuanto menor sea la presión de evaporación) y la presión de gas-cooler (mayor cuanto más cerca se trabaje de región pseudocrítica). La temperatura de salida de gas-cooler también afecta a la mejora energética introducida por el IHX, de manera que para un mismo nivel de evaporación, esta mejora es mayor cuanto mayor es la temperatura de salida de gas-cooler. En las Figuras IV.54 – IV.56 esta mejora se aprecia cuando la instalación trabaja con presiones de gas-cooler elevadas.

El aumento del COP y de la potencia frigorífica, pone de manifiesto que el efecto positivo introducido por el IHX sobre el refrigerante de alta presión, es superior al efecto negativo que éste introduce (recalentamiento en aspiración, aumento de la temperatura de descarga, y aumento del trabajo específico de compresión). Por otra parte, el efecto del intercambiador sobre la potencia consumida por el compresor es prácticamente despreciable siendo este efecto mayor cuanto menor es la temperatura de evaporación (Figura IV.50). Este aumento indica que trabajando con niveles de evaporación reducidos el incremento del trabajo específico de compresión, predomina frente a la reducción del caudal másico trasegado por el compresor.

Adicionalmente a la mejora energética registrada, se ha podido comprobar que la instalación de un IHX a la salida de gas-cooler mejora la estabilidad del sistema cuando se trabaja con presiones próximas a la región pseudocrítica, evitándose así, descensos bruscos en la eficiencia energética de la instalación y en la potencia frigorífica generada por la misma.

El mayor inconveniente de la colocación del IHX, radica en el aumento que sufre la temperatura de descarga, con incrementos de hasta 10 °C trabajando con niveles de evaporación reducidos (-17.0 °C), lo que limita el uso de esta configuración cuando se trabaja con niveles de evaporación reducidos, o con niveles de presión elevados.

IV.4.3 – Colocación del IHX a la salida del depósito de acumulación

La configuración de expansión escalonada empleada en los ensayos experimentales, consta de dos etapas de expansión independientes con un depósito de acumulación entre etapas necesario para poder regular el funcionamiento de la instalación y acumular el refrigerante en exceso que pueda existir en la misma. Teniendo en cuenta esta configuración, existe la posibilidad de colocar un IHX a la salida del depósito (Figura IV.35) para intentar mejorar la eficiencia energética de la instalación, y asegurar que la entrada de refrigerante en la segunda etapa de expansión se de en condiciones de líquido subenfriado, ya que en este caso se trabaja en condiciones subcríticas.

Bajo estas condiciones, las propiedades termodinámicas del refrigerante a la entrada del IHX estarán condicionadas por la salida del gas-cooler, suponiendo expansión isentálpica y teniendo en cuenta que el depósito es adiabático con una sola salida hacia el IHX en forma de líquido saturado (Figura IV.58).

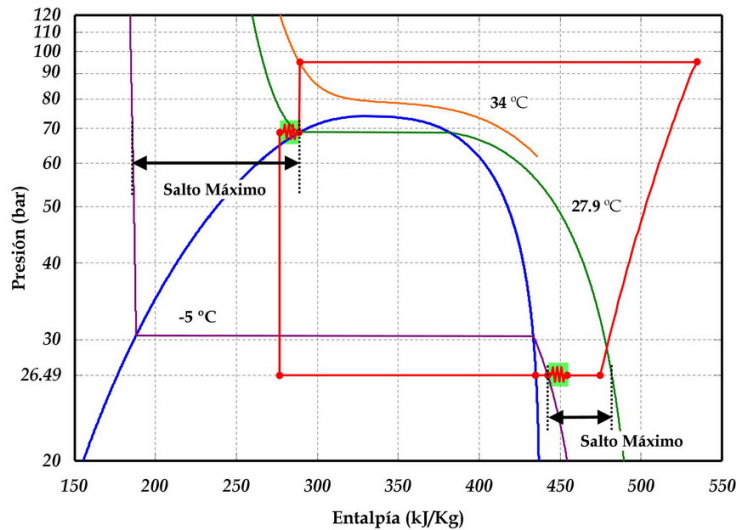


Figura IV.58 – Diagrama Ph para el ciclo con IHX a la salida del depósito

T_O : -10 °C, RU : 5 °C, RMU : 0 °C, P_{GC} : 95 bar

La eficiencia del IHX en ésta configuración se expresa según la expresión (IV.45), teniendo en cuenta que el fluido de mayor capacidad es el líquido saturado

$$\varepsilon \approx \frac{\dot{m} \cdot \bar{c}_P \Big|_{MP}}{\dot{m} \cdot \bar{c}_P \Big|_{LP}} \cdot \frac{(T_{MP,i} - T_{MP,o})}{(T_{MP,i} - T_{LP,i})} \quad (IV.45)$$

En un principio, dado que el IHX trabaja en condiciones subcríticas, no se esperan cambios bruscos en las propiedades termodinámicas. Sin embargo, dado que la presión del depósito se encuentra condicionada por la salida de gas-cooler, a medida que éste se aproxime a región pseudocrítica, el depósito de acumulación también lo hará, produciéndose cambios bruscos en las propiedades termodinámicas del fluido.

Estos cambios afectarán a la eficiencia del IHX tal y como se muestra en la Figuras IV.59 – IV.61.

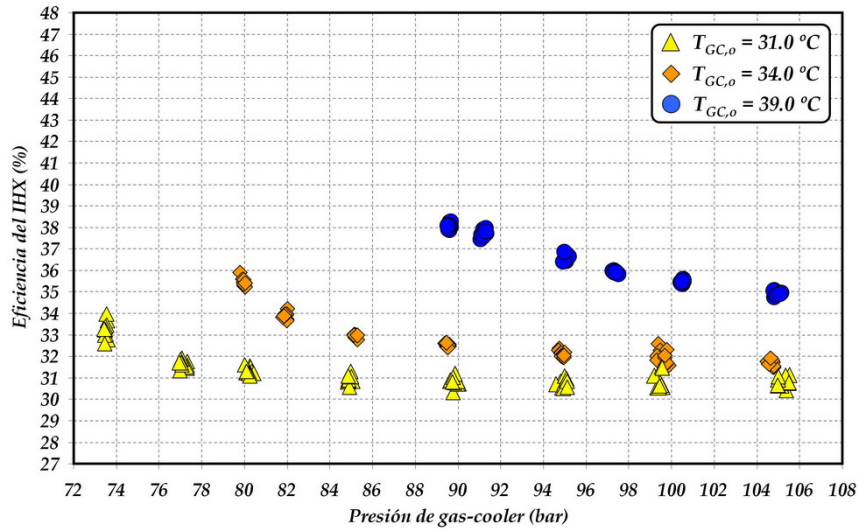


Figura IV.59 – Evolución de la eficiencia del IHX a la salida del depósito (T_O : 0.0 °C)

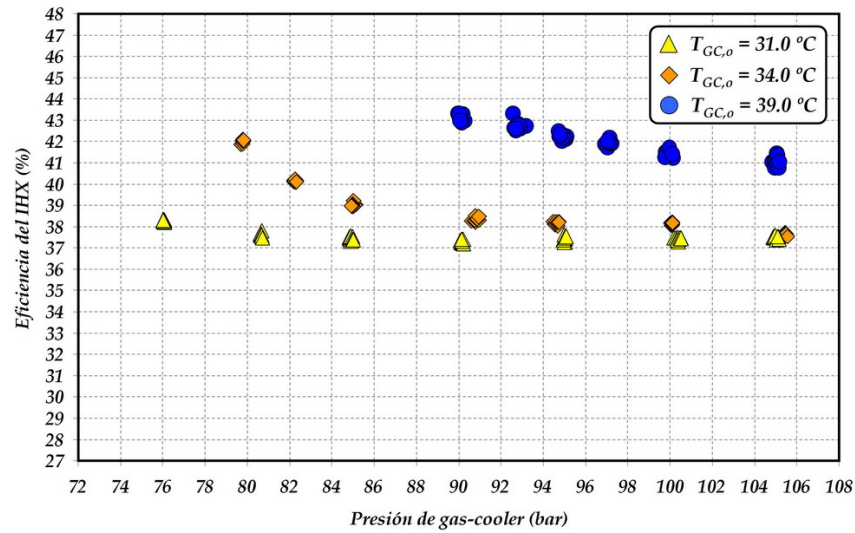


Figura IV.60 – Evolución de la eficiencia del IHX a la salida del depósito (T_O : -10.0 °C)

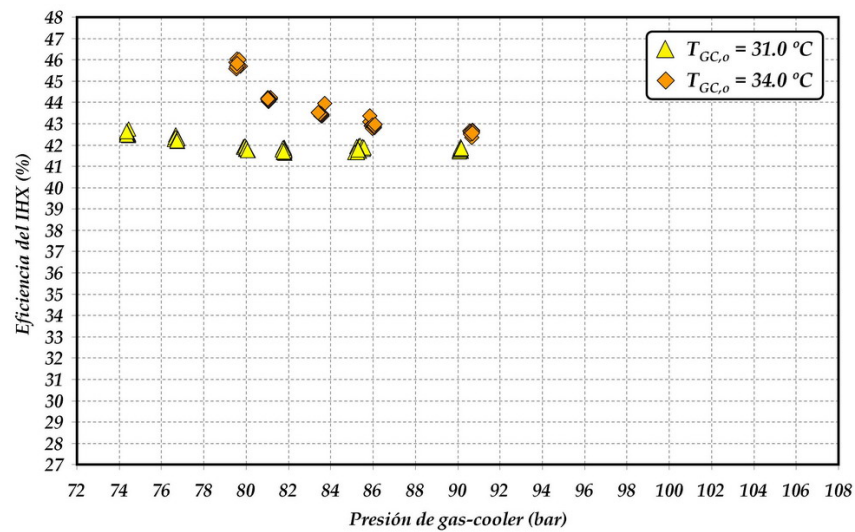


Figura IV.61 – Evolución de la eficiencia del IHX a la salida del depósito (T_O : -17.0 °C)

A la vista de los resultados, se advierte que mientras los valores de presión en el depósito se encuentren lejos de la región pseudocrítica, la eficiencia del IHX se mantiene prácticamente invariable, lo que coincide con el comportamiento que poseen estos elementos en instalaciones subcríticas convencionales [6]. En las proximidades de la región transcítica, la eficiencia tiende a aumentar ya que se encuentra condicionada por los valores de calor específico isobárico según la expresión (IV.45). El efecto de la temperatura de evaporación, aumenta la eficiencia del intercambiador intermedio cuando el valor de la misma disminuye, lo que coincide con los resultados obtenidos en la configuración anterior.

La evolución del calor específico isobárico en la región de líquido se muestra en la Figura IV.62 según diferentes presiones de gas-cooler y valores de subenfriamiento. Tal y como se observa, para presiones de gas-cooler elevadas, el calor específico asociado a la región de líquido posee una variabilidad reducida con el subenfriamiento. Sin embargo, a medida que la presión de gas-cooler se reduce, el depósito se acerca a la región transcítica, aumentando la variabilidad del calor específico con valores próximos a los de la Figura IV.40.

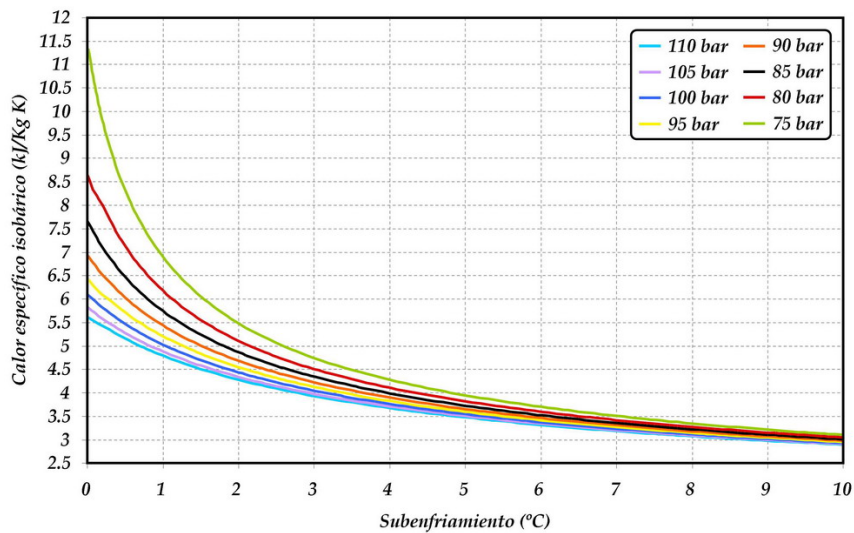


Figura IV.62 – Variación del calor específico isobárico (c_p) en la región de líquido con el subenfriamiento (T_{GCo} : 31 °C)

Teniendo en cuenta la baja variabilidad que posee el calor específico isobárico con el recalentamiento en la región de baja (Figura IV.41), las variaciones que sufrirá la eficiencia del intercambiador intermedio en estas condiciones, estarán completamente condicionadas por el calor específico isobárico en la región de líquido (media presión). La Figura IV.63 muestra la evolución que sigue la eficiencia del IHX frente al cociente entre la temperatura de entrada del IHX ($T_{IHx,i}$) y la temperatura pseudocrítica (T_{ps}), para una temperatura de evaporación de -10.0 °C. Los resultados revelan un comportamiento muy similar al obtenido en la configuración del intercambiador intermedio a la salida del gas-cooler, con la salvedad de que en este caso la temperatura de entrada en el intercambiador intermedio, es la temperatura de salida del propio depósito de acumulación.

La consecuencia directa de la modificación que sufre el calor específico en la región de media presión, es la variación del salto térmico en ambos lados del intercambiador intermedio (Figuras IV.64 – IV.66).

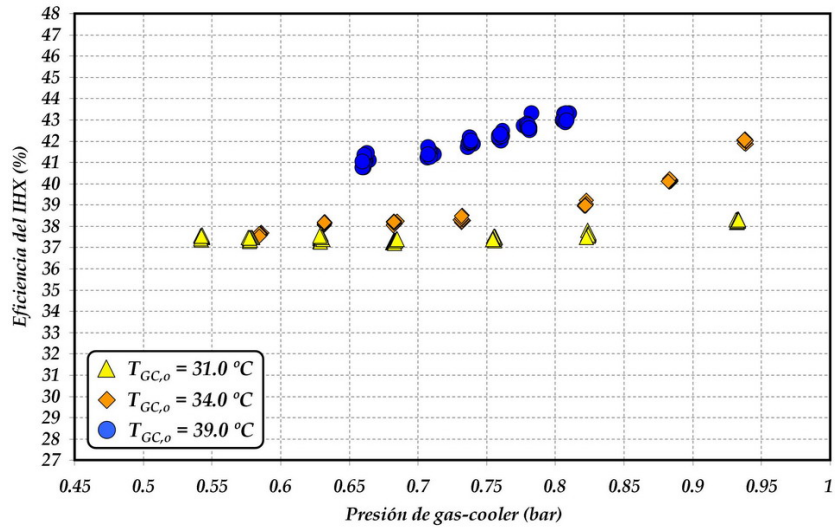


Figura IV.63 – Evolución de la eficiencia en el IHX a la salida del depósito ($T_O: -10.0\text{ }^\circ\text{C}$)

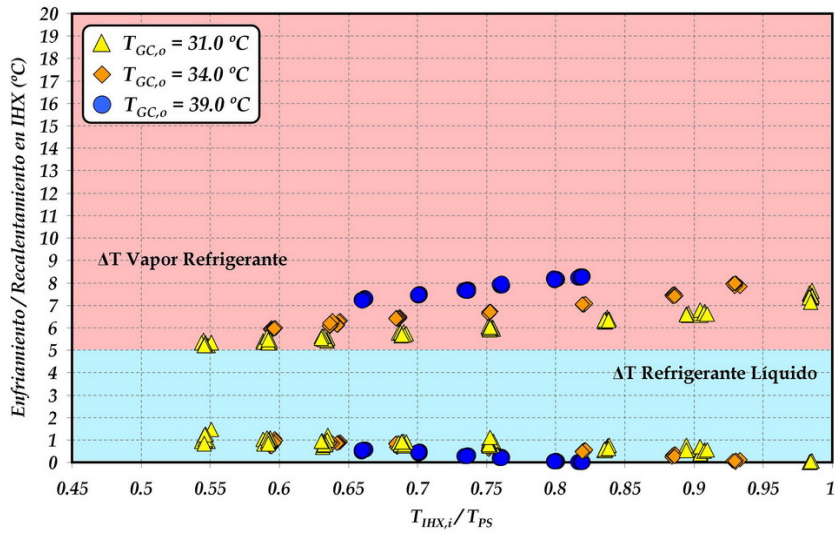


Figura IV.64 – Salto térmico en el IHX a la salida del depósito ($T_O: 0.0\text{ }^\circ\text{C}$)

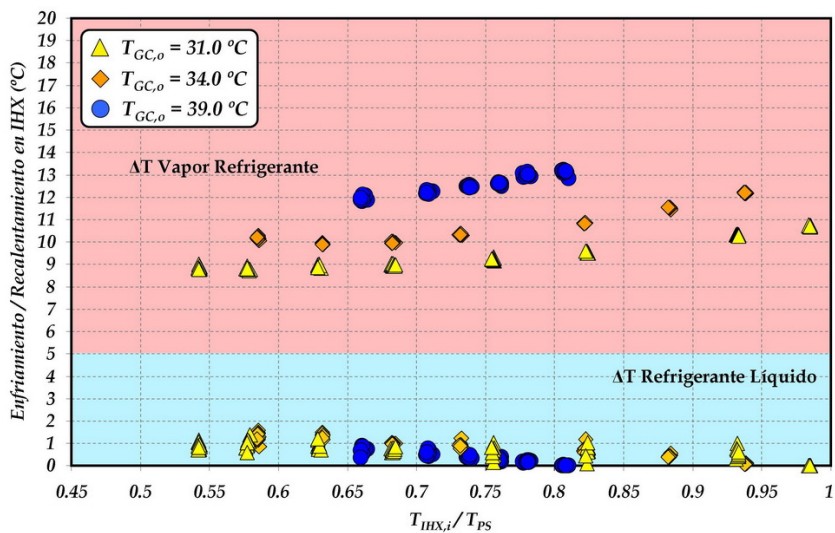


Figura IV.65 – Salto térmico en el IHX a la salida del depósito ($T_O: -10.0\text{ }^\circ\text{C}$)

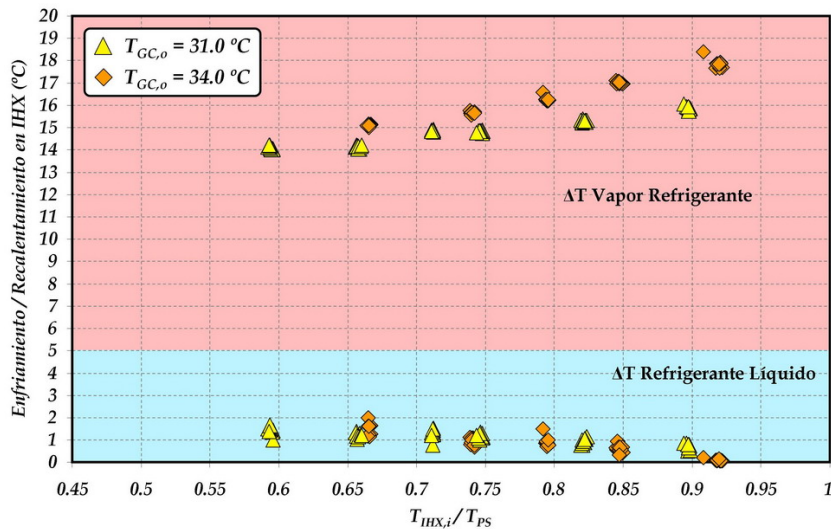


Figura IV.66 – Salto térmico en el IHX a la salida del depósito (T_O : -17.0 °C)

A la vista de los resultados, se puede afirmar que los valores de recalentamiento y subenfriamiento alcanzados, son inferiores a los valores obtenidos al colocar el intercambiador intermedio a la salida del gas-cooler. En este caso, el menor recalentamiento alcanzado en la región de vapor se debe al menor salto térmico máximo alcanzable en esta región, y a la menor eficiencia que posee el IHX trabajando en esta configuración.

Teniendo en cuenta que el salto entálpico alcanzado en la región de vapor saturado es menor que en la configuración anterior (menor salto térmico y calor específico similar), el salto térmico que se logrará en la región de líquido también será inferior.

De la misma manera que en la configuración anterior, empleando los resultados experimentales obtenidos se ha ajustado un polinomio (IV.46) para poder calcular la eficiencia del IHX considerando las variables de presión y temperatura a la entrada de cada uno de los niveles del intercambiador. El error máximo cometido en el ajuste es del 6.21 %. La Tabla IV.5 muestra el rango de validez para la expresión matemática ajustada.

$$\varepsilon(\%) = a_0 + a_1 \cdot P_{MP} + a_2 \cdot P_{LP} + a_3 \cdot T_{MP,i} + a_4 \cdot T_{LP,i} + a_5 \cdot P_{MP} \cdot P_{LP} \quad (IV.46)$$

a_0	-196.9717127	a_3	-16.0949235
a_1	10.2568837	a_4	0.0393827
a_2	-1.6910547	a_5	0.0124613

Parámetro	Rango de Validez	
	Min	Max
ε (%)	30.32	46.02
P_{MP} (bar)	63.89	74.63
$T_{MP,i}$ (°C)	24.69	31.49
P_{LP} (bar)	20.22	33.97
$T_{LP,i}$ (°C)	-10.88	8.53

Tabla IV.5 – Rango de validez para la expresión (IV.46)

IV.4.3.1 – Análisis experimental sobre los principales parámetros energéticos

Efecto sobre el caudal másico

De manera análoga a la configuración anterior, el efecto del recalentamiento introducido por el IHX, produce un aumento del volumen específico de aspiración que reduce el caudal másico trasegado por el compresor (Figura IV.67).

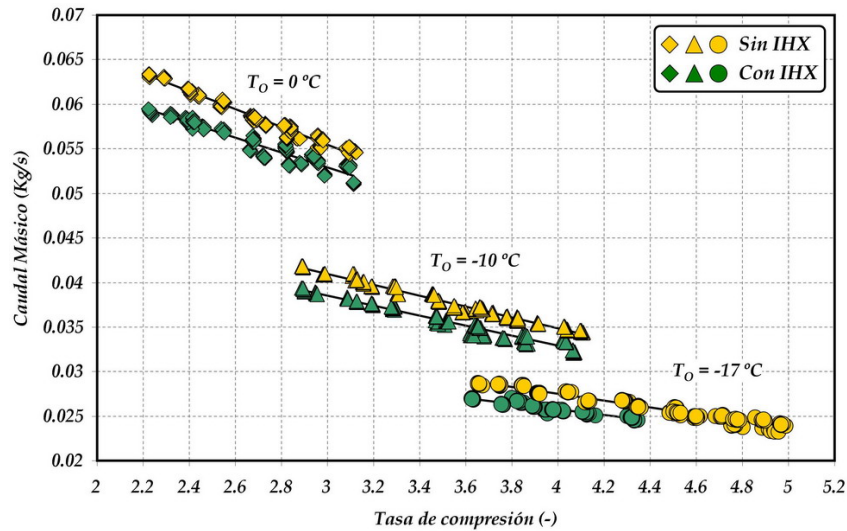


Figura IV.67 – Reducción del caudal másico con IHX a la salida del depósito

La reducción que se muestra en la Figura IV.67 es similar al comportamiento que se tiene en la configuración del IHX a la salida de gas-cooler, es decir, a medida que disminuye la presión de evaporación, la reducción del caudal másico (pendiente de la recta) es menor.

Efecto sobre la potencia eléctrica del compresor

La reducción de caudal que muestra la Figura IV.67, repercute en la potencia eléctrica consumida por el compresor al igual que el aumento del recalentamiento previo al punto de aspiración. La combinación de ambos efectos contrarios, deriva en el comportamiento que se muestra en la Figura IV.68.

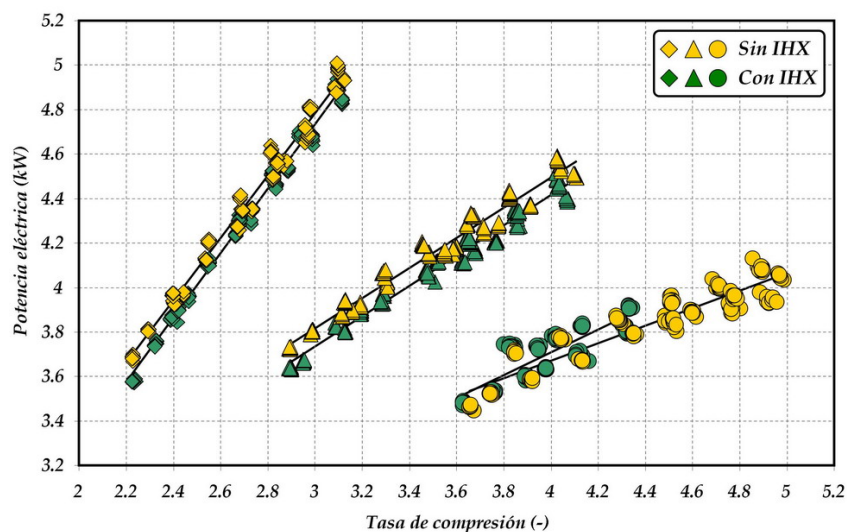


Figura IV.68 – Evolución de la potencia eléctrica con y sin IHX a la salida del depósito

Aparentemente, la presencia del intercambiador intermedio en esta nueva configuración, reduce ligeramente la potencia eléctrica consumida por el compresor, lo que significa que el efecto del caudal másico predomina sobre el incremento que se tiene en el trabajo específico. Para el nivel de evaporación más bajo, no es posible identificar si existe o no reducción en la potencia eléctrica, ya que existe una dispersión muy alta.

En términos comparativos con la configuración anterior, las reducciones son similares si bien en el caso de $-17.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ el aumento es ligeramente inferior (1 % menos).

Efecto sobre la potencia frigorífica

Tal y como se comentaba al inicio de este apartado, el IHX introduce dos efectos contrarios sobre la potencia frigorífica cuya combinación puede mejorar o empeorar el valor de ésta. Las Figuras IV.69 – IV.71, muestran la repercusión del IHX en esta nueva configuración, sobre la potencia frigorífica para diferentes niveles de evaporación.

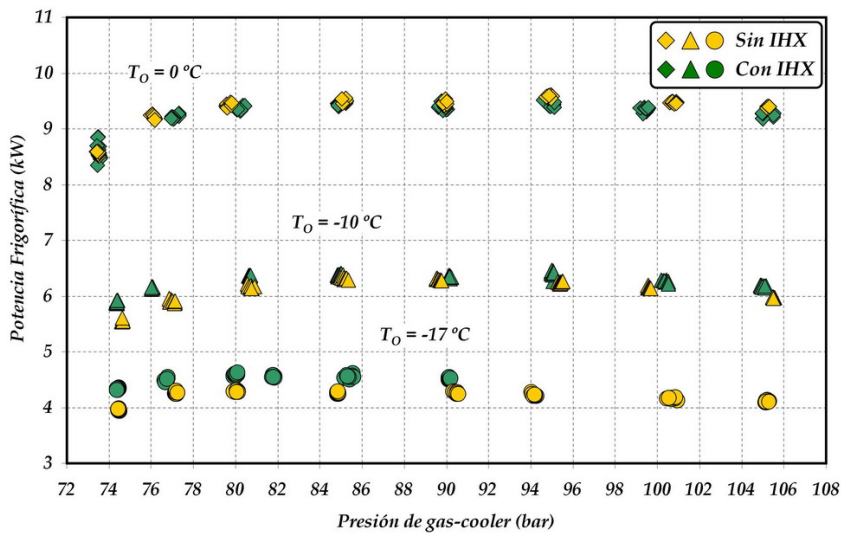


Figura IV.69 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX a la salida del depósito (T_{GC0} : $31.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

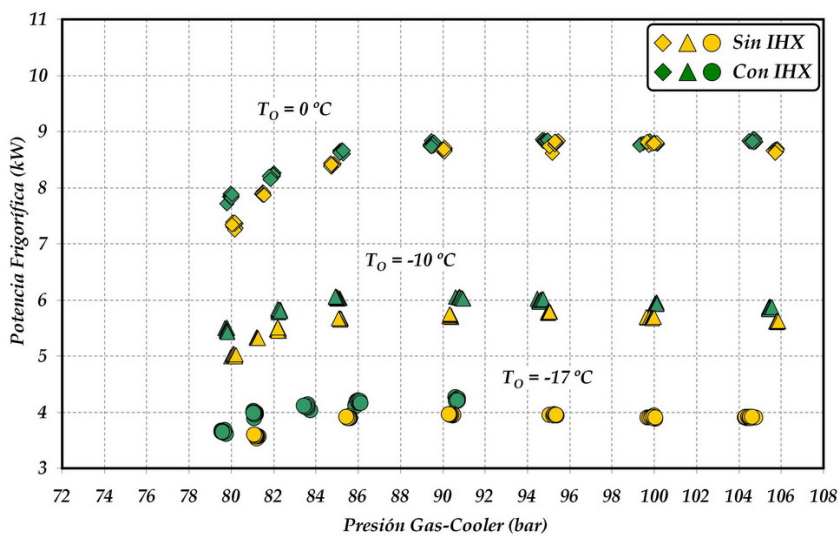


Figura IV.70 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX a la salida del depósito (T_{GC0} : $34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$)

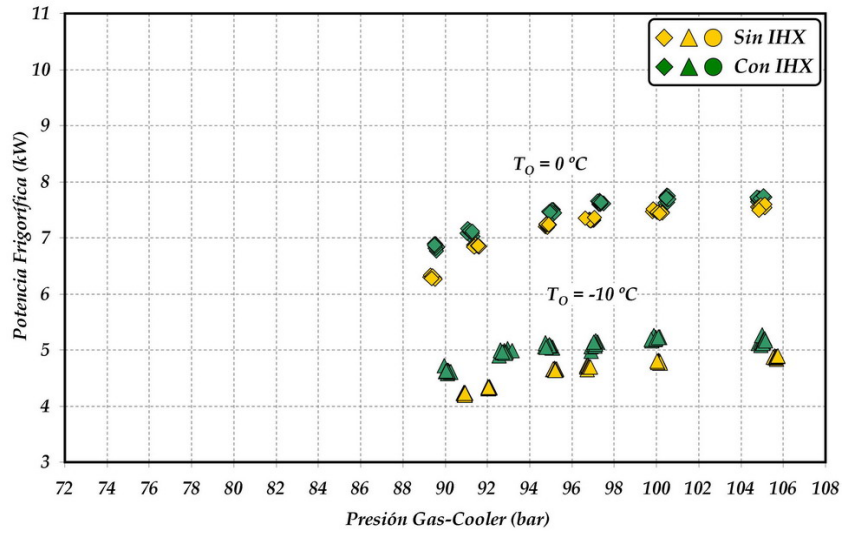


Figura IV.71 – Evolución de la potencia frigorífica con/sin IHX a la salida del depósito (T_{GC0} : 39.0 °C)

A la vista de los resultados obtenidos, se aprecia como el IHX mejora la potencia frigorífica en la instalación, lo que implica que el salto entálpico conseguido compensa la reducción que se tiene en el caudal másico. Por otra parte, se aprecia como la mejora del IHX es tanto mayor cuanto menor es la presión de evaporación, y mayor es la temperatura de salida de gas-cooler, lo que coincide con el comportamiento que posee la instalación frigorífica cuando el IHX se coloca a la salida de gas-cooler. A partir de los datos obtenidos, el máximo incremento registrado es del 15.5 %

Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación

La contribución positiva del IHX en la potencia frigorífica, y la baja penalización que éste introduce en la potencia eléctrica, hacen que la eficiencia energética de la instalación aumente tal y como se aprecia en las Figuras IV.72 – IV.74, siendo este aumento mayor cuanto más cerca se encuentre el depósito de la región transcrítica y mayor sea la temperatura de salida de gas-cooler.

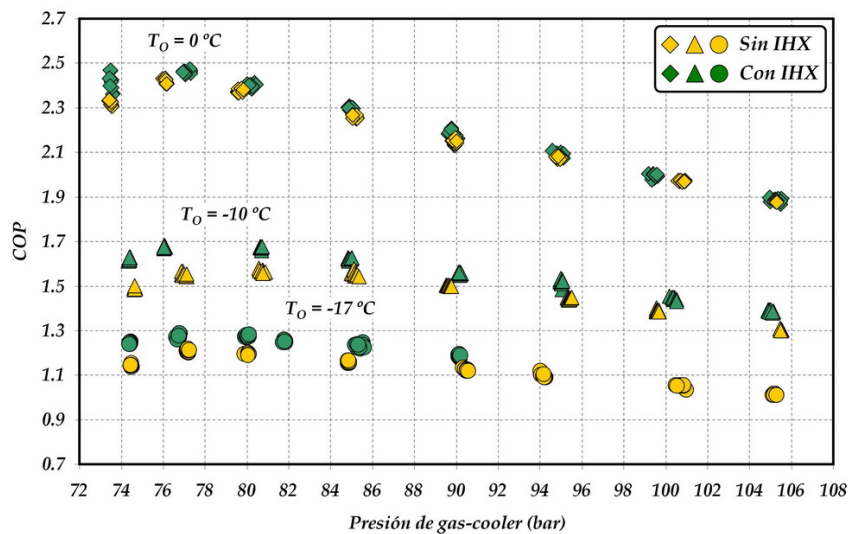


Figura IV.72 – Evolución del COP con/sin IHX a salida del depósito (T_{GC0} : 31.0 °C)

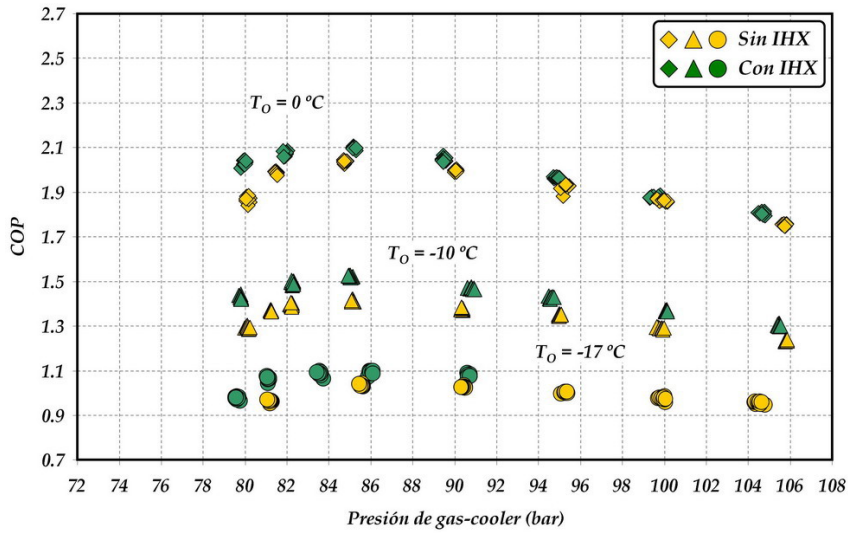


Figura IV.73 – Evolución del COP con/sin IHX a salida del depósito (T_{GCo} : 34.0 °C)

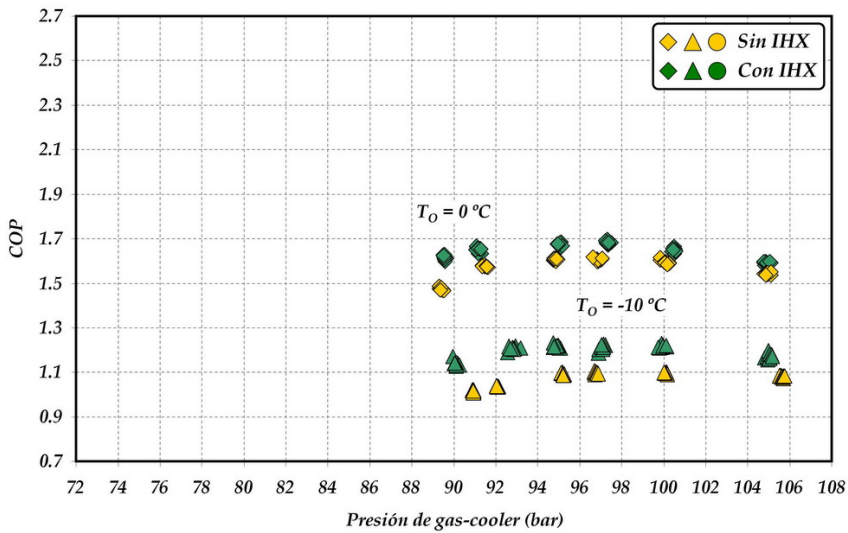


Figura IV.74 – Evolución del COP con/sin IHX a salida del depósito (T_{GCo} : 39.0 °C)

A la vista de los resultados obtenidos, el incremento máximo registrado en términos de eficiencia es de aproximadamente un 15.2 %, para una temperatura de salida de gas-cooler de 39 °C y una temperatura de evaporación de -10 °C.

Efecto sobre la temperatura de descarga

Del mismo modo que sucedía con la configuración anterior, el uso del IHX introduce un recalentamiento previo al punto de aspiración, que aumenta la temperatura de descarga y limita el funcionamiento de la instalación frigorífica.

La Figura IV.75 compara las temperaturas de descarga para las configuraciones con y sin IHX a salida del depósito, donde aprecian diferencias de hasta 10 °C para el nivel de evaporación de -17 °C.

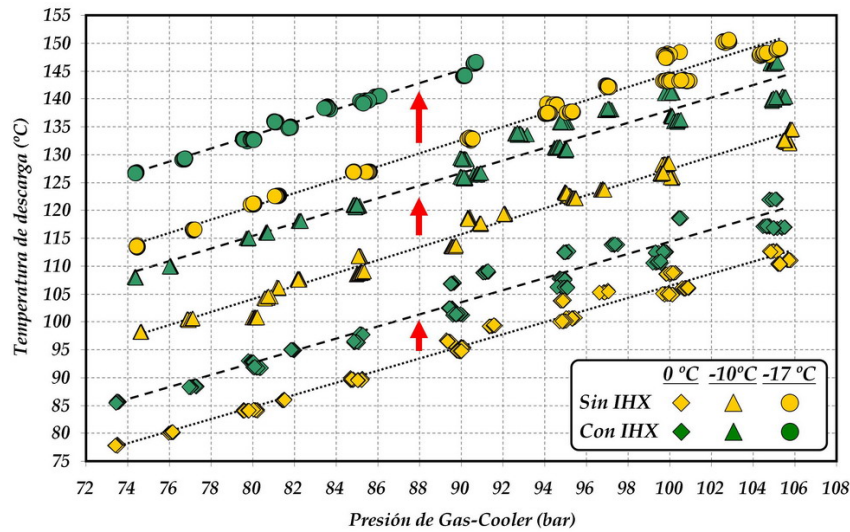


Figura IV.75 – Evolución de la temperatura de descarga con/sin IHX a la salida del depósito

IV.4.3.2 – Conclusiones

Los análisis experimentales realizados, muestran que el uso del IHX en esta nueva configuración permite mejorar la potencia frigorífica y la eficiencia energética de la instalación, al igual que en la configuración clásica a la salida de gas-cooler. Los incrementos máximos registrados en términos de potencia y eficiencia energética, poseen un valor máximo del 15 %, en función de las condiciones de funcionamiento en las cuales se encuentre funcionando la instalación.

El efecto del intercambiador sobre la potencia eléctrica consumida por el compresor, tiene una repercusión reducida sobre el mismo, con variaciones inferiores al 2 % que prácticamente no afectan a la eficiencia energética de la instalación. Las variaciones máximas registradas se obtienen para un nivel de evaporación de -17 °C, al igual que sucedía en la configuración anteriormente ensayada.

En esta configuración, la temperatura de descarga posee incrementos de temperatura de hasta 10 °C con respecto el ciclo sin IHX, lo que penaliza la instalación desde un punto de vista funcional y constructivo.

IV.4.4 – Comparación entre ambos sistemas

Para poder comparar de forma cualitativa el comportamiento energético de ambas configuraciones, se han representado conjuntamente los valores de eficiencia energética y potencia frigorífica obtenidos en ambas configuraciones junto con la configuración de ciclo base, es decir, aquella que no dispone de ningún intercambiador intermedio.

Las Figuras IV.76 – IV.78 representan las evoluciones para la potencia frigorífica según los tres niveles de evaporación ensayados, mientras que las Figuras IV.80 – IV.82 presentan las evoluciones para la eficiencia energética de la instalación frigorífica. La Figura IV.79 presenta la evolución de la potencia eléctrica consumida por el compresor en todas las configuraciones ensayadas.

IV.4.4.1 – Comparación de la potencia frigorífica generada

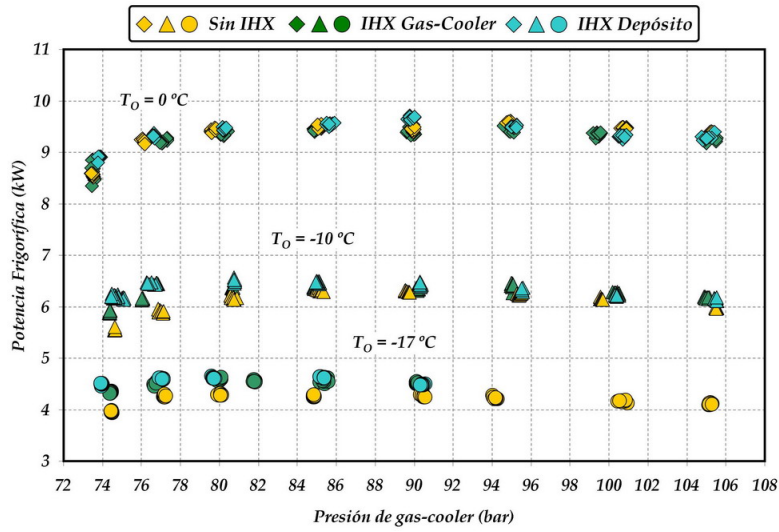


Figura IV.76 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 31.0°C)

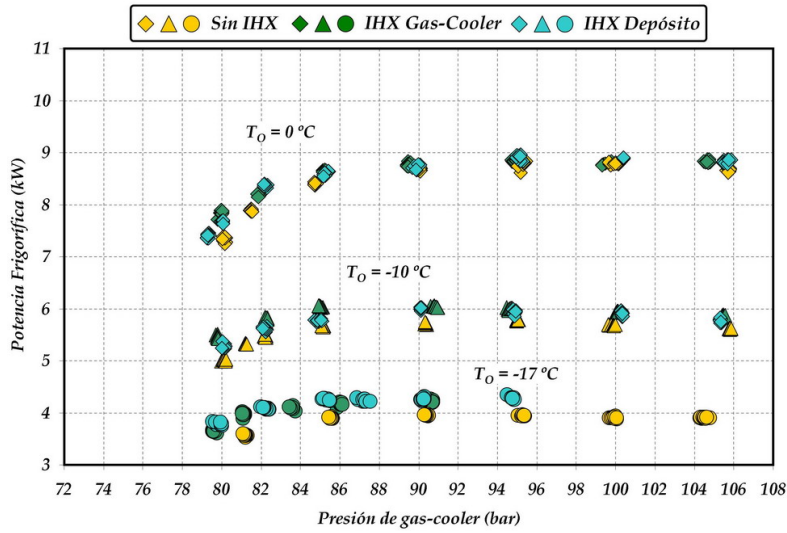


Figura IV.77 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 34.0°C)

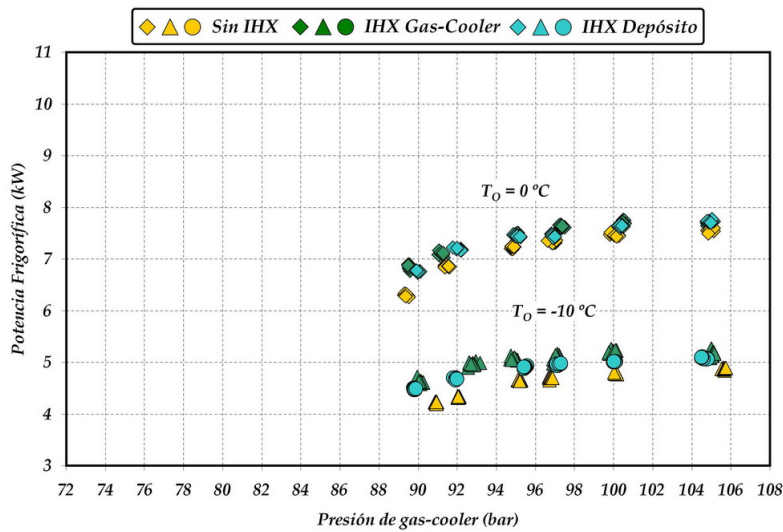


Figura IV.78 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 39.0°C)

Los resultados obtenidos en las Figuras IV.76 – IV.78, ratifican el aumento de potencia frigorífica que se consigue al colocar el IHX en la instalación, aunque los resultados no son esclarecedores sobre cual de las dos configuraciones permite mejorar en mayor medida la eficiencia de la instalación. Aparentemente la configuración con IHX a la salida del depósito permite incrementar la eficiencia en mayor medida en la mayoría de las condiciones ensayadas.

IV.4.4.2 – Comparación de la potencia eléctrica consumida

La evolución que sigue la potencia eléctrica consumida por el compresor en las tres configuraciones, es similar en todos los casos, observándose desviaciones muy pequeñas entre los datos obtenidos (Figura IV.79).

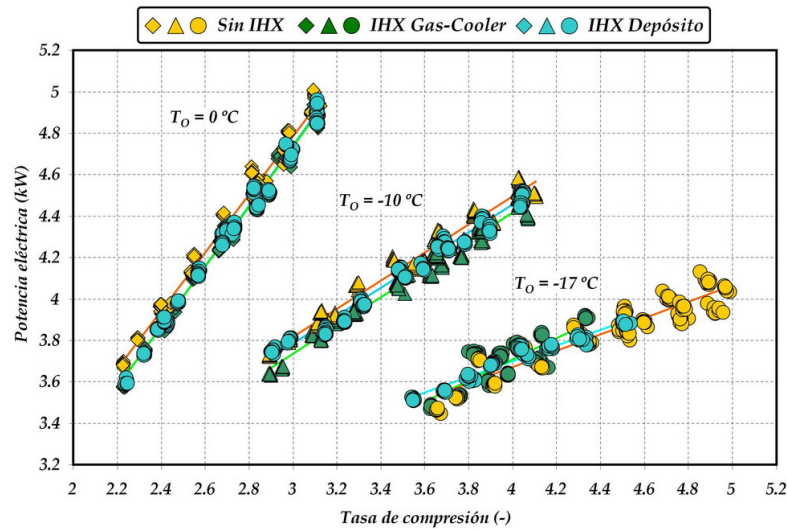


Figura IV.79 – Evolución de la potencia eléctrica consumida en las tres configuraciones

A la vista de los resultados, se puede afirmar que la reducción de caudal másico trasegado por el compresor debido al recalentamiento introducido por el IHX, se ve compensado por el aumento de trabajo específico que aparece en el mismo, ya que no existe una variación importante en los valores de la potencia eléctrica.

IV.4.4.3 – Comparación de la eficiencia energética

Los resultados mostrados en las Figuras IV.80 – IV.82, muestran que la eficiencia de la instalación aumenta al colocar el intercambiador intermedio en cualquiera de las dos posiciones ensayadas, lo que significa que el incremento de salto entálpico conseguido en evaporador, siempre compensa la reducción de caudal másico que se produce en la instalación frigorífica.

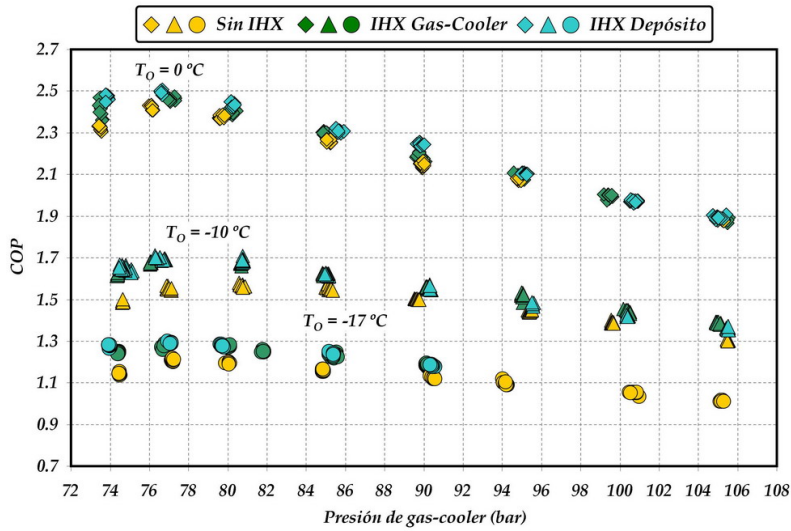


Figura IV.80 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 31.0 °C)

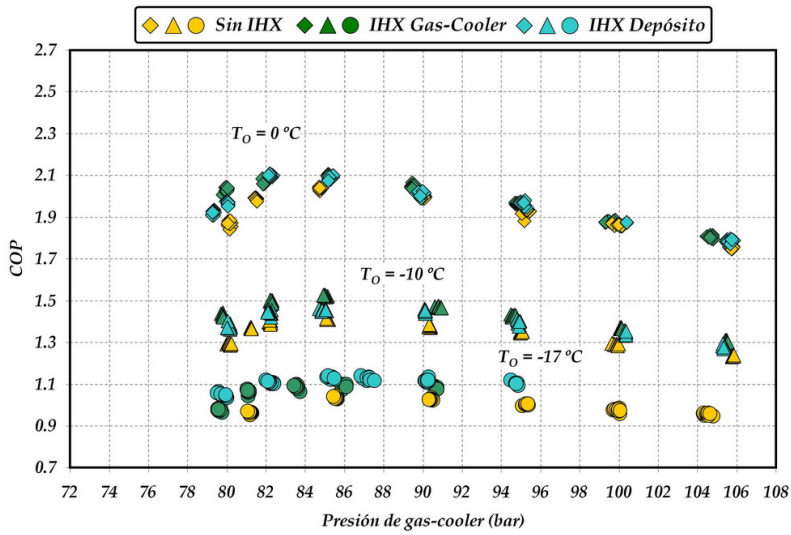


Figura IV.81 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 34.0 °C)

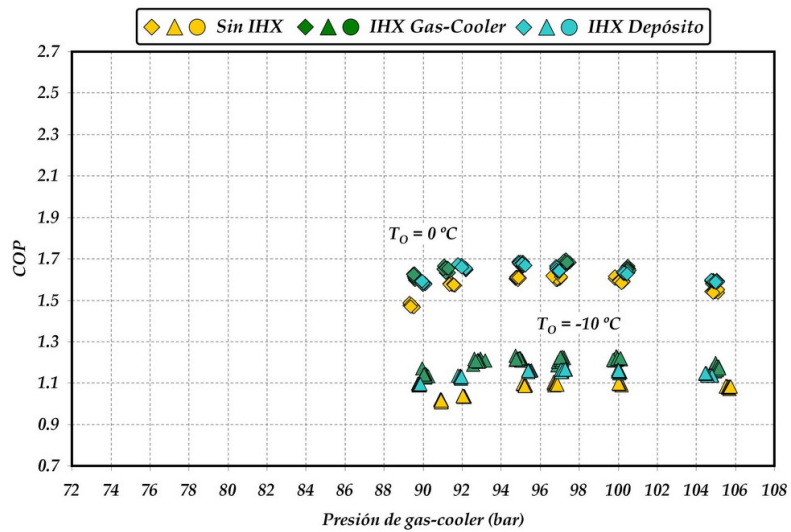


Figura IV.82 – Evolución de la potencia frigorífica en las tres configuraciones ($T_{GC,o}$: 39.0 °C)

IV.4.4.4 – Comparación de la temperatura de descarga

A la vista de los resultados obtenidos en las Figuras IV.57 y IV.75, se puede afirmar que la temperatura de descarga alcanzada en ambas configuraciones no presenta desviaciones importantes entre sí (Figura IV.83).

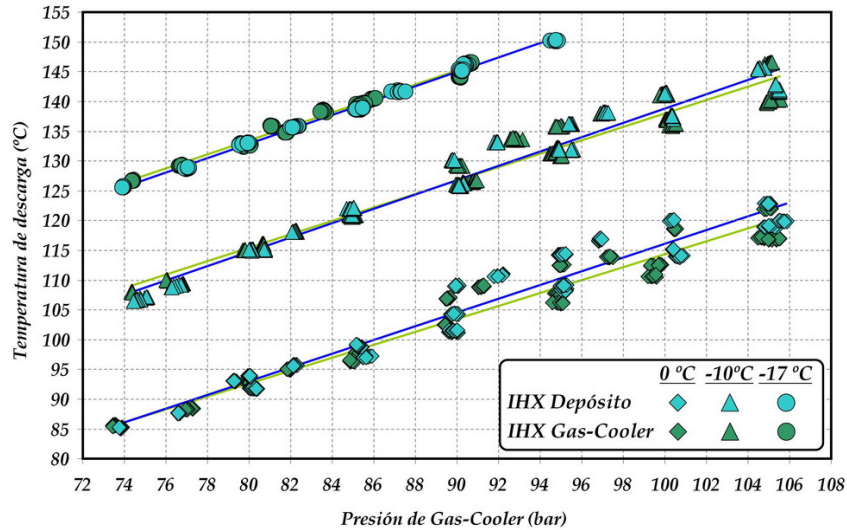


Figura IV.83 – Comparación de la temperatura de descarga en ambas configuraciones de IHX

IV.4.4.5 – Comparación en términos de funcionamiento

En términos de funcionabilidad, se puede decir que el IHX a la salida de gas-cooler mejora la estabilidad del sistema cuando trabaja en las proximidades de la región transcítica, ya que asegura que el depósito se encuentre durante más tiempo en la región subcrítica. Este hecho hace que la caída brusca de eficiencia que se presentaba en el ciclo base sin IHX, se evite, dándole a la instalación un rango más amplio de funcionamiento.

El uso del IHX a la salida del depósito, mejora la funcionabilidad de la instalación, al asegurar que la entrada del sistema de expansión electrónico se de en condiciones de líquido subenfriado. En estas condiciones, el intercambiador trabaja con niveles de presión inferiores a los que se tienen en la configuración habitual, lo que abarata los costes de fabricación del mismo y su vida útil.

IV.4.4.6 – Conclusiones

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, no es posible distinguir cual de las dos configuraciones mejora en mayor medida la eficiencia energética de la instalación frigorífica, si bien es posible afirmar que cualquiera de ellas contribuye positivamente al aumento de potencia frigorífica y de COP. Por otra parte, la penalización introducida por ambas configuraciones, es similar en todos los casos, lo que significa que el hecho de colocar el IHX a la salida del depósito no reduce prácticamente el recalentamiento introducido por el IHX a la salida de gas-cooler.

Desde un punto de vista funcional, ambas configuraciones mejoran el comportamiento de la instalación frigorífica de forma diferente, lo que puede resultar beneficioso o no, en función del modo de trabajo que se plantee.

Desde un punto de vista constructivo, la configuración de IHX a la salida del depósito de acumulación, se asemeja más a la configuración clásica del IHX en los ciclos subcríticos, lo que significa que los niveles de presión que debe de soportar son menores y su fabricación menos restrictiva que en la configuración a la salida de gas-cooler.

IV.5 Análisis con sistema de expansión único

Tal y como se introducía en el Capítulo II, las instalaciones frigoríficas que emplean CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas, poseen un comportamiento diferente al de las instalaciones convencionales por el hecho de trabajar con un fluido supercrítico en la región de alta presión. Dada la inexistencia de cambio de estado en estas condiciones, la presión de funcionamiento en la zona de alta presión viene condicionada por la cantidad de masa acumulada, la cual se regula a través de una válvula presostática (*back-pressure*) capaz de mantener la presión aguas arriba. El esquema completo de esta configuración junto al diagrama Ph del mismo, se muestra en la Figura IV.84.

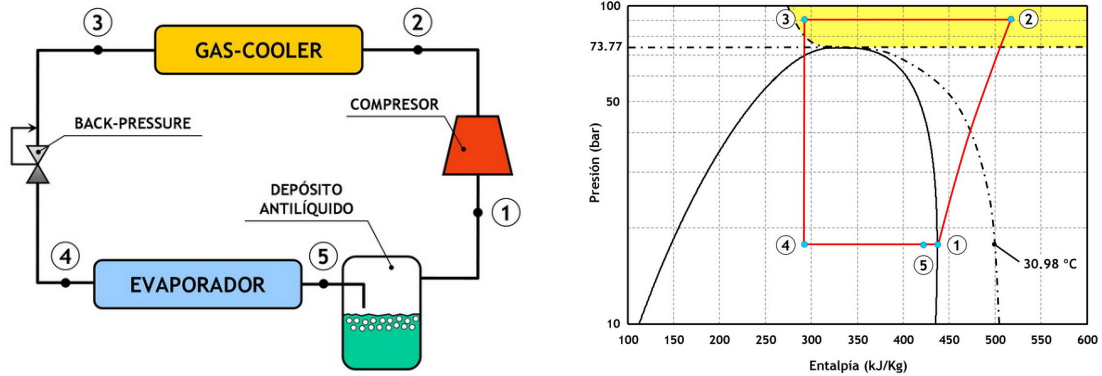


Figura IV.84 – Circuito frigorífico con una sola expansión

En esta configuración, la válvula presostática actúa como una válvula de expansión ya que deja pasar la cantidad de masa de refrigerante en exceso en el gas-cooler hacia el evaporador. Debido a que esta configuración carece de control en la región de baja presión, no es posible regular el recalentamiento útil ni evitar fluctuaciones en la presión de evaporación, lo que conlleva problemas de funcionamiento y de estabilidad del sistema. Es por ello que en esta configuración, aparece un depósito antilíquido a la salida del evaporador para impedir que el refrigerante líquido llegue a la línea de aspiración del compresor.

Una alternativa a este ciclo, consiste la sustitución de la válvula de expansión presostática por una de tipo termostática, permitiendo de esta manera controlar el recalentamiento útil en el evaporador y regular la presión de evaporación. Sin embargo, esta configuración imposibilitaría el control de la presión de gas-cooler, y dada la importancia que este parámetro tiene sobre la eficiencia de la instalación, no suele ser una alternativa muy utilizada.

En general, las aplicaciones que emplean el ciclo de trabajo mostrado en el Figura IV.84, suelen ser aplicaciones de baja o media potencia, como es el caso de equipos de aire acondicionado doméstico [80], bombas de calor [52] o sistemas A/C en automoción [76].

Con la finalidad de controlar simultáneamente la presión de gas-cooler y las condiciones de trabajo en el evaporador, la configuración alternativa a la mostrada en la Figura IV.84 es la que se presenta en la Figura IV.85, donde se incorpora una segunda etapa de expansión (válvula de expansión termostática) y un depósito de acumulación entre etapas para alimentar correctamente a la segunda etapa de expansión, y absorber, al mismo tiempo, los excesos o defectos de refrigerante que puedan darse en la instalación frigorífica.

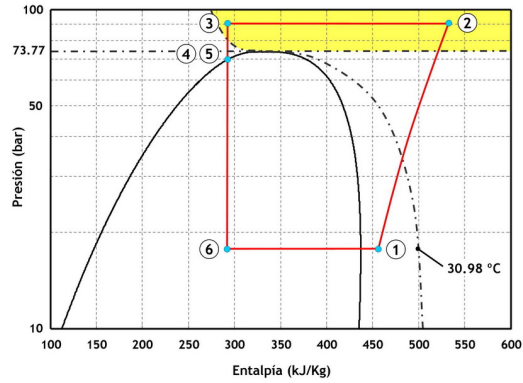
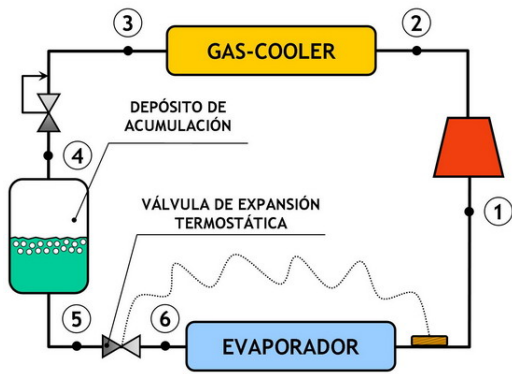


Figura IV.85 – Circuito frigorífico con sistema de expansión escalonada

Este depósito que trabaja a una presión fijada por las condiciones de salida del gas-cooler, permite independizar las regiones de alta y de baja, absorbiendo las variaciones de presión que puedan producirse en la región de alta presión.

Las aplicaciones en las que se suele emplear esta configuración, corresponden a equipos de media y alta potencia frigorífica (sistemas de refrigeración comercial [46, 47]) donde interesa mejorar la eficiencia y la estabilidad del ciclo, frente al coste de inversión adicional que supone instalar un sistema de expansión múltiple.

Teniendo en cuenta la similitud que presentan ambos ciclos, la finalidad de este apartado es comparar el funcionamiento de ambas configuraciones para unas mismas condiciones de operación, con el objetivo de evaluarlas energéticamente y analizar su funcionamiento.

IV.5.1 – Comparativa energética de funcionamiento

A la vista de las Figuras IV.84 y IV.85, se puede decir que desde el punto de vista del diagrama Ph, ambos ciclos son similares si se mantienen los mismos niveles de presión y temperatura. Sin embargo, el recalentamiento útil difiere en ambas configuraciones, ya que en los sistemas de doble expansión es un parámetro controlable, mientras que en la configuración de una única expansión se trata de un parámetro no ajustable.

Desde un punto de vista técnico y de funcionamiento, ambas configuraciones poseen diferencias importantes. Por una parte, desde una perspectiva teórica, la presencia de un sistema de expansión múltiple disminuye las irreversibilidades durante el proceso de expansión, lo que permite aumentar la eficiencia del ciclo frigorífico de acuerdo con estudios exergéticos realizados por diversos autores [23, 79, 113, 114]. Además el uso de esta configuración permite controlar al mismo tiempo la presión de gas-cooler y el recalentamiento útil en el evaporador, siendo el funcionamiento de la instalación mucho más estable que en el caso de emplear un único sistema de expansión. Por otra parte, la masa de refrigerante necesaria en el ciclo de expansión simple es crítica, ya que trabajando tal y como se indica en la Figura IV.84 la cantidad de refrigerante condicionará la presión de evaporación y el recalentamiento útil. En la configuración de expansión escalonada (Figura IV.85), la existencia de un depósito de acumulación entre etapas, permite tener mayor holgura a la hora de cargar de refrigerante la instalación a la vez que absorbe las variaciones de refrigerante que puedan darse en la misma.

Teniendo en cuenta este aspecto, la cantidad de refrigerante introducido en la instalación con doble etapa de expansión será de 11 Kg, mientras que en la configuración de simple etapa de expansión, la masa de refrigerante introducida es de 3.09 Kg.

Este último valor corresponde a la *masa mínima* necesaria para asegurar un recalentamiento útil nulo, en unas condiciones de funcionamiento determinadas:

P_{GC} : 85 bar	$T_{GLIC,i}$: 15 °C	\dot{Q}_O : 6 kW
$T_{GC,o}$: 31 °C	N: 1450 rpm	RU: ~0 °C (vapor saturado)

Considerando ambas configuraciones, el funcionamiento de la instalación con doble etapa de expansión será, en un principio, más estable ante variaciones de carga en el evaporador que el sistema con una única etapa de expansión. Además es de esperar, que la existencia de una masa extra de refrigerante en el depósito, permita ampliar el rango de funcionamiento de la instalación con doble etapa de expansión.

En base a la similitud que poseen ambas configuraciones a nivel de diagrama Ph, no es posible comparar el funcionamiento de ambas tal y como se había hecho hasta ahora, es decir, desde un punto de vista de análisis de ciclo. Por ello, en este apartado se empleará una metodología de ensayos completamente diferente, donde los parámetros a controlar serán las variables externas a la instalación frigorífica. El Capítulo III describe la forma de realizar éstos ensayos, diferenciando entre ensayos con variación en las condiciones de carga del evaporador, y ensayos con variación en las condiciones ambientales a las cuales se encuentra sometida la instalación. Las variables modificables en cada uno de los casos anteriores son:

- Variación de las condiciones de carga en el evaporador. Modificación de la potencia frigorífica (\dot{Q}_O) y de la temperatura de entrada del agua glicolada ($T_{GLIC,i}$).
- Variación de las condiciones ambientales. Modificación de la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GC,o}$).

IV.5.2 – Modificación de las condiciones de carga en evaporador

Teniendo en cuenta la metodología de ensayos descrita en el Capítulo III, en este punto se analiza experimentalmente como se comporta cada una de las configuraciones anteriores, cuando se varían las condiciones del evaporador, es decir, la carga frigorífica y la temperatura de entrada del fluido secundario.

La temperatura de salida de gas-cooler, la presión en éste y la velocidad de giro del compresor, se han mantenido constante en todos los ensayos realizados con unos valores de 34 °C, 85 bar y 1450 rpm, respectivamente. El recalentamiento útil fijado por la válvula de expansión termostática en la configuración de doble etapa de expansión, has sido de 5°C en todos los ensayos realizados.

IV.5.2.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante

El caudal másico de refrigerante es un parámetro que según la expresión (IV.47) se encuentra afectado por el volumen específico de aspiración (v_{Asp}), la velocidad de giro del compresor (que afecta a \dot{V}_G) y las presiones de trabajo (que afectan al η_V y al v_{Asp}).

$$\dot{m} = \frac{\eta_V \cdot \dot{V}_G}{v_{Asp}} \quad (IV.47)$$

La evolución que sigue éste con la potencia frigorífica según diferentes temperaturas de entrada de agua glicolada, se muestra en la Figura IV.86, donde se aprecia un aumento progresivo del caudal másico circulante a medida que la demanda de potencia frigorífica en la instalación es mayor. Este efecto se produce por el aumento de la presión de evaporación que aparece en la instalación (Figura IV.87).

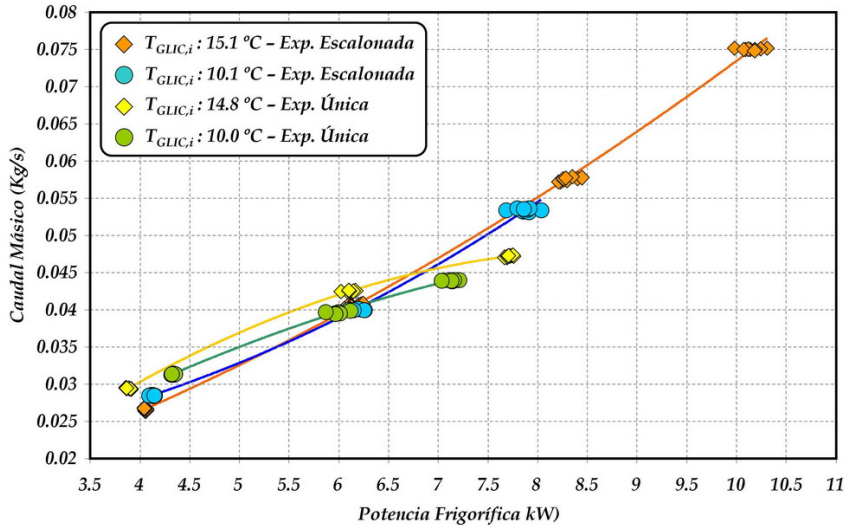


Figura IV.86 – Variación del caudal másico al variar la potencia frigorífica
($T_{GC,o}: 33.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

De acuerdo con la Figura IV.86, el caudal másico en la configuración de simple etapa es siempre superior al que aparece en la configuración de doble etapa de expansión, para potencias frigoríficas inferiores al valor nominal ($\dot{Q}_o \leq 6\text{ kW}$). Sin embargo, para potencias superiores a este valor, la tendencia se invierte debido al efecto combinado de la presión de evaporación y del recalentamiento útil (Figuras IV.87 y IV.88).

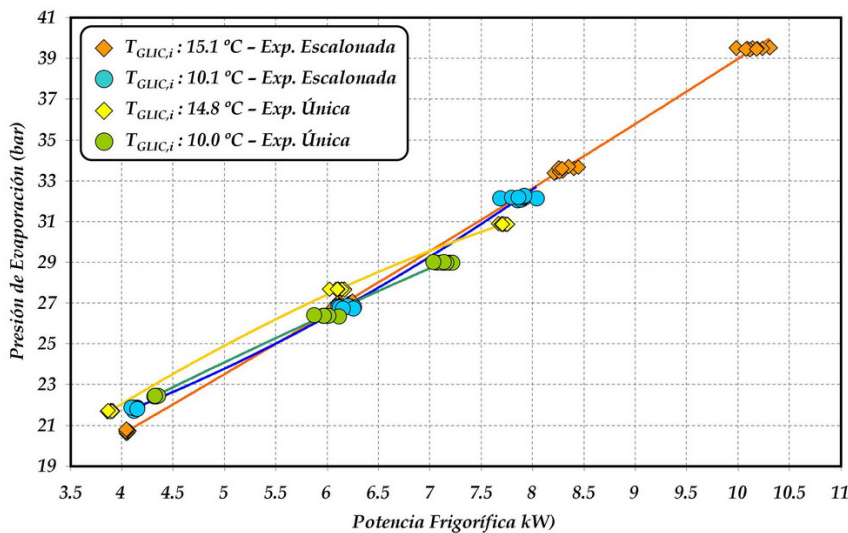


Figura IV.87 – Variación de la presión de evaporación al variar la potencia frigorífica
($T_{GC,o}: 33.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

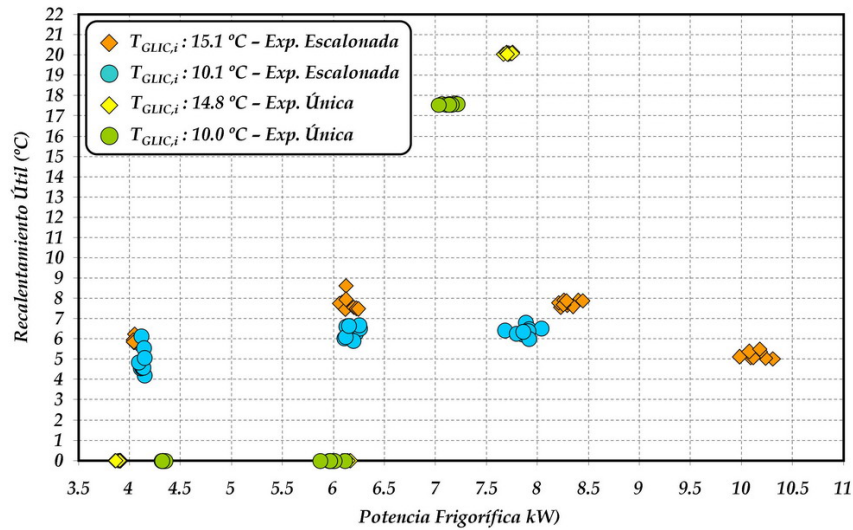


Figura IV.88 – Variación del recalentamiento útil al variar la potencia frigorífica
($T_{GC,o}: 33.9^\circ\text{C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

Teniendo en cuenta la Figuras IV.86, el caudal másico de refrigerante aumenta cuando la potencia térmica demandada en el evaporador es mayor. Sin embargo, la forma con la que la instalación logra conseguir este aumento de caudal, difiere en ambas configuraciones. Así en el ciclo con doble etapa de expansión, la existencia de una válvula de expansión termostática y de un depósito de acumulación entre etapas, permite aumentar la cantidad de caudal másico de refrigerante manteniendo controlado el recalentamiento útil en el evaporador. Para ello, la válvula termostática incorpora una mayor cantidad de masa en la región de baja, aumentando así la presión de evaporación y reduciendo al mismo tiempo la tasa de compresión.

En la configuración con sistema de expansión único, el comportamiento difiere completamente del anterior ya que no existe un depósito de acumulación para almacenar carga de refrigerante en exceso. En este caso, la instalación opera con una válvula de expansión presostática, la cual permite regular únicamente la presión de gas-cooler y no el recalentamiento útil. Es por ello que cuando la instalación demanda una potencia frigorífica superior al valor nominal, la primera respuesta de la instalación es aumentar el recalentamiento útil (Figura IV.88). Este aumento brusco en el recalentamiento, incrementa el volumen específico de los vapores de refrigerante en el evaporador, de manera que el volumen ocupado por los mismos aumenta. Teniendo en cuenta que el ciclo frigorífico dispone de un volumen geométrico constante, la presión en la región de baja tiende a aumentar (Figura IV.87), reduciéndose así la tasa de compresión y permitiendo incrementar el caudal másico de refrigerante trasegado por el compresor. Sin embargo, este aumento es inferior al que se consigue con el ciclo de doble etapa de expansión, lo que puede explicarse en base al salto logarítmico medio (LMTD) en el evaporador (IV.48), el cual reduce considerablemente su valor al aumentar la potencia frigorífica demanda en el evaporador (Figura IV.90).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{GLIC,o} - T_{R,i}) - (T_{GLIC,i} - T_{R,o})}{\ln\left(\frac{T_{GLIC,o} - T_{R,i}}{T_{GLIC,i} - T_{R,o}}\right)} \quad (IV.48)$$

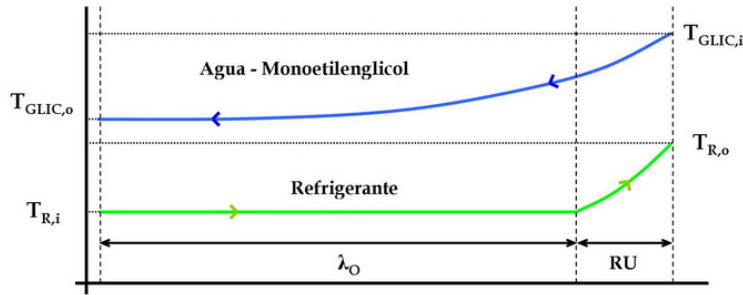


Figura IV.89 – Evolución de las temperaturas en el interior del evaporador

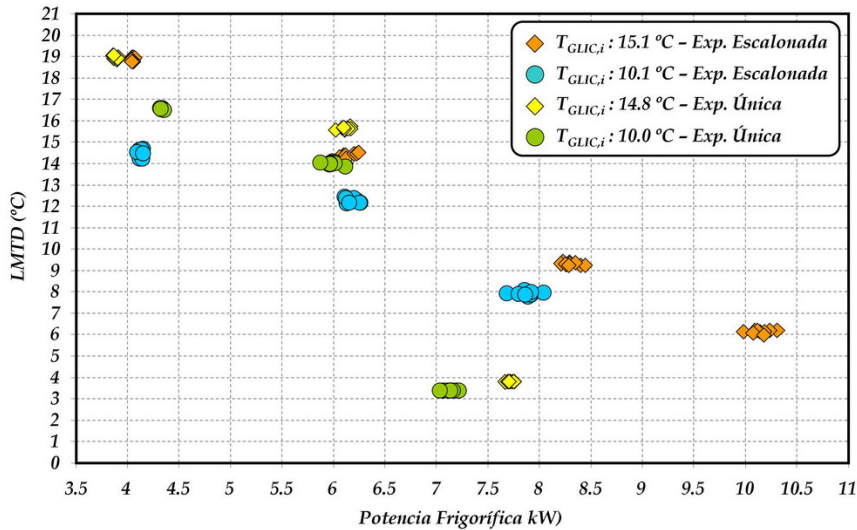


Figura IV.90 – Variación del LMTD con la potencia frigorífica
($T_{GC,o}$: 33.9 °C, P_{GC} : 85.1 bar, N : 1450.3 rpm)

Tal y como se observa en la Figura IV.90, en las instalaciones con doble etapa de expansión la reducción del valor del LMTD se produce de forma prácticamente lineal, ya que la instalación es capaz de controlar el recalentamiento útil en evaporador. Sin embargo, en la instalación con una sola etapa de expansión, el valor del LMTD se reduce bruscamente para potencias superiores al valor nominal. Es decir, la instalación trabaja con un recalentamiento útil elevado debido a la carencia de refrigerante, lo que impide hacer frente a demandas térmicas superiores.

IV.5.2.2 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida

La potencia eléctrica consumida por la instalación, es un parámetro que depende de numerosas variables como son la temperatura de entrada en el motor, los niveles de presiones a los cuales trabaja la instalación, y la velocidad de giro del motor. Tal y como se describía en el Apartado IV.2, la potencia eléctrica consumida por el compresor puede cuantificarse mediante la expresión (IV.49).

$$P_C = \frac{\dot{m} \cdot (h_{Dis,s} - h_{Asp})}{\eta_C} + \dot{m} \cdot (h_{Asp} - h_{Mot}) \quad (IV.49)$$

De acuerdo con la expresión (IV.49), el caudal másico y el trabajo específico de compresión son dos factores que marcan el valor de la potencia eléctrica consumida por el compresor, y puesto que se trata de dos factores con efectos opuestos, no es posible

predecir a priori, la evolución que sigue la potencia eléctrica consumida. La Figura IV.91 presenta la variación de la potencia eléctrica para las dos configuraciones ensayadas.

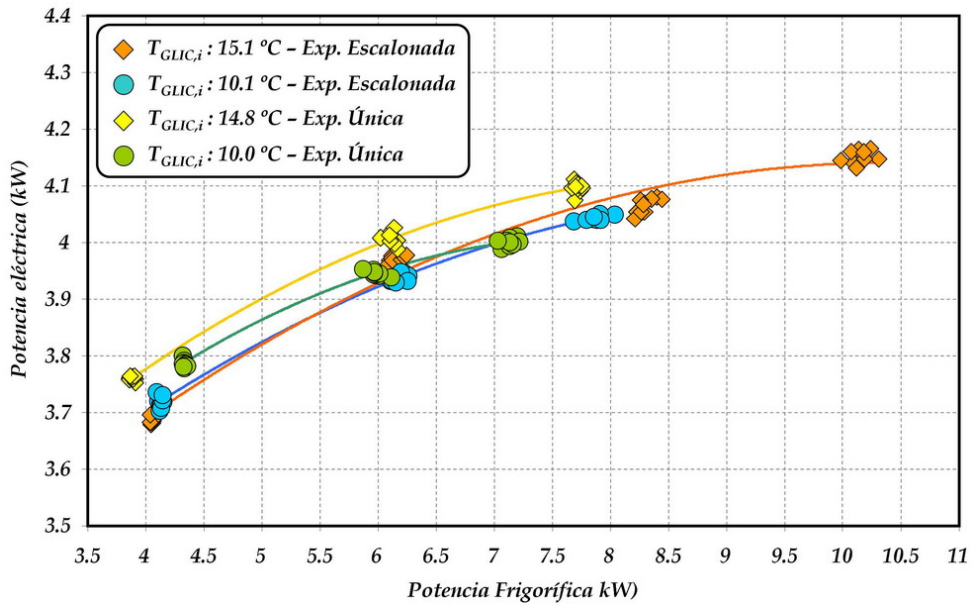


Figura IV.91 – Variación la potencia consumida por el compresor con la potencia frigorífica ($T_{GC,o}: 33.9\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

A la vista de los resultados, se puede decir que la evolución del caudal másico marca la tendencia seguida por la potencia eléctrica del compresor, lo que significa que el aumento de caudal másico compensa la reducción que aparece en el trabajo específico de compresión (Figura IV.92).

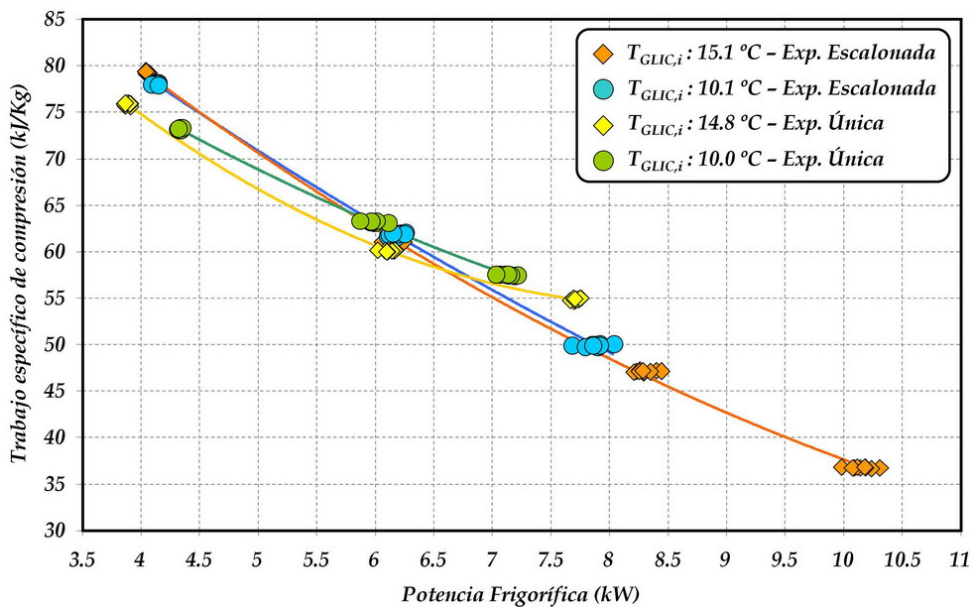


Figura IV.92 – Variación del trabajo específico de compresión con la potencia frigorífica ($T_{GC,o}: 33.9\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

De acuerdo con la Figura IV.91, la potencia eléctrica consumida en ambas configuraciones es prácticamente similar, si bien cuando se trabaja con potencias frigoríficas superiores al valor nominal (6 kW), el consumo en el ciclo con expansión única es ligeramente superior que el consumo en el ciclo con doble etapa de expansión.

IV.5.2.3 – Efecto sobre la temperatura de descarga

Considerando la evolución de la presión de evaporación mostrada en la Figura IV.87, la temperatura de descarga tenderá a disminuir a medida que lo haga la presión de evaporación (Figura IV.93).

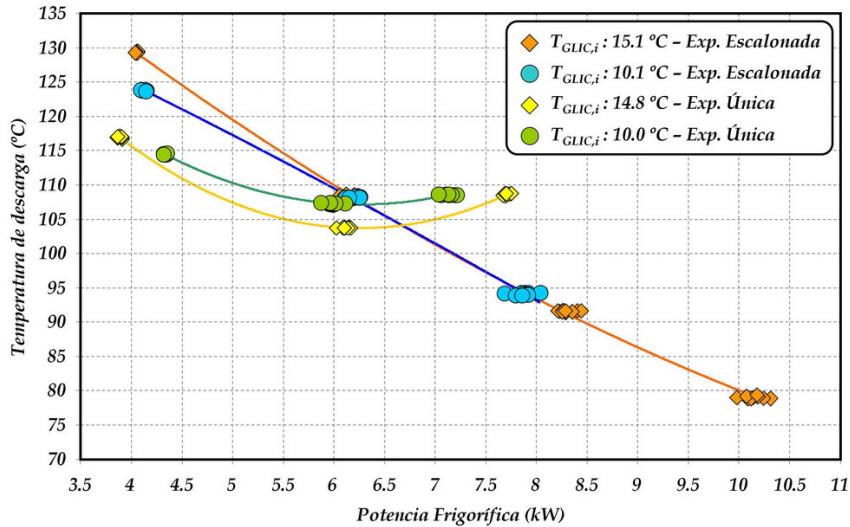


Figura IV.93 – Variación de la temperatura de descarga con la potencia frigorífica
($T_{GC,o}: 33.9\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

A partir de la Figura IV.93, se observa que para potencias frigoríficas inferiores al valor nominal, la temperatura de descarga es siempre menor en el ciclo con una única etapa de expansión (hasta 13 °C de diferencia). Sin embargo, para valores de potencia frigorífica superiores al valor nominal, esta tendencia cambia completamente, ya que el recalentamiento útil aumenta bruscamente (Figura IV.88).

IV.5.2.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación

A la vista de la evolución que sigue la potencia eléctrica en la Figura IV.91, la eficiencia energética de la instalación tendrá una tenencia creciente, ya que el incremento de potencia eléctrica es siempre inferior al incremento de potencia frigorífica que se consigue.

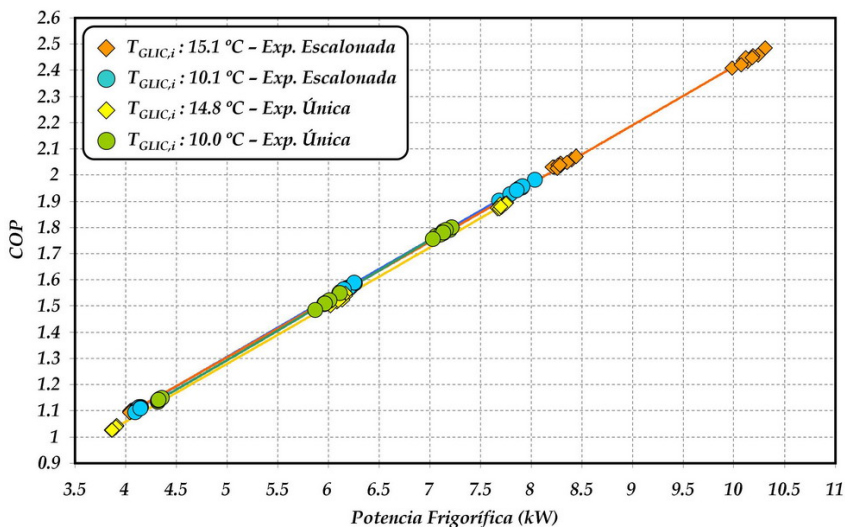


Figura IV.94 – Variación de la eficiencia energética con la potencia frigorífica
($T_{GC,o}: 33.9\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.3\text{ rpm}$)

De acuerdo con la Figura IV.94 se pueden extraer dos conclusiones. Por una parte, la temperatura de entrada del agua glicolada ($T_{GLIC,i}$) no afecta prácticamente a la eficiencia energética de la instalación frigorífica para cualquiera que sea la configuración de trabajo adoptada. Ello significa que para una misma potencia frigorífica es posible variar la temperatura $T_{GLIC,i}$ sin mermar con ello la eficiencia energética de la instalación. Por otra parte, ambas configuraciones poseen eficiencias muy similares, lo que indica que aunque desde un punto de vista teórico se reduzcan las irreversibilidades durante el proceso de expansión, existen otras fuentes de irreversibilidades que hacen que la eficiencia de la instalación se mantenga prácticamente igual. En este aspecto, es posible que el compresor semihermético sea el elemento que penalice la mejora alcanzada en la configuración con doble etapa de expansión.

IV.5.3 – Modificación de las condiciones ambientales

En este punto se analiza como se comporta la instalación al variar las condiciones ambientales a las cuales se encuentra funcionando la instalación. Debido a la elevada eficiencia que posee el gas-cooler, la variación en las condiciones ambientales es equivalente a modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GC,o}$), por lo que se tomará este parámetro para poder realizar el estudio.

La presión de gas-cooler y la velocidad de giro del compresor, se han mantenido constante en todo momento con valores de 85 bar y 1450 rpm, respectivamente. El recalentamiento útil fijado por la válvula de expansión termostática en la configuración de doble etapa de expansión, ha sido de 5 °C aproximadamente. En ambos casos la temperatura de entrada del agua glicolada se ha fijado a 15 °C

IV.5.3.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante

El efecto directo de modificar la temperatura de salida de gas-cooler, es la variación del salto entálpico del evaporador (Figuras IV.84 y IV.85). Como consecuencia de esta variación, y puesto que la potencia térmica demandada es la misma, la instalación debe de modificar el caudal másico trasegado tal y como se muestra en la Figura IV.95.

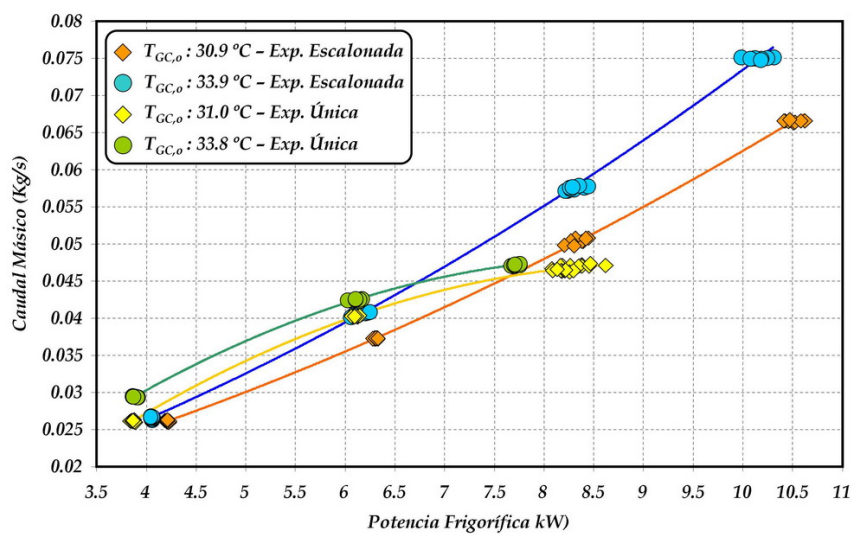


Figura IV.95 – Variación del caudal másico circulante en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}$: 15.0 °C, P_{GC} : 85.1 bar, N: 1450.2)

A la vista de los resultados obtenidos, independientemente de la configuración ensayada, el caudal másico aumenta cuando la temperatura de salida de gas-cooler es mayor. Por otra parte, la evolución que sigue el caudal másico en la configuración de doble etapa de expansión, es muy diferente a la que se tiene en la configuración de una sola etapa. Ello se debe al aumento brusco que sufre el recalentamiento útil cuando se trabaja con potencias frigoríficas superiores al valor nomina (6 kW) (Figura IV.96), ya que la presión de evaporación sigue una tendencia positiva similar a la que se produce cuando se modifican las condiciones de carga del evaporador (Figura IV.97).

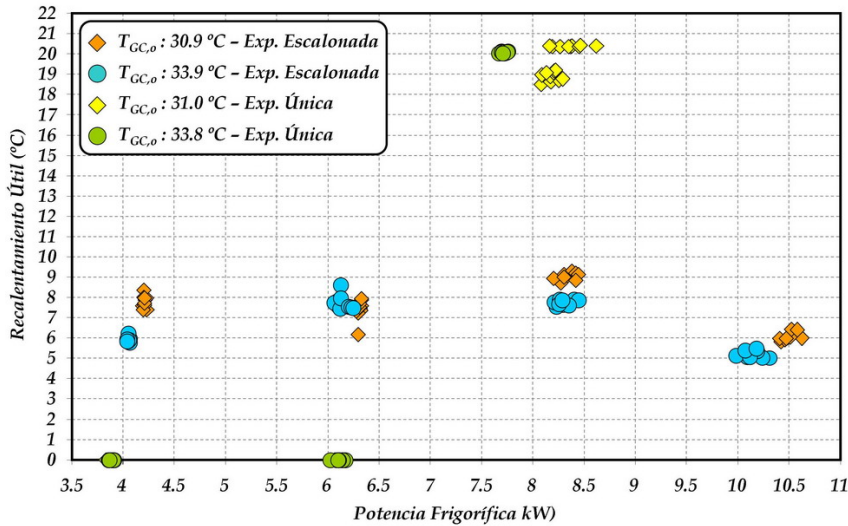


Figura IV.96 – Variación del recalentamiento útil en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}$: 15.0 °C, P_{GC} : 85.1 bar, N: 1450.2)

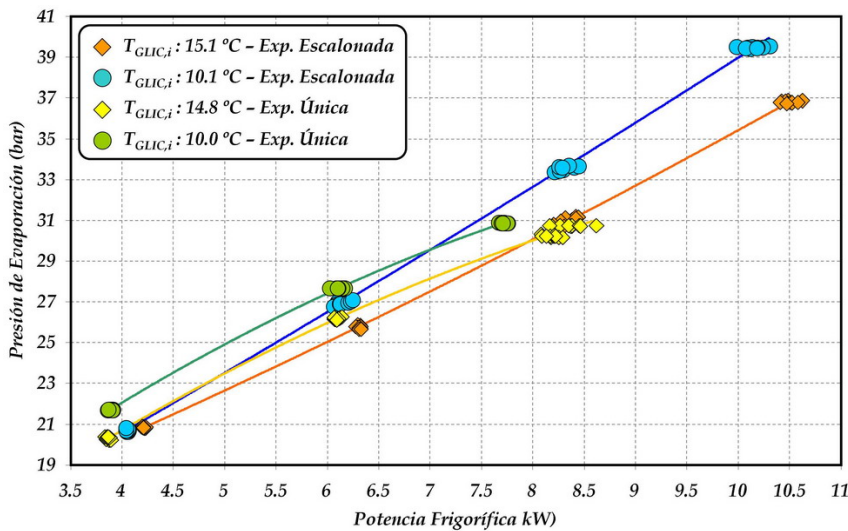


Figura IV.97 – Variación de la presión de evaporación en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}$: 15.0 °C, P_{GC} : 85.1 bar, N: 1450.2)

De acuerdo con los resultados obtenidos, el comportamiento de la instalación con una única etapa de expansión en estas condiciones, es similar a la que se tiene cuando se modifican las condiciones de carga del evaporador.

IV.5.3.2 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida

La evolución de la potencia eléctrica consumida en ambas configuraciones, se muestra en la Figura IV.98 para las diferentes temperaturas de salida de gas-cooler ensayadas.

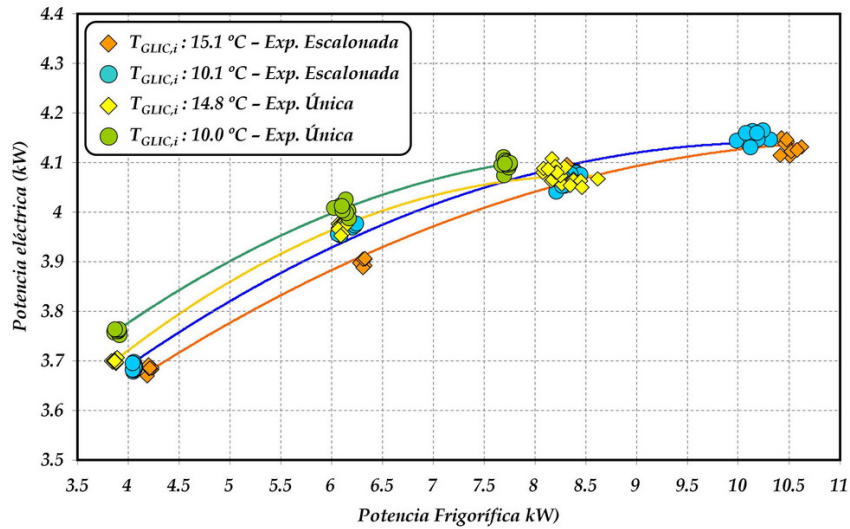


Figura IV.98 – Variación la potencia consumida por el compresor en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}: 15.0\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.2$)

Tal y como era de esperar, el caudal másico marca la variación que sufre la potencia eléctrica del compresor con la potencia frigorífica generada por la instalación. A la vista de los resultados se puede decir que el consumo que se da en la configuración con una única etapa de expansión, es ligeramente superior al consumo que se tiene en la configuración con doble etapa de expansión, lo que coincide con los resultados que se obtenían anteriormente.

IV.5.3.3 – Efecto sobre la temperatura de descarga

Dada la evolución de la presión de evaporación que se muestra en la Figura IV.97, la temperatura de descarga deberá disminuir al aumentar la presión de evaporación tal y como se muestra en la Figura IV.99.

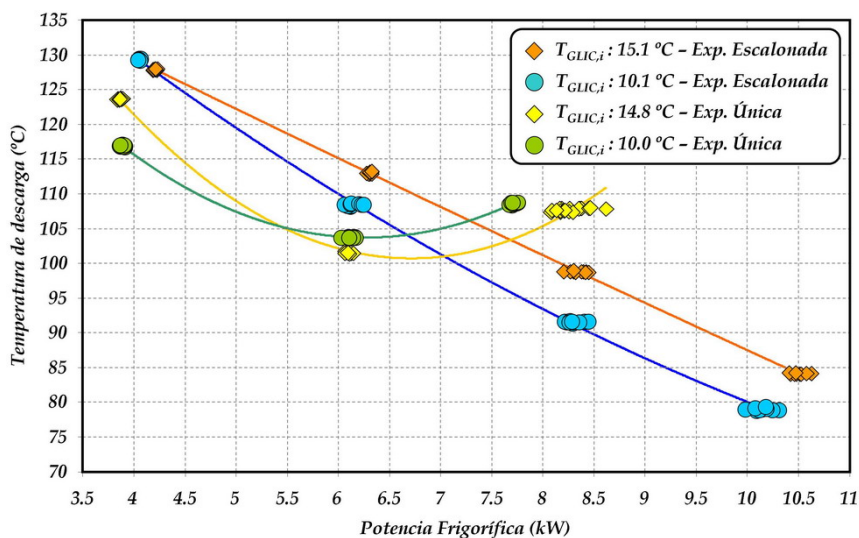


Figura IV.99 – Variación la temperatura de descarga en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}: 15.0\text{ °C}$, $P_{GC}: 85.1\text{ bar}$, $N: 1450.2$)

De nuevo, la temperatura de descarga en la configuración con una sola etapa de expansión, es menor que la que se tiene en la configuración con sistema de expansión múltiple siempre que la potencia demandada esté por debajo del valor nominal (6 kW). Ello se debe a que en estas condiciones la temperatura de entrada del refrigerante en el compresor, se encuentra en forma de vapor saturado. Para valores de potencia superiores al valor nominal, el efecto es justo el contrario debido al aumento de recalentamiento útil que se produce en la instalación frigorífica.

IV.5.3.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación

Considerando la evolución que tiene la potencia eléctrica frente a la potencia frigorífica en la Figura IV.98, es de esperar que la eficiencia de la instalación aumente tal y como se muestra en la Figura IV.100.

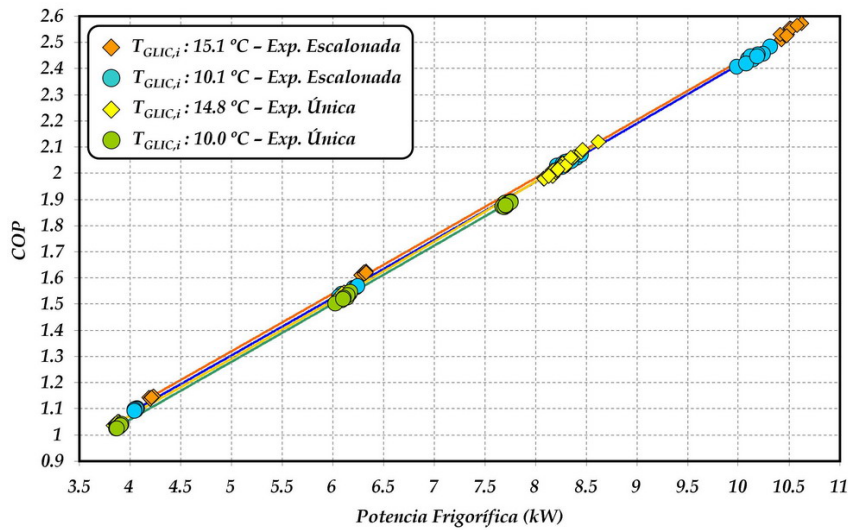


Figura IV.100 – Variación la eficiencia energética en ambas configuraciones al modificar la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{GLIC,i}$: 15.0 °C, P_{GC} : 85.1 bar, N: 1450.2)

Los resultados que se obtienen al variar la temperatura de descarga en ambas configuraciones, son similares a los que se obtienen cuando se modifica la temperatura de entrada del agua glicolada, es decir, ambas configuraciones poseen una eficiencia muy similar independientemente de las variables exteriores modificadas. En este caso, la variación de la temperatura de salida de gas-cooler no afecta prácticamente a la eficiencia de la instalación frigorífica lo que se contradice los resultados obtenidos en el apartado correspondiente al estudio de la presión óptima. Sin embargo, cabe destacar que los ensayos realizados en este apartado no restringen el valor de la presión de evaporación, a diferencia de los ensayos realizados en el estudio de la presión óptima.

IV.5.4 – Conclusiones

A partir de los ensayos realizados con ambas configuraciones y de la comparativa anteriormente desarrollada, se puede concluir que ambos ciclos no presentan diferencias significativas en términos de eficiencia energética. Sin embargo, sí que existen diferencias significativas en el comportamiento de ambos, ya que la configuración con una única etapa de expansión es más sensible ante variaciones de carga frigorífica que la configuración con sistema de expansión múltiple escalonado. Así, si se trabaja con un ciclo de expansión única correctamente dimensionado, las temperaturas de descarga son siempre inferiores al ciclo

de doble expansión para cualquier potencia frigorífica igual o inferior al valor nominal. Sin embargo, para potencias superiores al valor nominal, la temperatura de descarga y la capacidad del ciclo empeoran notablemente, siendo el ciclo de expansión múltiple el que mejores resultados ofrece en términos de seguridad de ciclo y de comportamiento. En estas condiciones, el funcionamiento del ciclo de expansión múltiple será el adecuado siempre y cuando la masa almacenada en el depósito sea la suficiente, es decir, siempre y cuando la aspiración de la segunda etapa de expansión se de en condiciones de líquido saturado.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es la baja variabilidad que presentan ambas configuraciones ante la modificación de parámetros externos como son la temperatura de salida del gas-cooler ($T_{GC,o}$) y la temperatura de entrada del agua glicolada ($T_{GLIC,i}$), lo que contradice los resultados obtenidos en el estudio de presión óptima presentado en el Apartado IV.3.

IV.6 Análisis del efecto de la extracción de vapor

En los análisis y comparativas anteriormente realizados, se ha tomado como referencia el ciclo con doble etapa de expansión y depósito de acumulación entre etapas descrito en el Capítulo II (Figura II.3). Este ciclo, consta de un depósito de acumulación entre etapas que asegura el correcto funcionamiento de la segunda etapa de expansión, y permite absorber las variaciones de refrigerante que puedan darse en la instalación. Este depósito trabaja con una presión determinada por las condiciones de saturación existentes en su interior, por lo que con la configuración descrita en el Capítulo II, no es posible variar su valor para analizar como repercute sobre el comportamiento y la eficiencia energética de la instalación frigorífica.

Para intentar modificar esta variable, la Figura IV.101 muestra una configuración alternativa que utiliza un segundo compresor que aspira y comprime los vapores de refrigerante existentes en el depósito de acumulación.

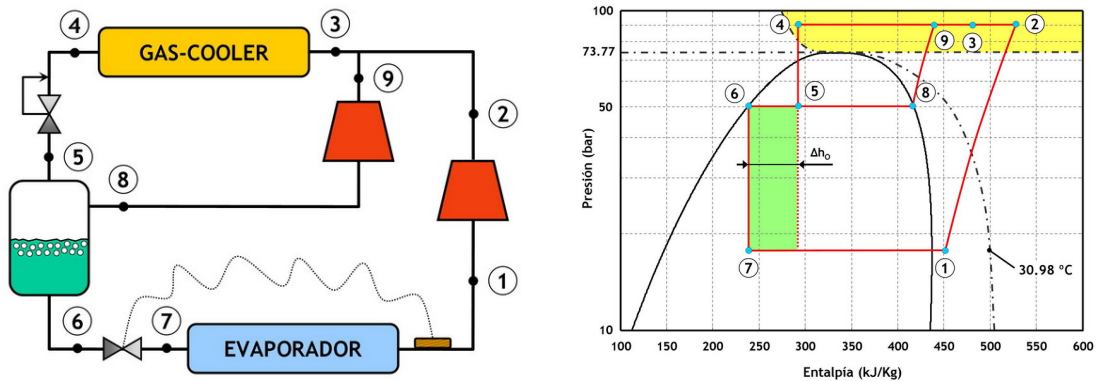


Figura IV.101 – Circuito frigorífico con extracción de vapor saturado del depósito

Dado que una de las condiciones de funcionamiento de los ciclos que disponen de doble etapa de expansión, es que la salida del depósito (entrada a la segunda etapa de expansión) se de en condiciones de líquido saturado, la extracción de vapor del depósito obligará a que el salto entálpico en el evaporador aumente tal y como se indica en el diagrama Ph de la Figura IV.101. Sin embargo este aumento de salto entálpico se ve contrapuesto por una reducción del caudal másico circulante por el evaporador, lo que deriva en una combinación de efectos contrarios que pueden mejorar o empeorar la potencia frigorífica generada por la instalación, y con ella, la eficiencia de la misma.

A pesar de las posibilidades que presenta la configuración de la Figura IV.101, su esquema de funcionamiento es complicado de implementar, ya que requiere el uso de dos compresores independientes con tasas de compresión muy diferentes. Por ello, este ciclo se plantea como un desarrollo futuro a implementar en nuevas modificaciones que se puedan llevar a cabo sobre la instalación frigorífica desarrollada.

Como alternativa al ciclo de la Figura IV.101, se ha ideado una nueva configuración que permite modificar la presión del depósito sin la necesidad de emplear un segundo sistema de compresión (Figura IV.102). Este nuevo ciclo emplea una válvula de expansión presostática que permite regular la presión del depósito de acumulación mediante la extracción de vapor saturado del mismo.

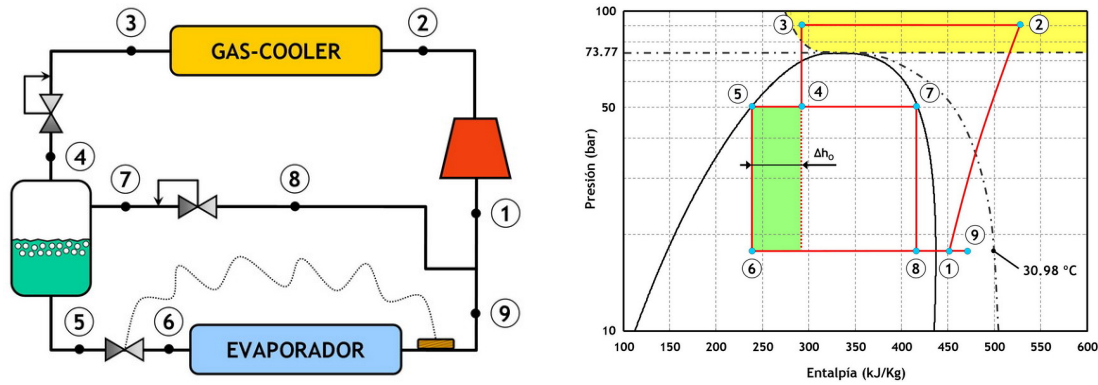


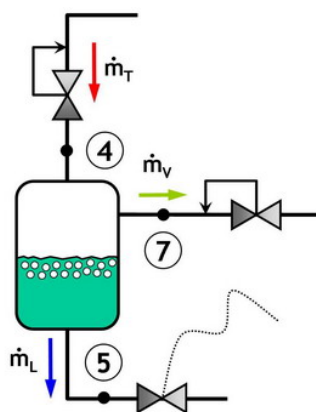
Figura IV.102 – Circuito frigorífico con extracción de vapor saturado del depósito II

Mediante esta configuración, se consigue mejorar el salto entálpico en el evaporador de la misma manera que en la configuración de la Figura IV.101, con la diferencia de que el vapor de refrigerante extraído del depósito, es utilizado para disminuir la temperatura de entrada en el compresor mediante la inyección del mismo. De esta manera se consigue mejorar el proceso de compresión y reducir así, la temperatura de descarga. La combinación de todos estos efectos puede derivar en una mejora energética de la planta frigorífica, por lo que este apartado se centrará completamente en el análisis de esta nueva configuración y en la incidencia que ésta posee sobre los principales parámetros energéticos de la instalación frigorífica.

IV.6.1 – Análisis experimental de la extracción de vapor

IV.6.1.1 – Efecto sobre el caudal másico de refrigerante

La extracción de vapor saturado del depósito de acumulación, supone la aparición de una nueva corriente de refrigerante que debe de ser cuantificada para poder calcular la potencia frigorífica en el evaporador. Puesto que solo se dispone de un caudalímetro para medir el caudal másico total circulante (\dot{m}_T), el resto de corrientes de refrigerante se determinarán mediante balance energético (IV.50) y balance másico (IV.51) sobre el depósito de acumulación.



$$h_4 \cdot \dot{m}_T = h_7 \cdot \dot{m}_v + h_5 \cdot \dot{m}_L \quad (IV.50)$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_v + \dot{m}_L \quad (IV.51)$$

Figura IV.103 – Balance energético y másico en depósito de acumulación

Combinando las expresiones (IV.50) y (IV.51) es posible determinar el valor del caudal másico de vapor saturado (\dot{m}_v) (IV.52) y de líquido saturado (\dot{m}_L) (IV.53).

$$\dot{m}_V = \dot{m}_T - \dot{m}_L \quad (IV.52)$$

$$\dot{m}_L = \dot{m}_T \cdot \frac{h_5 - h_7}{h_6 - h_7} \quad (IV.53)$$

La Figura IV.104 muestra la evolución de los diferentes caudales másicos de refrigerante, cuando se modifica la presión del depósito de acumulación. Los ensayos se han realizado para unas condiciones de funcionamiento determinadas, en las cuales la presión máxima del depósito corresponde al funcionamiento de la instalación sin extracción de vapor saturado, es decir, trabajando según la configuración de doble etapa de expansión descrita en el Capítulo II (Figura II.3).

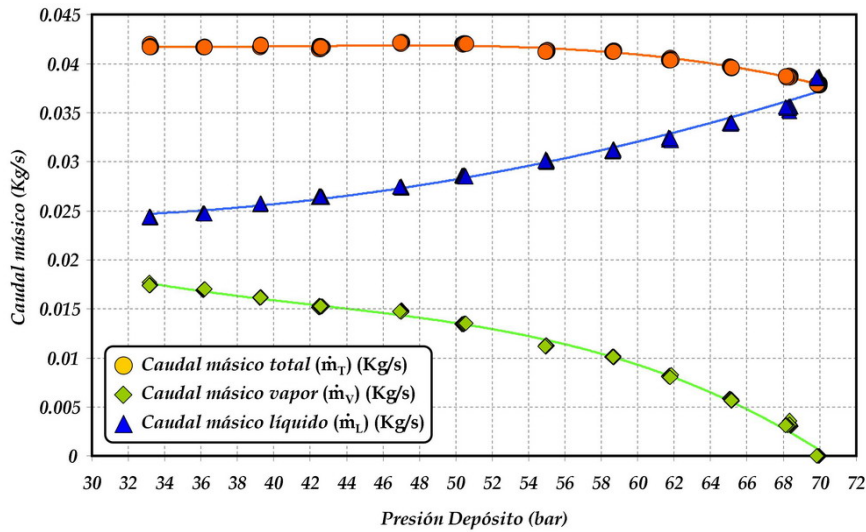


Figura IV.104 – Evolución de los caudales másicos con la presión del depósito
 ($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_o : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

Tal y como se observa en la Figura IV.104, el caudal másico en evaporador va disminuyendo a medida que el vapor saturado extraído del depósito es mayor. Por otra parte, se aprecia un ligero aumento en el caudal másico trasegado por el compresor, lo que significa que la inyección de refrigerante previa a la entrada del compresor semihermético, reduce la temperatura y el volumen específico de aspiración.

Esta reducción de temperatura a la entrada del compresor, disminuye los recalentamientos que aparecen en la instalación tal y como se aprecia en la Figura IV.105, donde se muestran los recalentamientos en el devanado del motor (R_{Mot}), en la línea de aspiración previa inyección (RMU_1), y en línea de aspiración después de la inyección (RMU_2).

La Figura IV.106 presenta la evolución del recalentamiento total en la instalación, subdividido en los diferentes recalentamientos que intervienen.

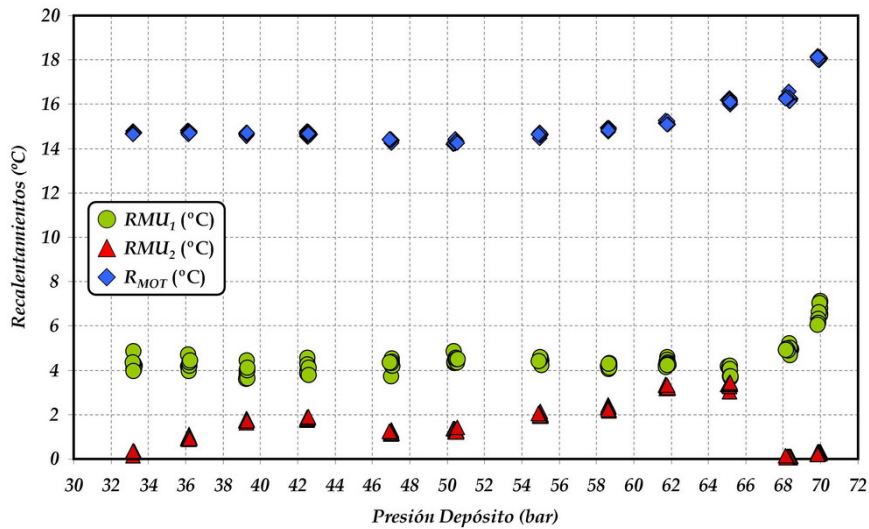


Figura IV.105 – Evolución de los recalentamiento en la instalación frigorífica (I)
 ($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_O : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

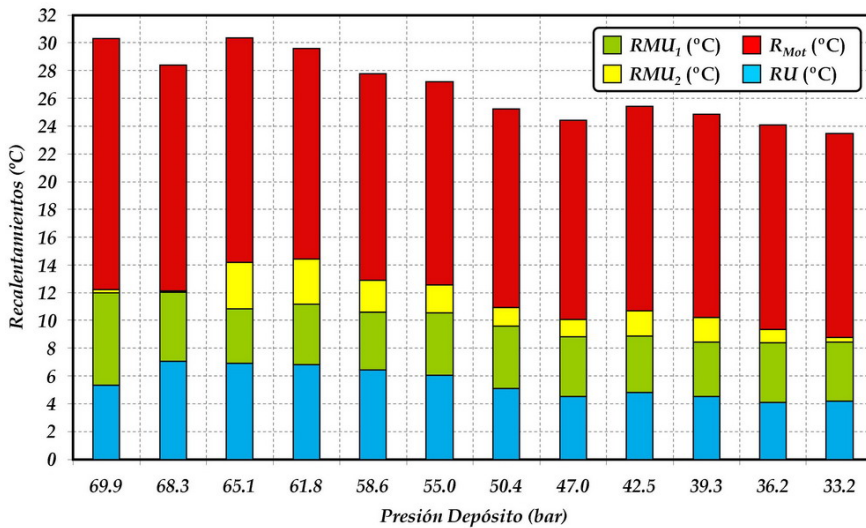


Figura IV.106 – Evolución de los recalentamiento en la instalación frigorífica (II)
 ($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_O : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

De acuerdo con la Figura IV.105, la introducción de la inyección de vapor genera una variación inicial de los recalentamientos RMU_1 y RMU_2 , los cuales acaban alcanzando valores prácticamente constantes al final de los ensayos. Por otra parte, se aprecia como el recalentamiento introducido por el devanado eléctrico del compresor (R_{Mot}) disminuye con la inyección de vapor, favoreciendo de esta manera a la reducción de la temperatura de aspiración. La combinación de todos estos efectos da como resultado una reducción en el valor del recalentamiento total tal y como se muestra en la Figura IV.106.

IV.6.1.2 – Efecto sobre la potencia frigorífica

Tal y como se ha comentado al principio de este apartado, la extracción de vapor saturado del depósito de acumulación aumenta el salto entálpico en el evaporador (Figura IV.107) a la vez que reduce el caudal másico circulante por su interior (Figura IV.104). Debido a la combinación de estos dos efectos contrarios, no es posible predecir a priori si el efecto de la inyección mejora o empeora la potencia frigorífica de la instalación.

La Figura IV.108 muestra la evolución de la potencia frigorífica con la presión del depósito de acumulación.

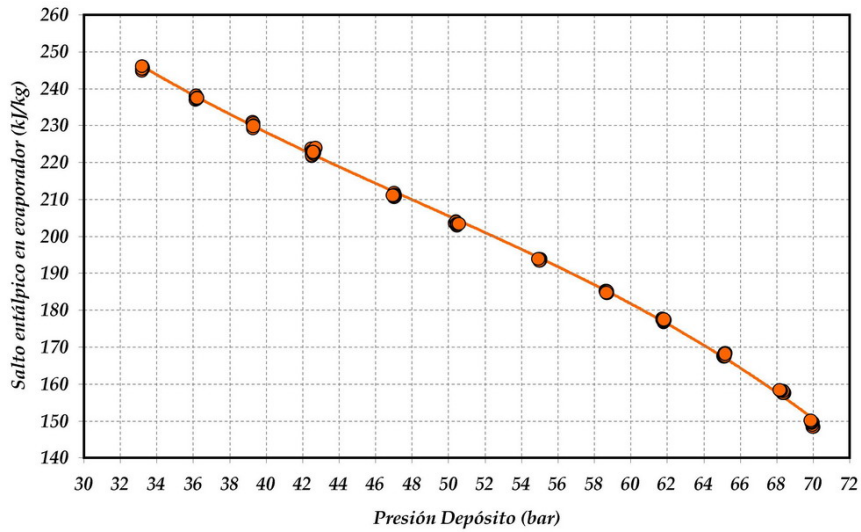


Figura IV.107 – Evolución del salto entálpico en evaporador con la presión del depósito ($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_o : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

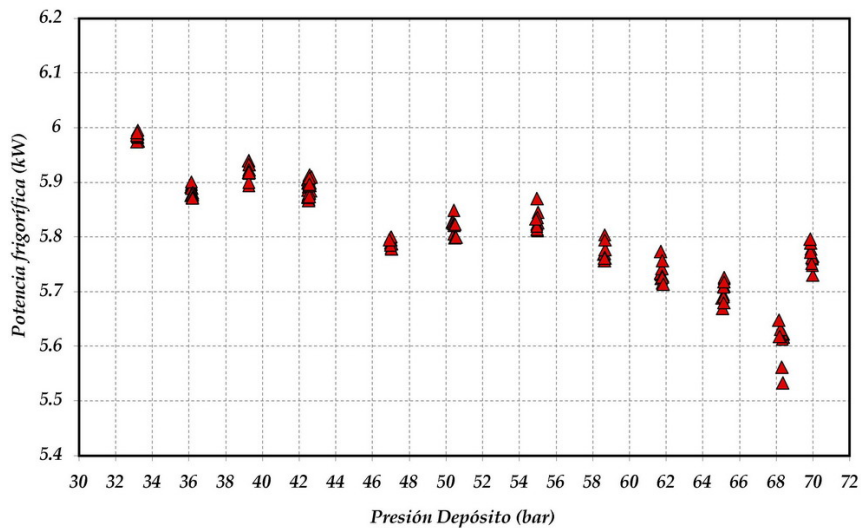


Figura IV.108 – Evolución de la potencia frigorífica con la presión del depósito ($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_o : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

Los resultados de la Figura IV.108, indican que la disminución progresiva de la presión en el depósito aumenta ligeramente la potencia frigorífica generada por la instalación, lo que significa que el aumento del salto entálpico conseguido, compensa la reducción de caudal másico a través del evaporador. Sin embargo hay que tener en cuenta que este aumento no es uniforme, sino que depende del valor de la presión del depósito. Según los ensayos realizados, ha sido necesario reducir la presión del depósito hasta un 17 % para poder mejorar la eficiencia energética de la instalación frigorífica.

IV.6.1.3 – Efecto sobre la potencia eléctrica consumida

A la vista de los resultados obtenidos en el caudal másico (Figura IV.104) y en el recalentamiento del devanado eléctrico (Figura IV.105), no es posible predecir a priori cómo varía la potencia eléctrica del compresor semihérmico, ya que ambos efectos son contrarios y pueden aumentar o disminuir su valor.

La Figura IV.109 muestra el efecto de la presión del depósito sobre la potencia eléctrica consumida por el compresor, de acuerdo con las condiciones de ensayo empleadas.

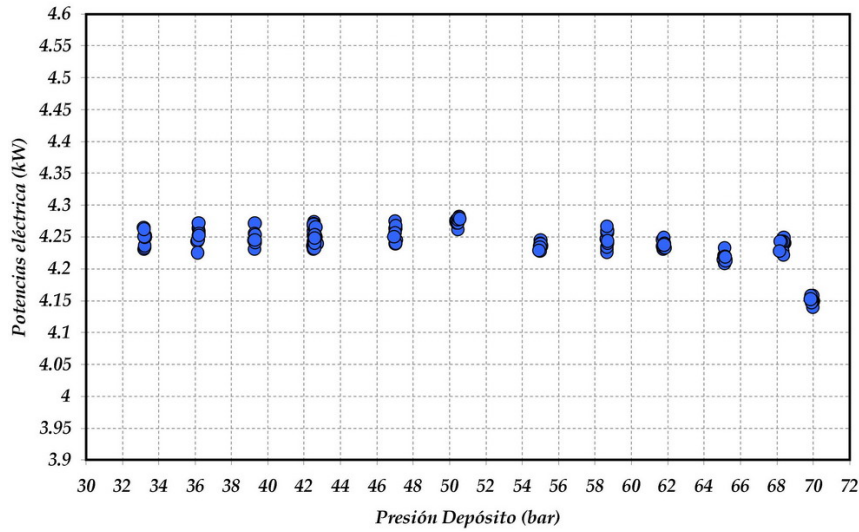


Figura IV.109 – Evolución de la potencia eléctrica del compresor con la presión del depósito
($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_O : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

Tal y como se observa en la Figura IV.109, el consumo del compresor semihermético en la configuración de extracción de vapor saturado, es ligeramente superior al que se tiene en condiciones de funcionamiento normal. Este aumento del 2.4 %, se mantiene prácticamente constante al variar la presión del depósito de acumulación, lo que supone que el efecto del caudal másico prevalece por encima de la reducción que se consigue en el recalentamiento asociado al devanado eléctrico del compresor.

IV.6.1.4 – Efecto sobre la eficiencia energética de la instalación

Teniendo en cuenta los resultados mostrados en las Figuras IV.108 y IV.109, es complicado predecir si el COP de la instalación aumenta o disminuye. La Figura IV.110 muestra el resultado de esta combinación en base a los ensayos experimentales realizados.

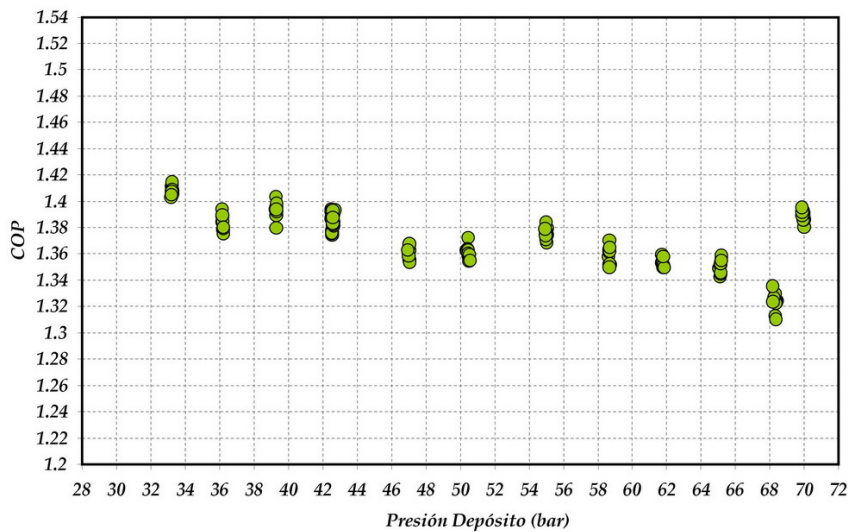


Figura IV.110 – Evolución del COP con la presión del depósito
($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_O : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

A la vista de los resultados obtenidos, la extracción de vapor del depósito de acumulación, produce una reducción inicial de la eficiencia energética, con un incremento posterior para valores de presión intermedia próximas a la presión de evaporación (aproximadamente 26.5 bar). Este hecho indica que existe un valor de la presión intermedia para la cual se mejora la eficiencia de la instalación frigorífica, la cual depende de las condiciones externas ensayadas (presión y temperatura de salida de gas-cooler).

IV.6.1.5 – Efecto sobre la temperatura de descarga

La reducción la temperatura de aspiración del compresor por efecto de la inyección, reduce la temperatura de descarga tal y como se indica en la Figura IV.111.

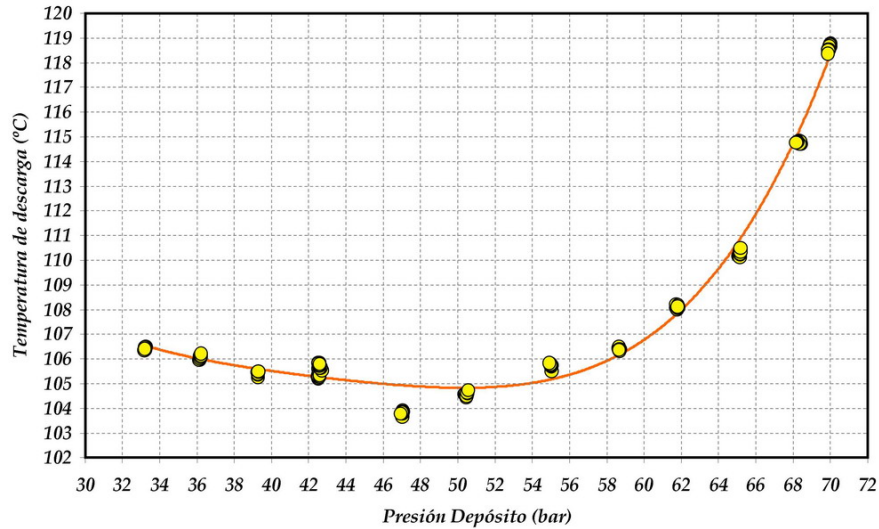


Figura IV.111 – Evolución de la temperatura de descarga con la presión del depósito
($T_{GC,o}$: 34.0 °C, P_{GC} : 90.1 bar, T_o : -9.9 °C, RU: 5.4 °C, N: 1451.3 rpm)

Las reducciones alcanzadas poseen valores de hasta 14 °C para las condiciones ensayadas, lo que permite ampliar el rango de funcionamiento de la instalación y mejorar el funcionamiento de la misma.

IV.6.2 – Conclusiones

En base a los ensayos realizados, se puede decir que esta nueva configuración de ciclo permite mejorar ligeramente la eficiencia de la instalación frigorífica cuando ésta trabaja bajo unas condiciones determinadas de funcionamiento. Para poder generalizar este comportamiento, sería necesario ampliar el rango de ensayos realizado, abordando un mayor número de condiciones de funcionamiento, para poder así contemplar las dependencias existentes entre presión de gas-cooler, temperatura de salida de gas-cooler y presión del depósito de acumulación. Con ello se busca encontrar un óptimo o punto de funcionamiento, donde se maximice el valor de la eficiencia energética. Estos ensayos se contemplan como un desarrollo futuro, ampliando su aplicabilidad a sistemas de compresión multietapa con compresor de tipo *compound*.

Capítulo 5

MODELADO FÍSICO DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

Modelado de la Instalación Frigorífica

V.1 Introducción

Adicionalmente al estudio experimental, el modelado de los diferentes componentes que posee la instalación frigorífica, tiene como objetivo simular el comportamiento de la misma en condiciones no ensayadas con vistas a reducir los periodos de tiempo invertidos en la realización de ensayos. Del mismo modo, el desarrollo de estos modelos constituye una herramienta indispensable a la hora de analizar el comportamiento de cada uno de los componentes, en vistas a posibles rediseños y redimensionados futuros.

En este capítulo se desarrollan y se validan los modelos estacionarios del evaporador y gas-cooler, sin incluir el compresor semihermético, por haber sido desarrollado en el Capítulo IV y por tratarse de un modelo paramétrico ajustado en el rango de trabajo ensayado.

La metodología de cálculo empleada en el modelado de los intercambiadores, se basa en la discretización de éstos en n volúmenes finitos, sobre los cuales se aplican las ecuaciones de conservación de la energía. Para ello se considera que en cada uno de los volúmenes finitos, las propiedades termodinámicas permaneces constantes, a la vez que no existe intercambio de calor con el ambiente.

Para simplificar los cálculos, se supondrá que no existen caídas de presión en ninguno de los intercambiadores, ya que las presiones de trabajo son elevadas y el error que se comete en términos de presión es muy pequeño. Por otra parte, se desprecia el efecto del aceite lubricante en los procesos de transferencia de calor, es decir, se supone que el fluido refrigerante es puro en todo momento. Autores como C. Dang *et al.* [91] y J. P. Lee [115, 116] hacen hincapié en este fenómeno por la penalización que supone sobre los coeficientes de transferencia de calor del refrigerante, el aumento de concentración del aceite. Dado que en la instalación desarrollada no existe la posibilidad de medir la concentración de aceite, el análisis de este efecto se contemplará como un desarrollo futuro.

La implementación de todos los modelos se ha programado con el software *Matlab*, empleando las librerías dinámicas de *RefProp* [106]. El equipo informático empleado en todos los cálculos realizados ha sido un Intel Core2Duo T6320@1.87 Ghz con 1 Gb de RAM DDR2@667 Mhz.

V.2 Modelo de Gas-Cooler

Tal y como se comentaba en el Capítulo II, el gas-cooler es un intercambiador de calor situado en la región de alta presión, cuya función es enfriar el fluido supercrítico procedente de la descarga del compresor. Debido a las propiedades del fluido supercrítico, la eficiencia de este tipo de intercambiadores alcanza valores elevados superiores al 95 %, lo que favorece a reducir su tamaño y por ende, el espacio y peso ocupado. La Figura V.1 muestra la evolución de la eficiencia en el gas-cooler con la presión y temperatura de salida de gas-cooler, según unas condiciones de funcionamiento determinadas.

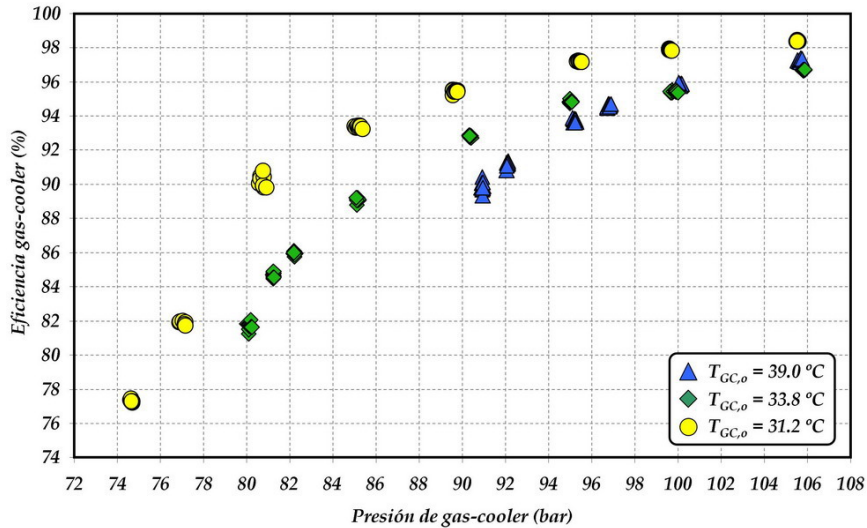


Figura V.1 – Evolución de la eficiencia del gas-cooler (ϵ_{GC}) con la presión (P_{GC}) (T_O : -10.0 °C, RU: 5.1 °C, N: 1448.5 rpm)

Dado que la temperatura de refrigerante a la salida de gas-cooler constituye una de las propiedades más importantes para definir la eficiencia energética de la instalación, el modelado del gas-cooler permitirá determinar este parámetro para diferentes condiciones de funcionamiento de la instalación frigorífica y diferentes temperaturas y caudales de entrada del fluido frigorífero (agua).

El gas-cooler empleado en la instalación frigorífica desarrollada, posee una configuración contracorriente con un diseño de tubos concéntricos, cuyas características geométricas pueden consultarse en la Tabla II.2 del Capítulo II.

V.2.1 – Metodología de cálculo

Para modelar el comportamiento del gas-cooler, se ha optado por emplear la técnica de discretización en volúmenes finitos debido a los cambios bruscos de propiedades termodinámicas que aparecen en el intercambiador, cuya revisión ya se había tratado con anterioridad en el Capítulo IV a la hora de describir el funcionamiento del intercambiador intermedio colocado a la salida del gas-cooler.

La idea fundamental de esta técnica, consiste en dividir el intercambiador en un número finito de volúmenes, sobre los cuales se aplican las ecuaciones de conservación de la energía considerando constantes las propiedades termodinámicas en cada uno de ellos.

A partir de estos volúmenes finitos y de la relación que entre ellos se puede establecer, es posible calcular las variables de salida del intercambiador (temperatura del refrigerante y temperatura del fluido secundario) a partir de las variables de entrada y de las dimensiones geométricas del propio intercambiador.

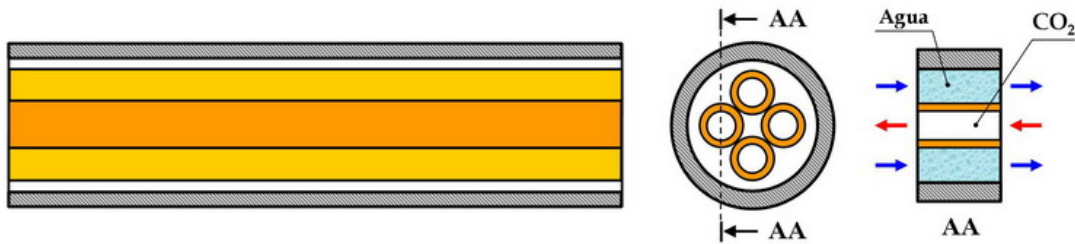


Figura V.2 – Metodología de volúmenes finitos

Las variables consideradas como “entrada” del modelo, son aquellas cuyo valor es conocido de antemano, bien sea porque son variables que pueden ser prefijadas por el usuario, o bien porque son variables que pueden ser conocidas con o sin necesidad de simular el comportamiento del compresor semihermético. Así, las variables de entrada para el modelo desarrollado son las siguientes:

- Temperatura de entrada del refrigerante ($T_{GC,i}$).
- Presión de entrada del refrigerante (P_{GC}).
- Caudal másico de refrigerante (\dot{m}_R)
- Temperatura de entrada del fluido frigorífero ($T_{w,i}$).
- Caudal volumétrico del fluido frigorífero (\dot{q}_w)
- Características geométricas del intercambiador.

Las variables que se desean calcular a partir de éste modelo son las siguientes:

- Temperatura de salida del fluido frigorífero ($T_{w,o}$).
- Temperatura de salida del refrigerante ($T_{GC,o}$).
- Potencia intercambiada en el gas-cooler (\dot{Q}_{GC}).
- Eficiencia del gas-cooler (ϵ_{GC}).

Adicionalmente a estas variables, también se puede obtener la *evolución de las temperaturas de los fluidos puestos en juego*, así como la *evolución de los coeficientes de transmisión de calor en el interior del gas-cooler*, de forma aproximada. Esta evolución depende de las ecuaciones empíricas empleadas (ecuaciones para determinar los coeficientes de transferencia de calor), así como del comportamiento del propio modelo.

El procedimiento de cálculo seguido en el desarrollo del modelo, posee dos partes diferenciadas. Por una parte se tiene el cálculo de las variables termodinámicas que definen cada uno de los volúmenes finitos, y por otra, la relación entre los diferentes volúmenes finitos que definen el gas-cooler.

Para poder calcular las variables termodinámicas de todos y cada uno de los volúmenes finitos, se ha establecido como condición de convergencia alcanzar la igualdad entre las potencias transmitidas por ambos fluidos (refrigerante y fluido secundario). Para ello, el proceso de cálculo comienza con una inicialización de variables que definen el propio volumen finito ($T_{w,i}$, $T_{w,o}$, $T_{R,i}$, $T_{R,o}$, T_{MET}).

Esta inicialización consiste en determinar el valor de las variables anteriores en función de los parámetros que se dispone inicialmente ($T_{GC,i}$, $T_{W,i}$). Los valores que se asignan a las diferentes variables son: $T_{W,i} = T_{W,o}$ y temperaturas de refrigerante $T_{R,i}$, $T_{R,o}$ iguales entre sí e iguales a la mitad del valor de la temperatura de entrada en el refrigerante. Dado que los volúmenes finitos están relacionados entre sí, las variables de salida/entrada de los diferentes volúmenes finitos estarán sujetas al resto de volúmenes finitos tal y como se muestra e la Figura V.3

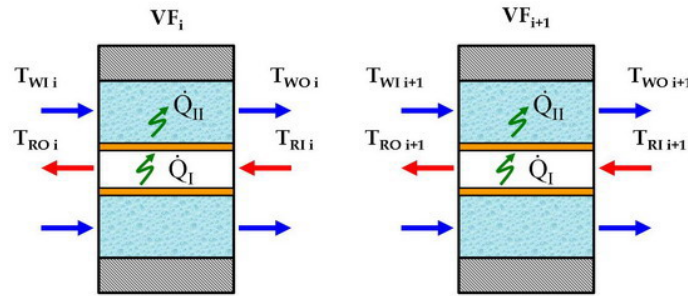


Figura V.3 – Relación entre variables termodinámicas entre dos volúmenes finitos

Una vez inicializado el volumen finito, el siguiente paso consiste en recalcular las variables de salida de cada volumen finito hasta que se cumpla la condición de convergencia establecida (igualdad entre la potencia calorífica cedida por el refrigerante, y la potencia calorífica absorbida por el agua). Para poder conseguir esta condición, se emplean dos bucles de convergencia (Figuras V.4 y V.5). El primero de ellos (Figura V.4) evalúa los coeficientes de transmisión de calor dentro del volumen finito, obteniéndose con ello la temperatura de la superficie metálica de los tubos interiores. En este bucle se supone que la conductividad del metal es muy elevada (prácticamente infinita) lo que significa que se desprecia la diferencia de temperaturas existente entre las superficies metálicas de los tubos interiores.

El siguiente bucle (Figura V.5) lleva implícito el Bucle 1, y es el bucle general que se encarga del cálculo de cualquier volumen finito. Este bucle evalúa los cambios de propiedades de los fluidos, así como las potencias intercambiadas por ambos. En este último bucle la condición de convergencia es el error que se comete en el cálculo de las temperaturas de salida del refrigerante y del agua del gas-cooler.

En ambos bucles el error de convergencia tomado (ϵ_c) es de 0.01 °C, habiéndose comprobado que la disminución del valor de éste, no introduce una mejora significativa sobre la precisión del modelo.

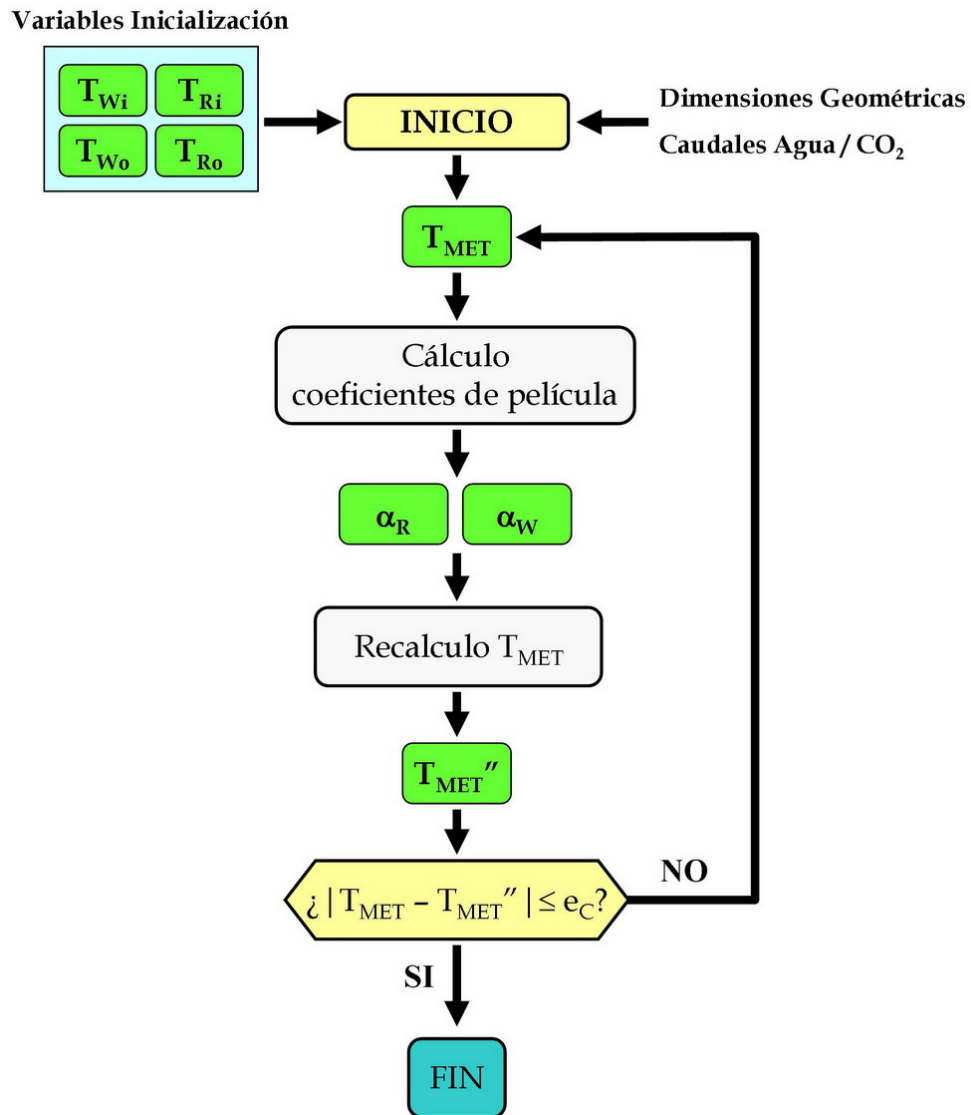


Figura V.4 – Bucle de convergencia 1

- $T_{W,i}$: Temperatura de entrada del agua (K)
- $T_{W,o}$: Temperatura de salida del agua (K)
- $T_{R,i}$: Temperatura de entrada del refrigerante (K)
- $T_{R,o}$: Temperatura de salida del refrigerante (K)
- T_{MET} / T_{MET}'' : Temperatura del metal en el tubo interior (K)
- α_R : Coeficiente de convección en el lado del refrigerante ($W/m^2 K$)
- α_W : Coeficiente de convección en el lado del agua ($W/m^2 K$)

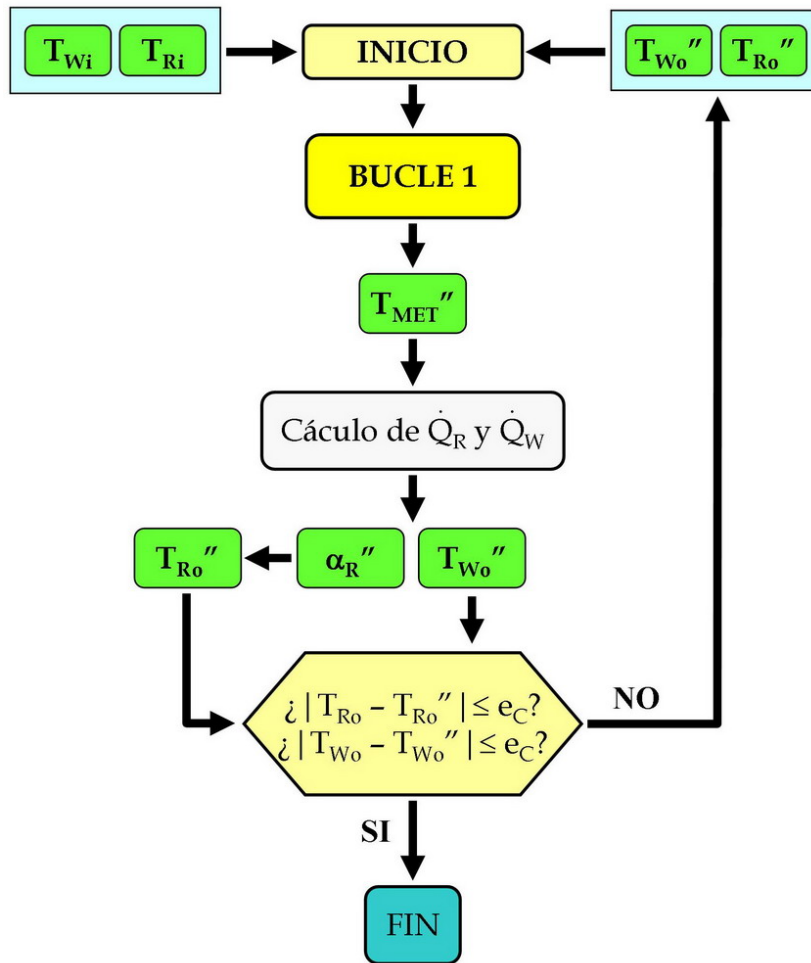


Figura V.5 – Bucle de convergencia 2

- $T_{W,i}$: Temperatura de entrada del agua (K)
- $T_{W,o}$: Temperatura de salida del agua (K)
- $T_{R,i}$: Temperatura de entrada del refrigerante (K)
- $T_{R,o}$: Temperatura de salida del refrigerante (K)
- T_{MET} : Temperatura de la superficie metálica (K)
- α_R : Coeficiente de convección en el lado del refrigerante ($W/m^2 K$)

V.2.2 – Ecuaciones matemáticas empleadas

Las ecuaciones matemáticas empleadas para el desarrollo de este modelo, se han agrupado en dos grupos atendiendo al fluido de trabajo empleado en cada caso.

V.2.2.1 – Lado del Refrigerante

Para poder calcular la transmisión de calor en un volumen finito, se aplicarán las ecuaciones V.1 y V.2 correspondientes a la potencia cedida por el refrigerante, suponiendo que no existen pérdidas de calor al ambiente

$$\dot{Q}_R = \alpha_R \cdot A_R \cdot (T_R - T_{MET}) \quad (V.1)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_R \cdot (h_{R,i} - h_{R,o}) \quad (V.2)$$

Las propiedades termodinámicas del refrigerante (entalpía de entrada y de salida), se han determinado empleando las bases de datos del software RefProp.

El coeficiente de transmisión de calor por convección en el refrigerante, se han evaluado a partir de la correlación modificada de Gnielinski para flujo turbulento (V.3) [117]. Cabe destacar que en la bibliografía existen otras expresiones empíricas para calcular éste coeficiente de película [51, 118, 119], las cuales pueden ser implementadas en este modelo sin ningún tipo de problema. En este caso se ha optado por la de Gnielinski por ser una de las más empleadas.

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_H}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (V.3)$$

D_H : Diámetro hidráulico en el lado del refrigerante (m)

L : Longitud del volumen finito (m)

ξ : Factor de fricción calculado según la expresión de Konakov [120] (V.4)

Re : Reynolds en el lado del refrigerante

Pr : Prandtl en el lado del refrigerante

Nu : Número de Nusselt $Nu = \frac{\alpha_R \cdot D_H}{K_R}$

K_R : Conductividad térmica del refrigerante (W/ m K)

α_R : Coeficiente de convección (W/ m² K)

$$\xi = [1.8 \cdot \log_{10}(Re) - 1.5]^{-2} \quad (V.4)$$

Para extender la validez de la expresión (V.3) a las condiciones de funcionamiento del dióxido de carbono en régimen supercrítico, es necesario aplicar una serie de coeficientes de corrección (V.5 y V.6) sobre el número de Nusselt.

$$K_1 = \left(\frac{T_B}{T_W} \right)^{0.15} \quad (V.5)$$

Donde T_B corresponde con la temperatura absoluta del refrigerante, y T_W corresponde con la temperatura absoluta de la pared de los tubos interiores (ambos en K)

$$K_2 = \left(\frac{Pr_B}{Pr_W} \right)^{0.11} \quad (V.6)$$

Pr_B es el número de Prandtl calculado con la temperatura promedio del refrigerante y Pr_W es el número de Prandtl calculado con la temperatura de la pared de los tubos interiores. El rango de validez de esta expresión es $0.1 < (Pr_B/Pr_W) < 10$.

Estos coeficientes de corrección, permiten tener en cuenta los cambios de propiedades termodinámicas asociados a la variación de temperatura radial en el propio refrigerante, los cuales son tanto mayores, cuanto más cerca se trabaja de la zona transcítica [121].

Teniendo en cuenta estos coeficientes de corrección, el número de Nusselt (Nu) empleado para la determinación del coeficiente de convección en el lado del refrigerante es el que se indica mediante la expresión (V.7).

$$Nu_{Corregido} = Nu \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (V.7)$$

V.2.2.2 – Lado del fluido secundario

Para el modelado del agua (fluido secundario) en cada uno de los volúmenes finitos, se han empleado unas ecuaciones similares a las que se obtienen por balance de potencias en el lado del refrigerante (V.8 y V.9).

$$\dot{Q}_W = \alpha_W \cdot A_W \cdot (T_{Met} - T_W) \quad (V.8)$$

$$\dot{Q}_W = q_W \cdot c_P \cdot \rho_W \cdot (T_{W_o} - T_{W_i}) \quad (V.9)$$

c_P : Calor específico isobárico en el agua (kJ/Kg °C)

ρ_W : Densidad del agua (Kg/m³)

q_W : Caudal volumétrico de agua (m³/s)

Al igual que antes las propiedades termofísicas del agua también han sido obtenidas empleando la base de datos del software RefProp.

La correlación utilizada para determinar los coeficientes de transmisión de calor por convección desde la superficie de los tubos internos hacia el agua, es la correlación de Gnielinski (V.10) [121] para intercambiadores de tubos concéntricos. Esta correlación es válida para intercambiadores concéntricos con flujo dentro de la región de transición entre el régimen laminar y régimen turbulento, $2300 \leq Re \leq 10000$ (V.10 – V.19).

$$Nu_W = (1 - \gamma) \cdot Nu_{Lam2300} + \gamma \cdot Nu_{Tur10^4} \quad (V.10)$$

En esta ecuación aparecen dos términos $Nu_{Lam2300}$ y Nu_{Tur10^4} , los cuales se determinan a partir de las expresiones (V.11) y (V.12), las cuales a su vez dependen de otras expresiones (V.14 – V.19).

$$Nu_{Lam2300} = \left[(Nu_{1,i})^3 + (Nu_{2,2300,i})^3 + (Nu_{3,2300})^3 \right]^{1/3} \quad (V.11)$$

$$Nu_{Tur10^4} = 0.86 \cdot \left(\frac{d_i}{d_C} \right)^{-0.16} \cdot \frac{(0.0308/8) \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{0.0308/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_H}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (V.12)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (0 \leq \gamma \leq 1) \quad (V.13)$$

$$Nu_{1,i} = 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d_i}{d_C} \right)^{-0.8} \quad (V.14)$$

$$Nu_{2,2300,i} = f_{gi} \cdot \left(2300 \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_H}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{V.15})$$

$$f_{gi} = 1.615 \cdot \left[1 + 0.14 \cdot \left(\frac{d_i}{d_C} \right)^{-\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{V.16})$$

$$Nu_{3,2300} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot \text{Pr}} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(2300 \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_H}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{V.17})$$

d_H : Diámetro hidráulico (IV.18) (m)

d_C : Diámetro interior de la carcasa (m)

d_i : Diámetro equivalente de los tubos de refrigerante (IV.19) (m)

L : Longitud de la carcasa (m)

$$d_H = \frac{4 \cdot A_W}{P_W} \quad (\text{V.18})$$

$$d_i = d_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_R}{\pi}} \quad (\text{V.19})$$

De acuerdo con las expresiones anteriores, el programa se ha desarrollado para poder cubrir todo el rango de Reynolds posible en el agua. Sin embargo cabe destacar, que para los ensayos realizados el régimen de trabajo en la zona del agua es siempre de tipo turbulento, lo que favorece la transferencia de calor entre ambos fluidos.

V.2.2.3 – Ecuaciones generales

Las ecuaciones generales empleadas para poder asegurar la condición de equilibrio, permiten calcular la potencia intercambiada entre ambos fluidos y la superficie metálica de las tuberías interiores por la que circula el refrigerante. Así, la expresión (V.20) permite calcular la potencia intercambiada entre el refrigerante y la superficie interior de los tubos, mientras que la expresión (V.21) permite calcular la potencia intercambiada entre la superficie exterior de los tubos y el fluido secundario. Tal y como se ha comentado antes, se desprecia el pequeño salto de temperaturas existente entre las superficies exterior e interior de los tubos metálicos interiores.

$$\dot{Q}_1 = \alpha_R \cdot A_R \cdot (T_R - T_{MET}) \quad (\text{V.20})$$

$$\dot{Q}_2 = \alpha_W \cdot A_W \cdot (T_{MET} - T_W) \quad (\text{V.21})$$

α_R : Coeficiente de transmisión de calor por convección en el refrigerante ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

α_W : Coeficiente de transmisión de calor por convección en el agua ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

A_R : Área de transmisión de calor en el volumen finito (lado refrigerante) (m^2)

A_W : Área de transmisión de calor en el volumen finito (lado agua) (m^2)

T_{MET} : Temperatura metal del tubo interno. Valor medio en el volumen finito ($^{\circ}\text{C}$).

T_R : Temperatura del refrigerante. Valor medio en el volumen finito ($^{\circ}\text{C}$).

T_W : Temperatura del agua. Valor medio en el volumen finito ($^{\circ}\text{C}$).

V.2.3 – Validación del modelo

El modelo desarrollado programado en Matlab, consta de 4 programas enlazados entre sí para poder calcular el proceso de convergencia en cada volumen finito, y enlazar cada uno de ellos entre sí. Adicionalmente existe un subprograma con las dimensiones geométricas del gas-cooler, que puede ser modificado para poder redimensionar u optimizar el funcionamiento del mismo.

Para poder comprobar la validez de este modelo y asegurar el correcto funcionamiento de los programas anteriormente desarrollados, se han empleado los ensayos obtenidos anteriormente para el análisis experimental, donde se han modificado las siguientes variables:

- Temperatura de entrada del fluido refrigerante.
- Temperatura de salida del fluido refrigerante.
- Caudal másico del refrigerante.
- Temperatura de entrada del fluido secundario.
- Caudal másico del fluido secundario (agua).
- Presión de gas-cooler.

En vistas a reducir los tiempos de cálculo empleados en el modelo, se han promediado todos los estacionarios hasta obtener un único valor. En total se han utilizado 157 estacionarios para poder validar el modelo del gas-cooler, siendo las variables elegidas para el proceso de validación: la potencia calorífica generada en el gas-cooler, la temperatura del refrigerante y del agua a la salida del gas-cooler, y la entalpía de salida del refrigerante.

Los resultados obtenidos se muestran en la Figuras V.6 – V.9, donde se observan desviaciones inferiores al 5 % en la potencia generada por el gas-cooler (Figura V.9) y en la entalpía de salida del refrigerante (Figura V.8), así como desviaciones inferiores a 1 °C en la temperatura del agua a la salida de gas-cooler (Figura V.7). La Figura V.6 asociada a la temperatura de salida del refrigerante, muestra desviaciones superiores a 1.5 °C a causa de la gran variabilidad que presentan las propiedades del CO₂ en las proximidades de la región crítica (zona transcítica). Estos cambios derivan en variaciones de entalpía de $\pm 5 \%$, lo que afectará directamente a la potencia frigorífica generada por la instalación.

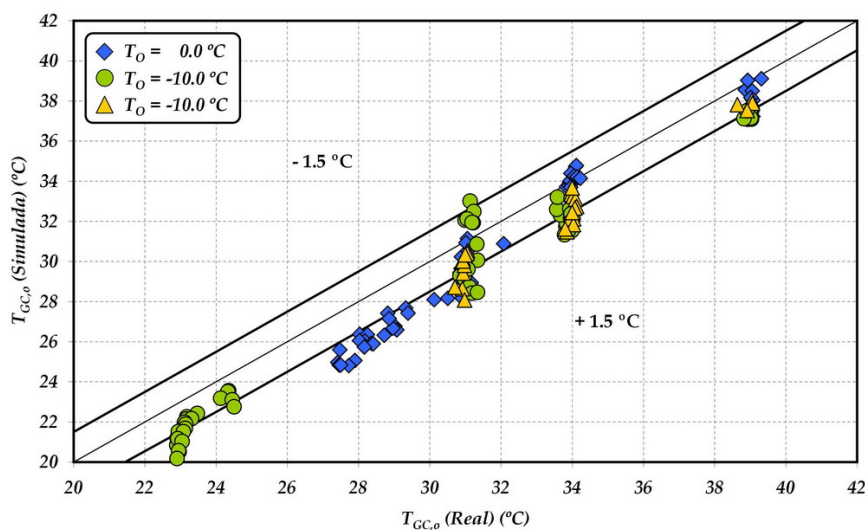


Figura V.6 – Validación de la temperatura de refrigerante a la salida de gas-cooler

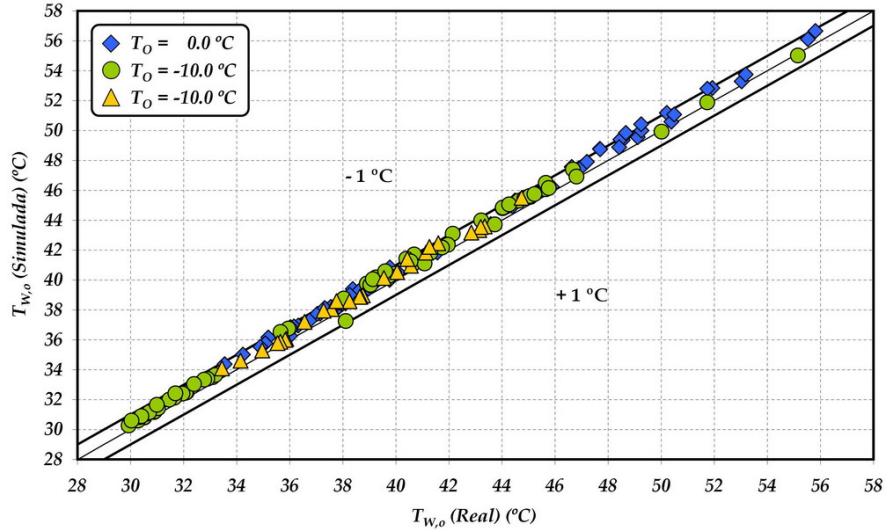


Figura V.7 – Validación de la temperatura de agua a la salida de gas-cooler

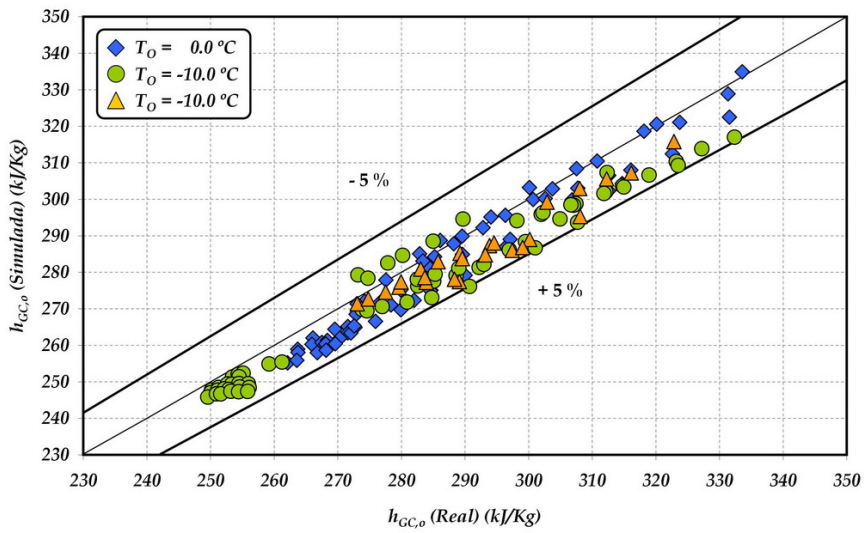


Figura V.8 – Validación de la entalpía de salida del refrigerante

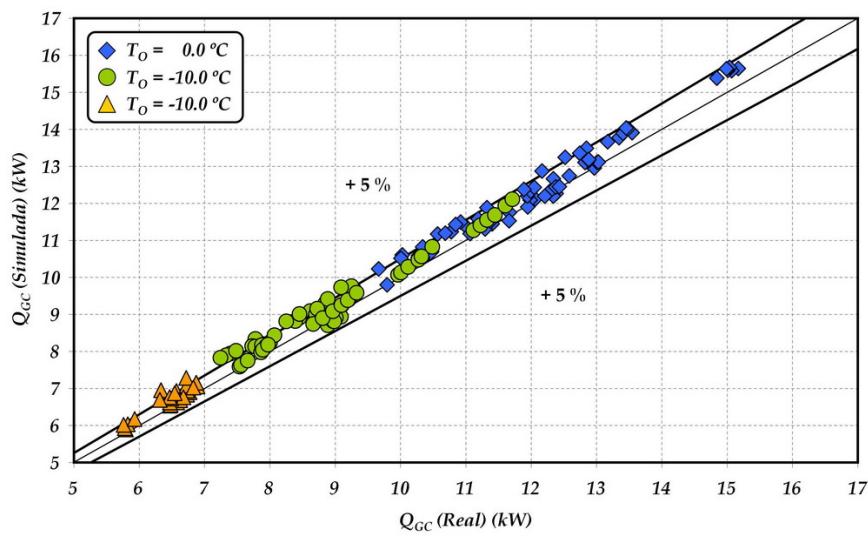


Figura V.9 – Validación de la potencia calorífica disipada por el gas-cooler

El número de volúmenes finitos tomados en todos los cálculos realizados ha sido de 10, ya que se ha comprobado que el aumento del número de volúmenes finitos no aporta mejoras sustanciales en los resultados, y sin embargo aumenta notablemente el tiempo de cálculo. Así para 10 volúmenes finitos el tiempo de cálculo es de 2 – 3 minutos por estacionario, mientras que para 30 volúmenes finitos el tiempo se incrementa hasta 11 – 19 minutos por estacionario (Figura V.10)

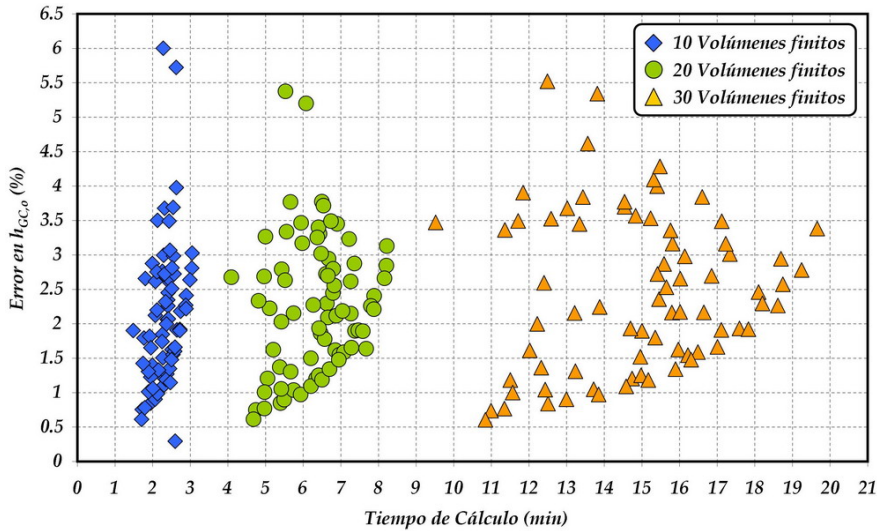


Figura V.10 – Errores en la entalpía de salida de gas-cooler frente al tiempo de cálculo

Los resultados mostrados en la Figura V.10, demuestran que el aumento del número de volúmenes finitos solo aumenta el tiempo de cálculo por cada estacionario, sin mejorar la precisión del modelo. Por otra parte, se observa que el tiempo de cálculo posee mayor dispersión cuanto mayor es la discretización del modelo, lo que significa que el modelo contempla de forma más precisa los cambios que se producen en las variables termodinámicas al modificar la temperatura del refrigerante.

Por otra parte, tal y como se ha comentado anteriormente, el modelo puede ser implementado utilizando otras correlaciones matemáticas para el cálculo de los coeficientes de película. Empleando la correlación de S. S. Pitla *et al.* [51] para el cálculo del coeficiente de película en el lado del CO_2 , los resultados que se obtienen se muestran en la Figura V.11.

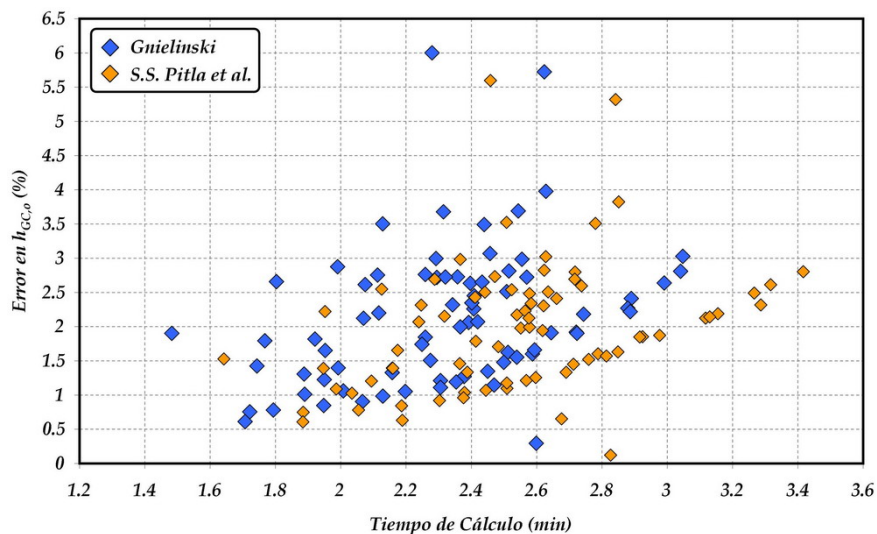


Figura V.11 – Comparación de los resultados obtenidos según correlaciones de S.S. Pitla [51] y Gnielinski [117] empleando 10 volúmenes finitos

De acuerdo con los resultados representados en la Figura V.11, se puede afirmar que la precisión del modelo difiere muy poco al emplear una u otra correlación, siendo necesario el uso de diferentes correlaciones con el fin de comprobar el comportamiento del modelo.

A la vista de los diferentes cambios adoptados y de los resultados obtenidos, se puede concluir que el modelo desarrollado se ajusta muy bien al comportamiento real del gas-cooler, lo que permite exportar este modelo como una herramienta en el diseño de intercambiadores de éste tipo.

V.3 Modelo del evaporador

En las instalaciones de CO₂ trabajando en ciclo supercrítico y en subcrítico, las funciones que realiza el evaporador son similares a las de cualquier ciclo convencional. La principal diferencia es que el nivel de presiones con el cual se trabaja es superior al de cualquier otra instalación, lo que constituye un problema desde el punto de vista del diseño y construcción, pero una ventaja desde el punto de vista de funcionamiento, ya que se pueden tolerar caídas de presión superiores en el proceso de evaporación. Ambos efectos permiten reducir las dimensiones del intercambiador empleando microcanales u otras técnicas, que de nuevo favorecen a aquellas aplicaciones donde se desee reducir las dimensiones del equipo.

Para la instalación desarrollada se ha empleado un evaporador de tubos concéntricos similar al empleado en el gas-cooler, con disposición en contracorriente. La única diferencia entre ambos radica en el tamaño, el cual es superior al del gas-cooler con un mayor número de tubos por la parte del refrigerante y una mayor longitud. En este caso el fluido empleado como secundario es agua con monoetilenglicol al 50 % en volumen, para evitar congelaciones al trabajar a baja temperatura. Las características geométricas del evaporador pueden consultarse en la Tabla II.5 del Capítulo II.

V.3.1 – Metodología de cálculo

La metodología de cálculo seguida en el modelado de este elemento, difiere ligeramente del procedimiento empleado en el gas-cooler. En este caso el modelo considera dos únicos volúmenes de control con dimensiones (volumen) variable. Cada uno de estos volúmenes corresponde a las dos zonas de trabajo diferentes. Por una parte se tiene una zona de cambio de estado, y por otra una zona de recalentamiento en el refrigerante. El hecho de tomar esta metodología permite emplear la expresión de cálculo del coeficiente de película de Chen [122], para calcular el valor medio del coeficiente de película en la región bifásica. La Figura V.12 presenta los dos volúmenes de control considerados, junto con la evolución de las temperaturas en el interior del intercambiador.

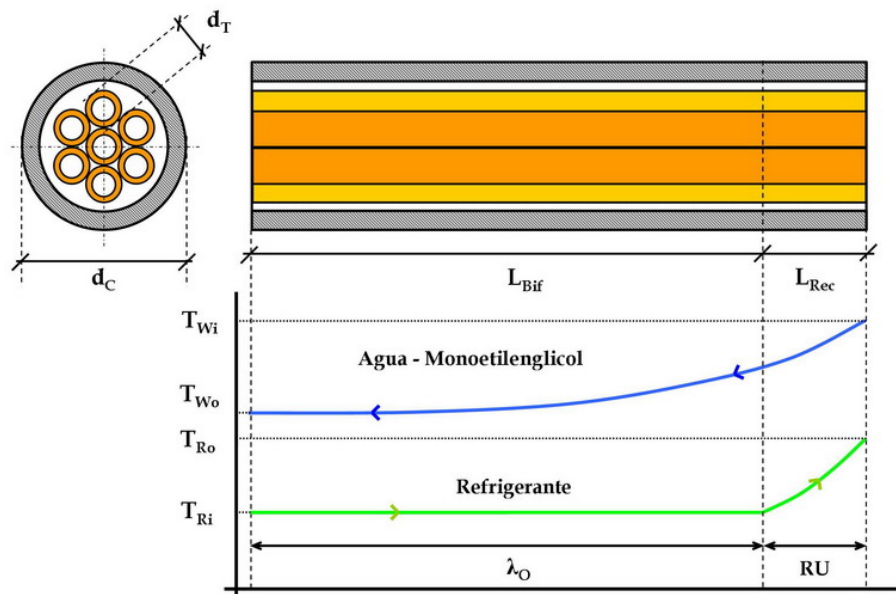


Figura V.12 – Esquema del evaporador

Las variables consideradas como entrada del modelo son las siguientes:

- Presión de entrada del refrigerante (P_O).
- Caudal másico de refrigerante (\dot{m}_R).
- Título de vapor a la entrada (x_i).
- Temperatura de entrada del fluido frigorífero ($T_{GLIC,i}$).
- Caudal volumétrico del fluido frigorífero (\dot{q}_{GLIC})
- Características geométricas del intercambiador.

Las variables que se desean calcular a partir de éste modelo son las siguientes:

- Temperatura de salida del fluido frigorífero ($T_{GLIC,o}$).
- Temperatura de salida del refrigerante ($T_{O,o}$).
- Potencia intercambiada en el evaporador (\dot{Q}_O).
- Coeficientes de película en ambos fluidos.

En este caso la presión de evaporación constituye un parámetro de entrada y no uno de salida, ya que se considera que el modelo es estacionario y por tanto se desconoce la distribución de masa en el interior del intercambiador.

El proceso de cálculo seguido en el modelo se muestra en la Figura V.13, donde se consideran unos valores iniciales para las temperaturas de refrigerante y agua a la salida del evaporador, así como para las longitudes de la zona de recalentamiento y cambio bifásico en el evaporador.

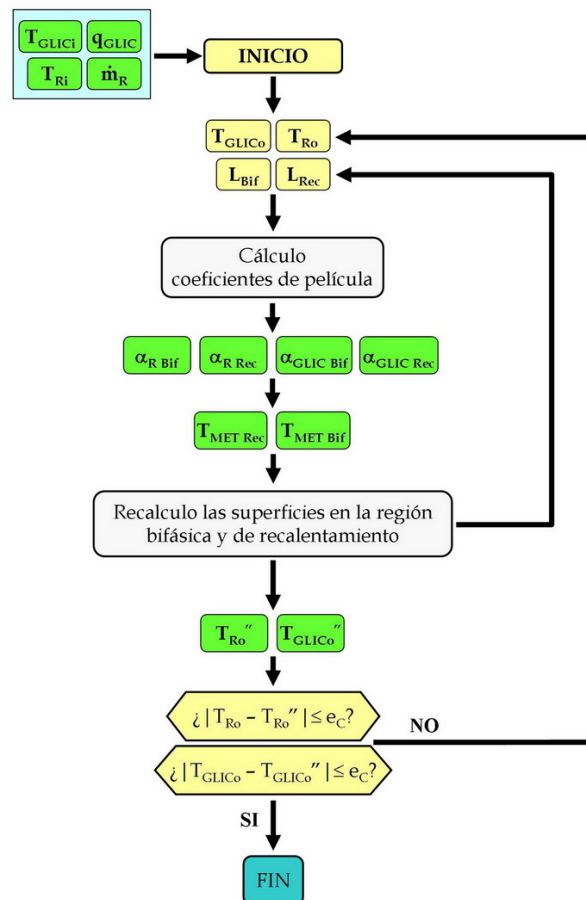


Figura V.13 – Bucle de convergencia del modelo del evaporador

Todos los valores considerados inicialmente, son recalculados a partir del modelo por lo que su valor inicial puede ser cualquiera, a excepción de las longitudes de los volúmenes finitos, las cuales debe de sumar la longitud total del evaporador.

- $T_{GLIC,i}$: Temperatura de entrada del fluido secundario (K)
 $T_{GLIC,o} / T_{GLIC,o}''$: Temperatura de salida del fluido secundario (K)
 $T_{R,i}$: Temperatura de entrada del refrigerante (K)
 $T_{R,o} / T_{R,o}''$: Temperatura de salida del refrigerante (K)
 L_{Bif} : Longitud de la región bifásica (m)
 L_{Rec} : Longitud de la región recalentada (m)
 $\alpha_{R Bif}$: Coeficiente de película en el lado del refrigerante (región bifásica) (W/m² K)
 $\alpha_{R Rec}$: Coeficiente de película en el lado del refrigerante (región recalentada) (W/m² K)
 $\alpha_{GLIC Bif}$: Coeficiente de película en el lado del fluido secundario (región bifásica) (W/m² K)
 $\alpha_{GLIC Rec}$: Coef. de película en el lado del fluido secundario (región recalentada) (W/m² K)
 $T_{MET Rec}$: Temperatura de la superficie metálica (región recalentada) (K)
 $T_{MET Bif}$: Temperatura de la superficie metálica (región bifásica) (K)

A partir de estos valores se calculan los coeficientes de película y las temperaturas de metal en las superficies de transferencia de calor de ambas regiones. Con estos valores, se recalculan de nuevo los coeficientes de transferencia de calor en ambas regiones y las superficies de transferencia de calor. Para ello, se supone que en la región bifásica todo el calor absorbido tiene como única función evaporar el refrigerante líquido existente, es decir, se desprecia la cantidad de calor que absorbe el refrigerante en forma de vapor. La cantidad de líquido presente en el evaporador, se obtendrá a partir de la relación de Wedekind [123], donde se supone que existe una relación 85/15 entre los volúmenes de vapor y de líquido.

Una vez calculadas las longitudes de cada una de las regiones, se recalculan los valores de temperatura del refrigerante y del agua a la salida del intercambiador, para posteriormente ser comparados con los valores iniciales. La condición de convergencia para que los resultados obtenidos sean válidos, es que exista una diferencia de temperaturas de 10⁻⁵ °C entre los valores calculados en el cálculo inicial y el posterior.

V.3.2 – Ecuaciones matemáticas empleadas

V.3.2.1 – Ecuaciones generales

Para poder calcular la temperatura del metal en ambas regiones, se aplicarán las ecuaciones de conservación de la energía en cada una de ellas, teniendo en cuenta que toda la energía que se transmite desde el fluido secundario, debe de ser igual a la energía absorbida en el refrigerante (ecuaciones V.22 – V.25).

$$\dot{Q}_{GLIC}|_{Rec} = \alpha_{GLIC Rec} \cdot A_{GLIC Rec} \cdot (T_{GLIC} - T_{MET}) \quad (V.22)$$

$$\dot{Q}_R|_{Rec} = \alpha_{R Rec} \cdot A_{R Rec} \cdot (T_{MET} - T_R) \quad (V.23)$$

$$\dot{Q}_{GLIC}|_{Bif} = \alpha_{GLIC Bif} \cdot A_{GLIC Bif} \cdot (T_{GLIC} - T_{MET}) \quad (V.24)$$

$$\dot{Q}_R|_{Bif} = \alpha_{R Bif} \cdot A_{R Bif} \cdot (T_{MET} - T_R) \quad (V.25)$$

$A_{GLIC Rec}$: Área en la región de recalentamiento (parte del fluido secundario) (m²)

$A_{R Rec}$: Área en la región de recalentamiento (parte del refrigerante) (m²)

$A_{GLIC Bif}$: Área en la región bifásica (parte del fluido secundario) (m²)

$A_{R\ Bj}$: Área en la región bifásica (parte del refrigerante) (m²)

T_{GLIC} : Temperatura media del fluido secundario (K)

T_R : Temperatura media del refrigerante (K)

T_{MET} : Temperatura en la superficie metálica (K)

V.3.2.2 – Lado del fluido secundario

Para el cálculo del coeficiente de película en el lado del fluido secundario tanto en la región bifásica como en la de recalentamiento, se han empleado diversas expresiones dependiendo de si el fluido secundario es un flujo de tipo turbulento, laminar o de transición.

Flujo Laminar (Re < 2000)

La expresión empleada para estas condiciones es la expresión de Stephan [121] (V.26):

$$Nu = Nu_{\infty} + \left[1 + 0.14 \cdot \left(\frac{d_T}{d_C} \right)^{-1/2} \right] \cdot \frac{0.19 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{L_{VF}} \right)^{0.8}}{1 + 0.117 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{L_{VF}} \right)^{0.467}} \cdot \phi \quad (V.26)$$

$$Nu_{\infty} = 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d_T}{d_C} \right)^{-0.8} \quad (V.27)$$

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot D_H}{\mu_C} \quad (V.28)$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu_C}{K} \quad (V.29)$$

$$\phi = \left(\frac{\mu_C}{\mu_W} \right)^m \quad (V.30)$$

d_T : Diámetro exterior del tubo de refrigerante (m)

d_C : Diámetro interior de la carcasa o tubo de paso del fluido secundario (m)

L_{VF} : Longitud del volumen finito (m)

Re: Reynolds del fluido secundario calculado a la temperatura media del mismo

Pr: Prandtl del fluido secundario calculado a la temperatura media del mismo

v: Velocidad de la mezcla a su paso por el lado de la carcasa (m/s)

ρ : Densidad de la mezcla a la temperatura media de la mezcla (Kg/m³)

K: Conductividad térmica de la mezcla (W/m K)

μ_C : Viscosidad cinemática del fluido secundario a la temperatura media del mismo (Pa s)

μ_W : Viscosidad cinemática del fluido secundario a la temperatura media del tubo (Pa s)

c_p : Calor específico isobárico del fluido secundario (kJ / Kg K)

$$D_H: \text{Diámetro hidráulico en el lado de la carcasa: } D_H = \frac{d_C^2 - n \cdot d_T^2}{n \cdot d_T}$$

$$D_H': \text{Diámetro hidráulico en el lado de la carcasa: } D_H' = \frac{d_C^2 - n \cdot d_T^2}{n \cdot d_T + d_C}$$

El valor de “ m ” de la expresión (V.30) depende del tipo de flujo alcanzado por el fluido secundario. Así para $Re \geq 8000$, el valor es de 0.14, mientras que para $Re < 8000$ el valor es de 0.25.

Flujo Turbulento ($Re > 8000$)

La expresión empleada es la de Petukhov y Popov [20]:

$$Nu = \left[0.86 \cdot \left(\frac{d_C}{d_T} \right) \right] \cdot \frac{Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{\xi}{8} \right)}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{\xi}{8} \right)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)^{0.5}} \cdot \phi \quad (V.31)$$

$$\xi = [0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (V.32)$$

Flujo de transición ($2000 \leq Re \leq 8000$)

La expresión empleada es la de Taborek [121], la cual combina de forma ponderada los valores de las expresiones (V.33) y (V.34).

$$Nu = Nu_L + (1 - \varepsilon) \cdot Nu_T \quad (V.33)$$

$$\varepsilon = 1.33 - \frac{Re}{6000} \quad (V.34)$$

Donde “ Nu_L ” es el valor de la expresión (V.26) tomando $Re = 2000$. “ Nu_T ” es el valor de la expresión (V.31) tomando $Re = 8000$.

En todos los casos el coeficiente de película se obtiene empleando la expresión que define el número de Nusselt (V.35):

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{D_H} \quad (V.35)$$

V.3.2.3 – Lado del refrigerante

El cálculo del coeficiente de película en el lado del refrigerante depende de la región de trabajo del refrigerante. Así para la región bifásica se empleará la expresión de Chen, mientras que la región de vapor recalentado se emplearán las expresiones de Gnielinski [117] (régimen de transición), y Petukhov & Kirillov [121] (régimen turbulento). Se han descartado las expresiones para régimen laminar, ya que en todos los casos ensayados el Re supera el valor límite de 2300 correspondiente al régimen laminar.

Zona bifásica

La expresión de Chen permite determinar el valor medio del coeficiente de película durante todo el proceso de evaporación. Este coeficiente se basa en el modelo de superposición, el cual divide el coeficiente de transferencia de calor en dos partes: coeficiente de evaporación nucleada (h_{NB}) y coeficiente de evaporación convectiva (h_{CB}) (V.36).

$$\alpha = \alpha_{CB} + \alpha_{NB} \quad (V.36)$$

El término correspondiente a la evaporación nucleada (h_{NB}) se calcula según (V.37) siendo “S” un coeficiente de ponderación calculado a partir de (V.38 - V.42).

$$\alpha_{NB} = S \cdot \left[0.00122 \cdot \left(\frac{K_L^{0.79} \cdot c_{pl}^{0.45} \cdot \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_L^{0.29} \cdot \rho_V^{0.24} \cdot \lambda^{0.24}} \right) \cdot \Delta T_{SAT}^{0.24} \cdot \Delta P_{SAT}^{0.75} \right] \quad (V.37)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{TP}^{1.17}} \quad (V.38)$$

$$Re_{TP} = Re_L \cdot F^{1.25} \quad (V.39)$$

$$Re_L = \frac{\dot{m}_R \cdot (1-x) \cdot \rho_L \cdot D_H}{A_T \cdot \mu_C} \quad (V.40)$$

$$F = 1 \quad M_{TT} \leq 0.1$$

$$F = 2.35 \cdot (0.213 + M_{TT})^{0.736} \quad M_{TT} > 0.1 \quad (V.41)$$

$$M_{TT} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.1} \quad (V.42)$$

K_L : Conductividad térmica del refrigerante líquido (W/m K)

c_{pl} : Calor específico isobárico del refrigerante líquido (kJ/Kg K)

ρ_L : Densidad del refrigerante líquido (Kg/m³)

ρ_V : Densidad del refrigerante en forma de vapor (Kg/m³)

μ_L : Viscosidad cinemática del refrigerante líquido (Pa s)

μ_V : Viscosidad cinemática del refrigerante en forma de vapor (Pa s)

σ : Tensión superficial del refrigerante (N/m)

ρ_V : Densidad del refrigerante en forma de vapor (Kg/m³)

λ : Calor latente de cambio de estado del refrigerante (kJ/Kg)

ΔT_{SAT} : Diferencia de temperaturas entre el metal (T_{MET}) y el refrigerante saturado (T_{SAT}) (K)

ΔP_{SAT} : Diferencia de presión calculada según las temperaturas del metal y del refrigerante en condiciones de saturación ($P(T_{MET}) - P(T_{SAT})$) (bar)

\dot{m}_R : Caudal másico de refrigerante (Kg/s)

x : Título de vapor de refrigerante

A_T : Área de paso del refrigerante por el tubo (m^2)

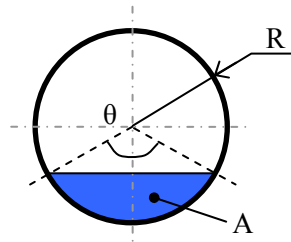
D_H : Diámetro hidráulico asociado al refrigerante líquido (m)

Este último parámetro es complejo de calcular ya que a priori se desconoce la cantidad de refrigerante líquido existente en el evaporador, es decir, se desconoce el perímetro mojado por el líquido y el área transversal ocupada por el mismo. Para poder calcular estos dos parámetros, se supondrá la relación media establecida por Wedekind [123] para el volumen de vapor y el volumen de líquido presentes en un evaporador (V.43)

$$V_V = \left(\frac{85}{15}\right) \cdot V_L \quad (V.43)$$

Es decir, para un mismo volumen en la región bifásica (V_{Bif}) el volumen de líquido es aproximadamente el 15% del total. Teniendo en cuenta que el volumen es el producto del área por longitud y que esta longitud es la misma para ambos volúmenes (longitud de la región bifásica), el porcentaje de volumen se traduce en un porcentaje de área. Dado que el área de paso del refrigerante es constante, se conoce por tanto el área equivalente de vapor y de líquido. El siguiente paso consiste en calcular el ángulo de mojado del líquido. Para ello se emplea la expresión (V.44) que permite calcular el área del casquete sombreado en función del ángulo θ .

$$A = 0.5 \cdot R^2 \cdot [\theta - \text{Sen}(\theta)] \quad (V.44)$$



Conociendo el ángulo θ , es posible calcular el perímetro mojado según (V.45) y con él, el diámetro hidráulico (D_H) según (V.46).

$$P_W = \theta \cdot R \quad (V.45)$$

$$D_H = \frac{4 \cdot A_L}{P_W} = \frac{4 \cdot (0.15 \cdot A_T)}{P_W} \quad (V.46)$$

El término correspondiente a la evaporación convectiva (h_{CB}) se calcula según (V.47) siendo F_O un coeficiente de ponderación calculado a partir de (V.48) empleando la expresión (V.41).

$$h_{CB} = F_O \cdot \left[0.023 \cdot \text{Re}_L^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.4} \cdot \left(\frac{K_L}{D_H} \right) \right] \quad (V.47)$$

$$F_O = F \cdot (1 - x)^{0.8} \quad (V.48)$$

Zona de recalentamiento

En este caso, las expresiones empleadas dependen del tipo de flujo que tenga el refrigerante. Para flujo de transición ($2300 \leq Re < 10000$), se emplea la expresión de Gnielinski (V.49) evaluada en el lado del refrigerante. El diámetro hidráulico empleado en esta expresión, es el diámetro interior de los tubos de refrigerante.

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{2} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (V.49)$$

$$\xi = [1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28]^{-2} \quad (V.50)$$

Para flujos turbulentos ($Re > 10000$) se empleará la expresión de Petukhov & Kirillov (V.51), válida para el rango $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$ y $0.5 < Pr < 200$

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{2} \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{2}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (V.51)$$

Donde “ ξ ” se calcula a partir de la expresión (V.50).

V.3.3 – Validación del modelo

Al igual que en el caso del gas-cooler, el modelo desarrollado se ha programado en Matlab empleando las librerías dinámicas de RefProp. En este caso el modelo consta de un programa principal que contiene los diferentes bucles de convergencia, y 3 programas secundarios encargados de calcular los diferentes coeficientes de película. De forma similar al modelo de gas-cooler, el programa consta de un subprograma que contiene las dimensiones geométricas del evaporador con la finalidad de redimensionar u optimizar el funcionamiento del mismo.

De nuevo, se han empleado los ensayos realizados durante el análisis experimental para poder validar el modelo desarrollado. En este caso cabe destacar que la variación de la presión y la temperatura del refrigerante a la salida del gas-cooler, afecta al funcionamiento del evaporador ya que modifica el título de entrada en el evaporador y el caudal másico circulante por el mismo. La modificación de la velocidad de giro del compresor así como la introducción del intercambiador intermedio en la instalación, también afectará al funcionamiento del mismo, modificando el caudal másico y el título de entrada en el evaporador.

Las variables consideradas para poder realizar la validación del modelo han sido la potencia frigorífica, y las temperaturas de refrigerante y de agua a la salida del evaporador. Las Figuras V.11 – V.14 muestran los resultados obtenidos de la validación, donde se observa que el error cometido en la potencia frigorífica (Figura V.14) es, en la mayoría de los casos, inferior al 5 %. La desviación máxima en la temperatura de salida del fluido secundario, es de 1 °C (Figura V.12) mientras que la desviación que presenta la temperatura de salida del refrigerante, es muy superior a 1 °C (Figura V.11) lo que supone desviaciones muy reducidas en la entalpía de salida del refrigerante (Figura V.13).

Cabe destacar, que muchos de los ensayos empleados se han realizado con bajos caudales de fluido secundario para poder lograr las condiciones deseadas de operación. Este hecho afecta notablemente al comportamiento del evaporador, así como al cálculo de los coeficientes de película en el mismo, por lo que se cree que los errores alcanzados en la temperatura del refrigerante (Figura V.11), puedan ser debidos a este efecto.

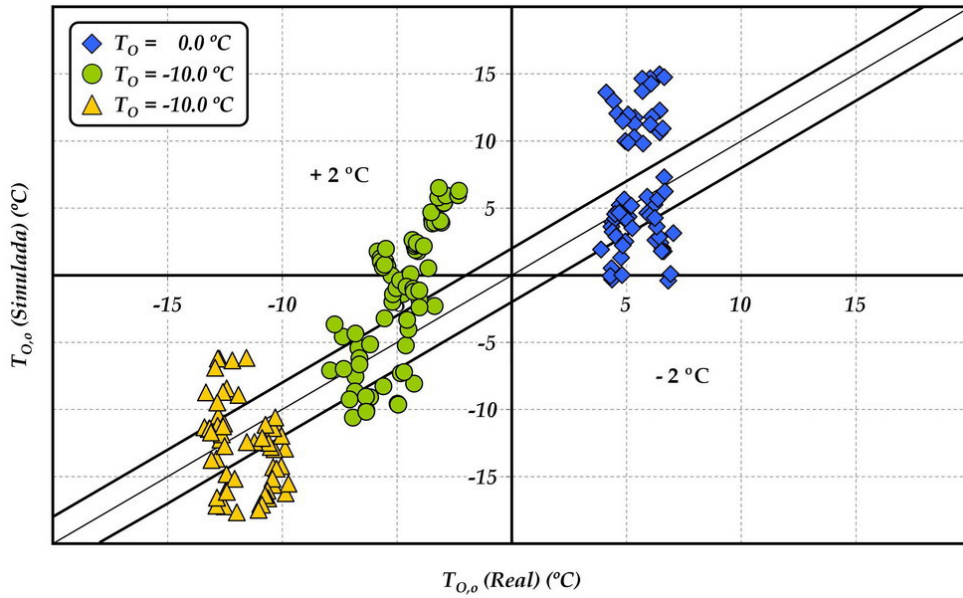


Figura V.11 – Validación de la temperatura de refrigerante a la salida del evaporador

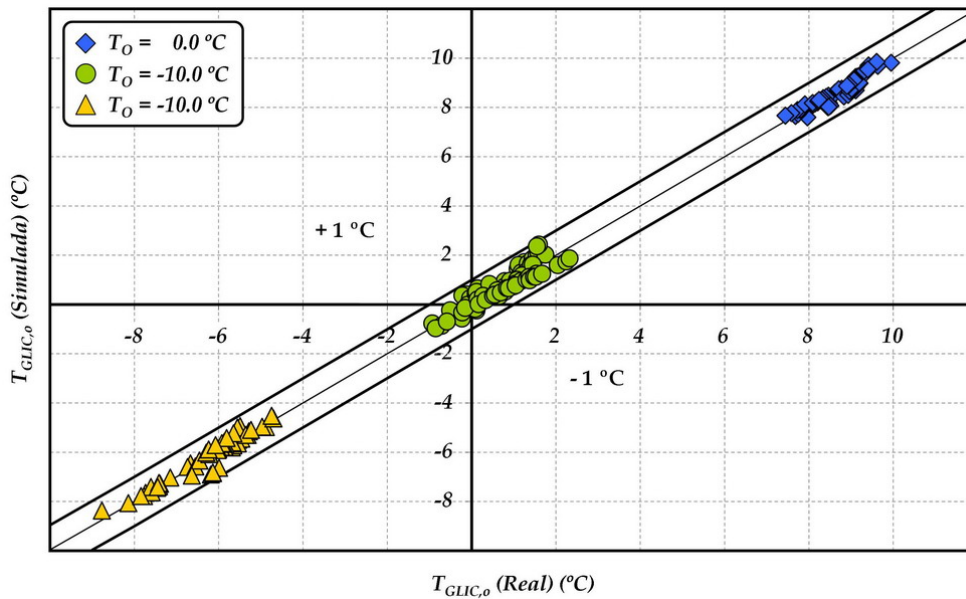


Figura V.12 – Validación de la temperatura del fluido secundario a la salida del evaporador

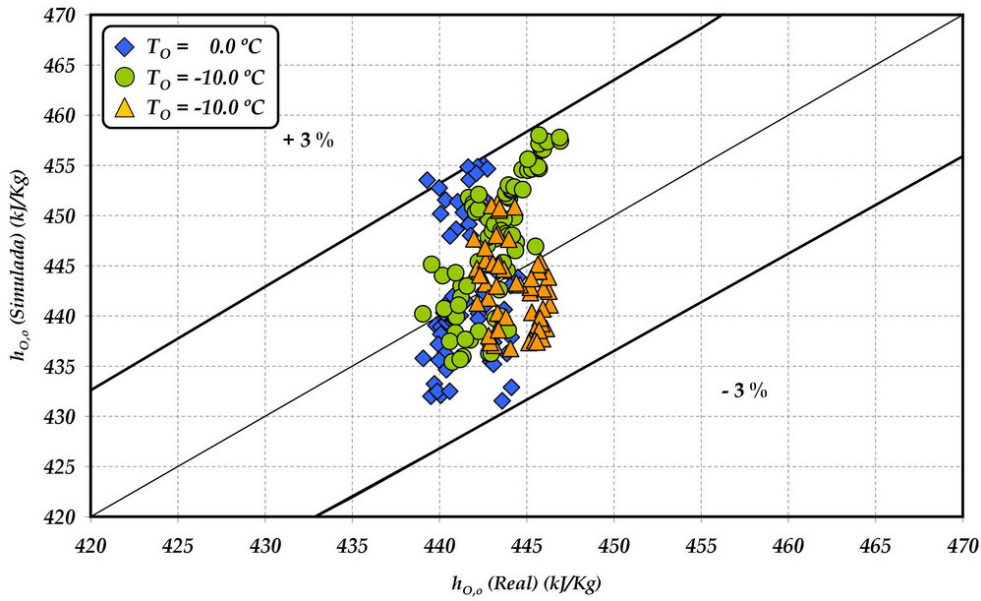


Figura V.13 – Validación de la entalpía de salida del refrigerante

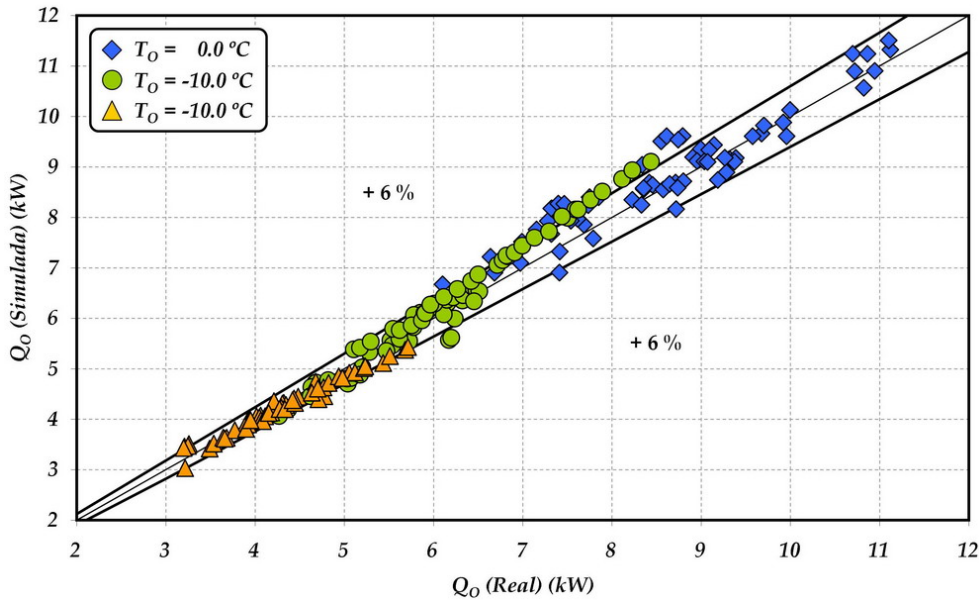


Figura V.14 – Validación de la potencia frigorífica generada en el evaporador

A la vista de los resultados representados en las Figuras V.11 – V.14, se puede concluir que el modelo desarrollado se ajusta correctamente al funcionamiento real del evaporador con errores pequeños en el cálculo de las variables de salida. Este modelo, emplea solo dos volúmenes finitos en las regiones de vapor recalentado y zona bifásica, por lo que un aumento de los volúmenes finitos en ambas zonas puede dar como resultado una mejora en la precisión del mismo. Esta comprobación se plantea como un desarrollo futuro en la que se incorporarían además diferentes correlaciones para el cálculo del coeficiente de película.

Capítulo 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Conclusiones y Trabajos Futuros

El presente capítulo recopila de forma resumida, todas las conclusiones extraídas del trabajo realizado en la presente tesis doctoral. Adicionalmente, en este capítulo se presentan las nuevas líneas de investigación en desarrollo fruto de la experiencia adquirida por el grupo de investigación en el campo del CO₂ como refrigerante.

VI.1 Conclusiones

A la vista de todo el trabajo desarrollado en la presente tesis doctoral, se pueden extraer las siguientes conclusiones distribuidas en dos grupos.

Grupo 1 – Desarrollo de la instalación.

- Se ha desarrollado una instalación frigorífica de ciclo de compresión de vapor empleando CO₂ como refrigerante en condiciones supercríticas.
- Se ha dotado a la misma de diferentes configuraciones y elementos con la finalidad de proporcionarle la mayor versatilidad posible, y mejorar la eficiencia energética y el funcionamiento de la misma.
- Se ha equipado a la instalación con sondas, sensores y diversos elementos de medida, para su completa monitorización, de manera que en tiempo real se pueda analizar y visualizar su completo funcionamiento.
- Se han realizado numerosas pruebas para asegurar el correcto funcionamiento de la instalación, modificando los sistemas de disipación secundarios para cubrir el rango de funcionamiento de la instalación.
- Todas las acciones anteriores, han permitido al grupo de investigación adquirir una gran experiencia en el montaje y funcionamiento de instalaciones en ciclo trascrítico trabajando con CO₂ como refrigerante. Del mismo modo, el desarrollo de esta instalación ha supuesto un importante esfuerzo en la búsqueda y adaptación de componentes para su correcto funcionamiento en condiciones de alta presión.

Grupo 2 – Análisis de la instalación.

- Se ha evaluado experimentalmente el comportamiento del compresor semihermético de la instalación bajo diversas condiciones de funcionamiento para poder elaborar un modelo paramétrico que permita simular su comportamiento de forma exacta y precisa.
- Se ha empleado el modelo del compresor para poder cuantificar la merma energética que introduce el recalentamiento generado por el devanado eléctrico del compresor, el cual se ve afectado por las condiciones de funcionamiento de la instalación. Los resultados obtenidos muestran una clara penalización de la eficiencia energética de hasta un 23 %, con una reducción de la potencia frigorífica de hasta un 20 % (nivel de evaporación de -17 °C). Al mismo tiempo, se ha calculado una reducción en la temperatura de descarga de hasta 28 °C.

- Se ha evaluado el comportamiento energético de la instalación al variar la presión de gas-cooler según diferentes temperaturas de salida de gas-cooler y diversos niveles de evaporación. Los resultados obtenidos, han confirmado la existencia de una presión óptima cuya dependencia con los diferentes parámetros que definen la instalación ha sido analizada experimental y analíticamente. Las variables que más afectan al valor de la presión óptima son la temperatura de salida de gas-cooler y la temperatura de evaporación.
- Empleando los resultados experimentales, se ha ajustado una expresión matemática que permite calcular la presión óptima de la instalación frigorífica. Esta expresión se ha comparado con diferentes expresiones obtenidas por otros autores, comprobándose que en la mayoría de los casos, los autores predicen valores de presión óptima muy cercanos al valor óptimo real obtenido en la instalación frigorífica.
- Mediante un intercambiador intermedio (IHX) colocado a la salida de gas-cooler, se ha evaluado el comportamiento energético de la instalación al variar la presión en gas-cooler, la temperatura de salida de gas-cooler y la temperatura de evaporación. Los resultados obtenidos han demostrado que la colocación del IHX mejoran la eficiencia energética de la instalación hasta un 11 %, encontrándose esta mejora muy condicionada a las condiciones de funcionamiento de la instalación.
- El análisis del IHX se ha repetido colocando éste a la salida del depósito de acumulación, observándose unas mejoras energéticas algo superiores (hasta un 15 %), aunque con un comportamiento muy similar a la configuración anterior.
- Se ha ensayado y comparado el funcionamiento de la instalación frigorífica según un sistema de expansión única, y un sistema de expansión múltiple escalonada (doble expansión). En estas condiciones, los ensayos se han realizado variando las condiciones de funcionamiento externas de la instalación, es decir, la temperatura de entrada del agua glicolada, la potencia frigorífica y temperatura de salida de gas-cooler. Los resultados obtenidos, muestran un comportamiento energético análogo en ambos casos, con eficiencias similares y baja variabilidad ante modificaciones en la temperatura de salida de gas-cooler, y en la temperatura de entrada del agua glicolada.
- Empleando una válvula de expansión presostática colocada en la parte superior del depósito de acumulación, se ha modificado la presión del mismo extrayendo vapor saturado del depósito e inyectándolo posteriormente, en la línea de aspiración del compresor. Mediante esta nueva configuración se ha conseguido mejorar ligeramente la eficiencia de la instalación frigorífica trabajando en unas determinadas condiciones de funcionamiento.
- A partir de correlaciones matemáticas ajustadas por diferentes autores, se han elaborado los modelos matemáticos de los intercambiadores gas-cooler y evaporador empleados en la instalación frigorífica. Estos modelos matemáticos han permitido predecir las variables de salida de dichos intercambiadores y la potencia intercambiada, con un grado de error inferior al 6 %, lo que lo convierten en una herramienta útil para el diseño de intercambiadores similares.

VI.2 Trabajos y desarrollos futuros

Adicionalmente a las tareas futuras indicadas en cada uno de los capítulos desarrollados, se plantean una serie de desarrollos futuros que darán continuidad a la presente tesis doctoral. Entre ello cabe destacar los siguientes:

- Evaluación experimental del ahorro energético alcanzado por la instalación funcionando con y sin sistema de regulación de presión óptima.
- Análisis experimental del comportamiento de la instalación frigorífica, cuando se modifica su funcionamiento de condiciones subcríticas a condiciones supercríticas.
- Análisis experimental del comportamiento de la instalación como bomba de calor, o como sistema de recuperación de calor.

Como desarrollos futuros que darán pie al desarrollo de nuevas líneas de investigación, se destaca principalmente:

- Desarrollo de una nueva instalación frigorífica de mayor capacidad que la desarrollada en la presente en esta tesis, con sistema de compresión simple y doble mediante compresor de tipo *compound*.
- Análisis de funcionamiento de los ciclos de compresión de tipo *compound* con diversos sistemas de desrecalentamiento entre etapas.
- Implementación de nuevos de sistemas de expansión para mejorar la eficiencia de la instalación frigoríficas de CO₂ trabajando en condiciones transcíticas.
- Aprovechamiento del calor residual a baja temperatura procedente del gas-cooler para la activación de sistemas tritéricos o ciclos Rankine de baja temperatura.

Capítulo 7

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

Referencias y Bibliografía

- [1] IIF, *The refrigeration sector's commitment to sustainable development and mitigation of climate change*, International Institute of Refrigeration, France. [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.iifir.org/en/doc/1017.pdf>] [Última consulta: 2/12/2009].
- [2] R. Cabello, E. Torrella, J. Navarro-Esbrí, *Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids*, Applied Thermal Engineering 24 (13) (2004), 1905 – 1917.
- [3] E. Torrella, R. Cabello, J. Navarro-Esbrí, *Considerations about evaporator thermal design in a vapour compression liquid chiller. Experimental analysis with HFC fluids (R134a and R407C)*, International Journal of Energy Research 28 (2004), 1329 – 1341.
- [4] R. Llopis, R. Cabello, J. Navarro-Esbrí, E. Torrella, *A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. Validation with pure and blend refrigerants*, International Journal of Energy Research 31 (3) (2004), 232 – 244.
- [5] R. Cabello, J. Navarro-Esbrí, E. Torrella, *Simplified steady-state modeling of a single vapour compression plant. Model development and validation*, Applied Thermal Engineering 25 (11-12) (2005), 1740 – 1752.
- [6] J. Navarro-Esbrí, R. Cabello, E. Torrella, *Experimental evaluation of the heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C*, Energy 30 (5) (2005), 621 – 636.
- [7] E. Torrella, J. Navarro-Esbrí, R. Cabello, *Boiling heat-transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour-compression plant's shell-and-tube evaporator*, Applied Energy 83 (3) (2006), 239 – 252.
- [8] R. Cabello, J. Navarro-Esbrí, R. Llopis, E. Torrella, *Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant*, Applied Thermal Engineering 27 (1) (2007), 167 – 176.
- [9] R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, *A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant*, International Journal of Thermal Sciences 47 (7) (2008), 926 – 934.
- [10] R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, J.A. Larumbe, *Experimental energetic análisis of the liquid injection effect in a two-stage refrigeration facility using a compound compressor*, HVAC&Research 5 (13) (2007), 819-831.
- [11] E. Torrella, R. Llopis, R. Cabello, *Experimental evaluation of the inter-stage condition of two-stage refrigeration cycle using a compound compressor*, International Journal of Refrigeration 32 (2) (2009), 307-315.
- [12] R. Cabello, E. Torrella, R. Llopis, D. Sánchez, *Comparative evaluation of the intermediate systems employed in two-stage refrigeration cycles driven by compound compressors*, Energy (2009) doi:10.1016/j.energy.2009.11.009. In press, corrected proof.

- [13] R. Llopis, E. Torrella, R. Cabello, D. Sánchez, *Performance evaluation of R404A and R507A refrigerant mixtures in a experimental double-stage vapour compression plant*, Applied Energy (2009) doi:10.1016/j.apenergy.2009.10.020. In press, corrected proof.
- [14] E. Torrella, R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, *Experimental energetic análisis of the sucooler system in a two-stage refrigeration facility driven by a compound compressor*, HVAC&Research 5 (13) (2009), 583-596.
- [15] E. Torrella, R. Llopis, R. Cabello, J. A. Larumbe, *Second Law analysis of two-stage vapour compression refrigerant plants*, International Journal of Exergy (2010). Accepted manuscript.
- [16] The Montreal Protocol on substances that deplete the Ozone Layer, 1987
- [17] The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997
- [18] Reglamento Europeo RE 2037/2000 [en línea] Disponible en Internet:
[<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:2000R2037:20070731:ES:PDF>]
[Última consulta: 2/12/2009].
- [19] G. Lorentzen, *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*, International Journal of Refrigeration 18 (3) (1995), 190 – 197
- [20] U. Hesse, H. Arnemann, *Carbon dioxide – Hydrocarbon – Mixtures as alternative fluids in refrigeration systems*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover (Germany), Mayo 1994.
- [21] C. Aprea, A. Maiorino, *An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger*, International Journal of Refrigeration 31 (6) (2008), 1006 – 1011.
- [22] V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Girotto, S. Minetto, L. Zamboni, C. Zilio, *Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine*, International Journal of Refrigeration 26 (8) (2003), 926 – 935.
- [23] D. M. Robinson, E. A. Groll, *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine*, International Journal of Refrigeration 21 (7) (1998), 577 – 589.
- [24] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri E., Zilio C., *Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: a theoretical and experimental analysis*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1274 – 1283.
- [25] S. Elbel, P. Hrnjak, *Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators*, International Journal of Refrigeration 27 (7) (2004), 724 – 735.
- [26] S. Elbel, P. Hrnjak, *Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation*, International Journal of Refrigeration 31 (3) (2008), 411 – 422.
- [27] R. P. McEnaney, P. S. Hrnjak, *Control strategies for transcritical R744 systems*, SAE International 2000 – 01 – 1272.

- [28] H. Cho, C. Ryu, Y. Kim, *Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger*, International Journal of Refrigeration 30 (4) (2007), 664 – 671.
- [29] A. Stera, *Amonia refrigerating plant on reefer ships. Introduction to ammonia as a marine refrigerant*, Lloyd's Register Technical Seminar, London (1992).
- [30] W.S. Bodinus, *The rise and fall of carbon dioxide systems*, ASRAE Journal (1999), 37 – 42.
- [31] Molina M.J., Rowland F.S., *Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone*. Nature 249 (5460) (1974), 810 – 812
- [32] A. Pearson, *Carbon dioxide – new uses for an old refrigerant*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1140 – 1148.
- [33] G. Lorentzen, *Method of operating a vapour compression cycle under trans- or supercritical conditions*, European Patent Office, EP 0 424 474 B2, 19.11.1997 Bulletin 1997/47.
- [34] J. Navarro-Esbrí, R. Cabello, E. Torrella, *Fluidos Refrigerante. Tablas y Diagramas*, AMV Ediciones, Madrid 2003. ISBN: 84-89922-87-X.
- [35] G. Lorentzen, *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*, International Journal of Refrigeration 17 (5) (1994), 292 – 301.
- [36] S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen, *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles*, Applied Thermal Engineering 20 (9) (2000), 831 – 841.
- [37] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, E. Torrella, *Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions*, Applied Thermal Engineering 28 (13) (2008), 1596 – 1604.
- [38] IIF, *Carbon dioxide as a Refrigerant*, International Institute of Refrigeration, 15th Informatory Note on Refrigerants, France (2000) [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.iifir.org/en/doc/1013.pdf>] [Última consulta: 2/12/2009].
- [39] Directiva Europea relativa a las emisiones procedentes de sistemas de aire acondicionado en vehículos a motor 2006/40/CE. [en línea] Disponible en Internet: [http://www.mma.es/secciones/cambio_climatico/documentacion_cc/normativa_cc/pdf/2006_40_ce.pdf] [Última consulta: 2/12/2009].
- [40] Gas Encyclopaedia (2009) [en línea] Disponible en Internet: [<http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp>] [Última consulta: 2/12/2009].
- [41] P. Neksa, *CO₂ as a refrigerant for systems in transcritical operation. Principles and technology status*, EcoLibrium (2004) 28 – 33 [en línea] Disponible en Internet: [http://www.r744.com/knowledge/papers/files/pdf/pdf_052.pdf] [Última consulta: 2/12/2009].
- [42] Federal Environment Agency (2009), *Natural refrigerants – CO₂ – based air conditioning system put to practical testing* [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.beyondhfc.org/files/studies/CO2-based-air-conditioning-system-put-to-practical-testing.pdf>] [Última consulta: 2/12/2009].

- [43] S. K. Fischer, P. J. Hughes, P. D. Fairchild, C. L. Kusik, J. T. Diekmann, E. M. McMahon, H. Hobday, *Energy and Global Warming Impacts of CFC Alternative Technologies*, Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study (AFEAS) & U. S. Department of Energy (DOE), Diciembre 1991.
- [44] M. Lamúa, F. J. Cuesta, *El Amoniaco como Refrigerante*, AMV Ediciones, Madrid 2000. ISBN: 84-89922-29-2.
- [45] S. Girotto, S. Minetto, P. Nekså, *Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant*, International Journal of Refrigeration 27 (7) (2004), 717 – 723.
- [46] S. Sawalha, *Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions*, International Journal of Refrigeration 31 (3) (2008), 516 – 524.
- [47] S. Sawalha, *Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions*, International Journal of Refrigeration 31 (3) (2008), 525 – 534.
- [48] R. Llopis, E. Torrella, R. Cabello, D. Sánchez, *Caracterización de una instalación de compresión de doble etapa tipo compound*, IV Congresso Ibérico e II Congresso Iberoamericano Ciencias e Técnicas do Frio (CYTEF), Porto (Portugal), Noviembre 2007.
- [49] A. Campbell, G. G. Maidment, J. F. Missenden, *A natural refrigeration system for supermarkets using CO₂ as a refrigerant*, CIBSE National Conference, March 2006. [en línea] Disponible en Internet: [www.cibse.org/pdfs/4a%20A%20Campbell.pdf] [Última consulta: 2/12/2009].
- [50] W. B. Gosney, *Principles of Refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge 1982. ISBN: 978-0521236713
- [51] S. S. Pitla, E. A. Groll, S. Ramadhyani, *New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂*, International Journal of Refrigeration 25 (7) (2002), 887 – 895.
- [52] P. Nekså, *CO₂ heat pump systems*, International Journal of Refrigeration 25 (4) (2002), 421 – 427.
- [53] M. R. Ritcher, S. M. Song, J. M. Yin, M. H. Kim, C. W. Bullard, P. S. Hrnjak, *Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application*, Energy 28 (10) (2003), 1005 – 1019.
- [54] N. Agrawal, S. Bhattacharyya, J. Sarkar, *Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles*, International Journal of Thermal Sciences 46 (2) (2007), 180 – 187.
- [55] J. Stene, *Residential CO₂ heat pump systems for combined space heating and hot water heating*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1259 – 1265.
- [56] Sanyo CO₂ heat pump water heater, Commercial catalogue, 2008. [en línea] Disponible en Internet: [http://www.airconwarehouse.com/acatalog/SANYO_CO2_ECO_Brochure.pdf] [Última consulta: 2/12/2009].

- [57] Mayekawa CO₂ heat pump water heater, Commercial catalogue, 2008. [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.r744.com/component/files/pdf/W-ECO-CUTE.pdf>] [Última consulta: 2/12/2009].
- [58] Università degli Studi di Padova (Dipartimento di Fisica Tecnica) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.dftunipd.org/english/department.html>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [59] Università degli Studi di Salerno (Dipartimento di Ingegneria Meccanica) [en línea]. Disponible en Internet: [http://www.dimec.unisa.it/default.asp?lang=_it] [Última consulta: 3/12/2009].
- [60] KTH Royal Institute of Technology (Department of Energy Technology) [en línea]. Disponible en Internet: [http://www.kth.se/itm/inst/energiteknik?l=en_UK] [Última consulta: 3/12/2009].
- [61] Norwegian University of Science and Technology (NTNU) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.ntnu.no/english>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [62] SINTEF [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.sintef.no/Home/>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [63] University of Illinois (ACRC) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.uillinois.edu/>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [64] Hong Kong University of Science and Technology (Department of Mechanical Engineering) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.me.ust.hk/?q=PGList>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [65] National Institute of Standards and Technology (NIST) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.bfrl.nist.gov/>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [66] Universidad de Vigo (Departamento de Ing. Mecánica, Máquinas y Motores Térmicos y Fluidos) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://webs.uvigo.es/dept03/presentacion.htm>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [67] Universidad de Santiago de Compostela (Departamento de Física Aplicada, Laboratorio de Propiedades Termofísicas) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://imaisd.usc.es/grupoficha.asp?idpersoatipogrupo=75359&i=gl&s=-2-26-148&v=>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [68] Universidad Politécnica de Cataluña (Centro Tecnológico de Transferencia de Calor) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.cttc.upc.edu/english/index.html>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [70] Universidad Jaume I (Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción, Área de Máquinas y Motores Térmicos) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.git.uji.es/>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [71] P. Neksa, H. Rekestad, G. R. Zakeri, P. A. Schiefloe, *CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results*, International Journal of Refrigeration 21 (3) (1998), 172 – 179.

[72] G. Lorentzen, *Use of CO₂ in commercial refrigeration an energy efficient solution*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover (Germany), May 1994.

[73] U. Adolph, *Possibilities and limits of using natural refrigerants in air-conditioning systems for railway cars*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover (Germany), May 1994.

[74] H. Quack, W. E. Kraus, *Carbon dioxide as a refrigerant for railway refrigeration and air conditioning*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover (Germany), May 1994.

[75] J. Pettersen, G. Skaugen, *Operation of trans-critical CO₂ vapour compression circuits in vehicle air conditioning*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Hannover (Germany), May 1994.

[76] H. Liu, J. Chen, Z. Chen, *Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1293 – 1301.

[77] T. Tamura, Y. Yakumaru, F. Nishiwaki, *Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1302 – 1307.

[78] K. Martin, G. Lang, *Mobile HVAC-Systems with CO₂ as refrigerant – Simulations and measurements*, SAE International 2005 – 01 – 2023.

[79] J. S. Brown, P. A. Domanski, *Fundamental aspects of the applications of carbon dioxide in comfort cooling*, International Congress of Refrigeration, Washington D. C. (EEUU), 2003.

[80] A. Rozhentsev, C. Wanf, *Some design features of a CO₂ air conditioner*, Applied Thermal Engineering 21 (2001), 871 – 880.

[81] F. Kauf, *Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles*, International Journal of Thermal Science 38 (4) (1999), 325 – 330.

[82] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, *Optimization of a Transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications*, International Journal of Refrigeration 27 (8) (2004), 830 – 838.

[83] Y. Chen, J. Gu, *The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers*, International Journal of Refrigeration 28 (8) (2005), 1238 – 1249.

[84] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, *Experimental investigation on the effects of internal heat transfer in a two-stage transcritical carbon dioxide cycle*, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim (Norway), May 2006.

[85] A. Cavallini, M. Corradi, E. Fornasieri, C. Zilio, *Experimental investigation on the effects of internal heat exchanger and intercooler effectiveness on the energy performance of a two-stage transcritical carbon dioxide cycle*, International Congress of Refrigeration, Beijing (China), 2007.

- [86] S. C. Kim, M. S. Kim, I. C. Hwang, T. W. Lim, *Performance evaluation of a CO₂ heat pump for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements*, International Journal of Refrigeration 30 (2007), 1195 – 1206.
- [87] J. M. Yin, C. W. Bullard, P. S. Hrnjak, *R-744 gas cooler model development and validation*, International Journal of Refrigeration 24 (7) (2001), 692 – 701.
- [88] C. Y. Park, P. Hrnjak, *Effect of heat conduction through the fins of a microchannel serpentine gas-cooler of transcritical CO₂ systems*, International Journal of Refrigeration 30 (3) (2007), 389 – 397.
- [89] B. Hubacher, E. A. Groll, *Measurement of performance of carbon dioxide compressors*, Air-conditioning and refrigeration technology institute (ARTI), ARTI-21CR/611-10070-01, Diciembre 2002.
- [90] H. Li, T. E. Rajewski, *Experimental study of lubrication candidates for the CO₂ refrigeration system*, 4th IIR – Gustav Lorentzen Conference of Natural Working Fluids, Purdue University, West Lafayette (EEUU), Julio 2000.
- [91] C. Dang, K. Iino, K. Fukuoka, E. Hihara, *Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide*, International Journal of Refrigeration 30 (4) (2007), 724 – 731.
- [92] R. Cabello, *Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor, para la evaluación de los parámetros energético con datos empíricos, obtenidos utilizando como fluido de trabajo el refrigerante HCFC-22, y los refrigerantes alternativos HFC-134a y HFC-407C*, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia 2003.
- [93] R. Llopis, *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*, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia 2008.
- [94] Bitzer, Transcritical compressors, Commercial catalogue, 2008. [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.r744.com/component/files/pdf/kp-130-3.pdf>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [95] Danfoss, A green compressor, Commercial catalogue, 2006. [en línea] Disponible en Internet: [http://www.r744.com/component/files/pdf/co2_compressor_08-2008_pb550a302.pdf] [Última consulta: 3/12/2009].
- [96] Sanyo, CO₂ compressors [en línea] Disponible en Internet: [<http://jp.sanyo.com/component/english/co2/lineup.html>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [97] H. Kaiser (Bock Kältemaschinen GmbH), New compressor solutions for the refrigerant CO₂, in: DKV Conference (ed), Dresden (Germany), 2006. [en línea] Disponible en Internet: [http://www.r744.com/component/files/pdf/Bock_Compressors_CO2.pdf] [Última consulta: 3/12/2009].
- [98] M. Dorin, CO₂ compressors, Commercial catalogue 2008. [en línea] Disponible en Internet: [<http://www.dorin.com/documents/Download/19/CO2-0909.pdf>] [Última consulta: 3/12/2009].

- [99] FUCHS Reniso C85E, Product Information [en línea]. Disponible en Internet: [http://www.nuovarafi.it/public/downloads/tazzetti/FUCHS/Produktinformation%20%20product%20information/RENISO%20C-Series_e.pdf] [Última consulta: 3/12/2009].
- [100] EGELHOF [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.egelhof.de/egelhof/de/>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [101] SAGINOMIYA, Commercial catalogue 2009 [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.saginomiya.co.jp/eng/auto/searchresult19.php?FilterID1=5&FilterID2=2>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [102] E. Torrella, *La Producción de Frío*, Servicio de Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, Valencia 1996. ISBN: 84-7721-367-4.
- [103] HOKE, Commercial Catalogue (2009) [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.hoke.com/products/fittings/gyrolok/index.htm>] [Última consulta: 3/12/2009].
- [104] S. Wang, J. Gu, T. Dickson, *Modelling and experimental investigation of accumulators for automotive air conditioning systems*, International Journal of Refrigeration 29 (7) (2006), 1109 – 1118.
- [105] R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, J. Navarro-Esbrí, *Monitorización en tiempo real del comportamiento energético de máquinas de producción de frío usando técnicas avanzadas de adquisición de señales*, IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Logroño (España), 2005.
- [106] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, M. L. Huber, *Refprop v.7.0*, NIST Standard Reference Database 23. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD (USA) 2002.
- [107] ASHRAE. 2005 Handbook-Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. (2005).
- [108] D. Sánchez, E. Torrella, R. Cabello, R. Llopis, *Influence of the superheat associated to a semibermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant*, Applied Thermal Engineering 30 (4) (2010), 302 – 309.
- [109] J. E. Shigley, C. R. Mischke, *Standard handbook of machine design*, McGraw-Hill, 1996. ISBN: 0-07-144164-6.
- [110] J. S. Brown, S. F. Yana-Motta, P. A. Domanski, *Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a*, International Journal of Refrigeration 25 (1) (2002), 19-32.
- [111] W. W. Yang, A. Fartaj, D. S-K Ting, *CO₂ automotive A/C system optimum high pressure control*, SAE International 2005 – 01 – 2022.
- [112] S. M. Liao, T. S. Zhao, *Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channells*, Journal of Heat Transfer 124 (2002), 413-420.
- [113] A. Fartaj, D. S.-K. Ting, W. W. Yang, *Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle*, Energy Conversion & Management 45 (13-14) (2004), 2269 – 2281.

- [114] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, H. Q. Guan, *Energy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander*, *Energy* 30 (7) (2005), 1162 – 1175.
- [115] J. P. Lee, *Experimental and theoretical investigation of oil retention in a carbon dioxide air-conditioning system*, PhD Thesis, University of Maryland, 2003 [en línea]. Disponible en Internet: [<http://www.lib.umd.edu/drum/bitstream/1903/3668/1/Lee.Dissertation.pdf>] [Última consulta: 4/12/2009].
- [116] Y. Hwang, J. P. Lee, R. Radermacher, *Oil distribution in a transcritical CO₂ air-conditioning system*, *Applied Thermal Engineering* 27 (14-15) (2007), 2618 – 2625.
- [117] V. Gnielinski, *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, *International Chemical Engineering* 16 (1976), 359 – 368.
- [118] S. H. Yoon, J. H. Kim, Y. W. Hwang, M. S. Kim, K. Min, Y. Kim, *Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region*, *International Journal of Refrigeration* 26 (8) (2003), 857 – 864.
- [119] C. H. Soon, S. J. Park, *An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas-cooling process in a horizontal tube*, *International Journal of Refrigeration* 29 (4) (2006), 539 – 546.
- [120] P. K. Konakov, *A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes*, *Berichte der Akad. Der Wissenschaften der UdSSR* LI 51 (7) (1946), 503 – 506.
- [121] *Heat Exchanger Design Book*, Begell House, Inc., 2002. Vol. 2. Apartado 2.5. ISBN: 1-56700-183-1
- [122] J. C. Chen, *A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow*, I. & E. C. Process Design and Development 5 (3) (1966), 322 – 329.
- [123] G. L. Wedekind, B. L. Bhatt, B. T. Beck, *A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two phase evaporating and condensing flow*, *International Journal of Multiphase Flow* 4 (1) (1978), 97 – 114.
- [124] S. Kakaç, H. Liu, *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, 1998. ISBN: 0-8493-1688-X
- [125] A. Bejan, A. D. Kraus, *Heat Transfer Handbook*, Wiley, 2003. ISBN: 0-471-39015-1
- [126] R. Radermacher, Y. Hwang, *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures*, CRC Press, 1998. ISBN: 0-8493-3489-6
- [127] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, E. Torrella, *Evaluación experimental del comportamiento de una instalación de compresión de vapor empleando CO₂ como refrigerante en condiciones transcriticals*. IV Congreso Iberico e II Congreso Iberoamericano Ciências e Técnicas do Frio CYTEF, Oporto (Portugal), Noviembre 2007.
- [128] D. Sánchez, E. Torrella, R. Llopis, R. Cabello, J. Patiño, *Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio (IHX) sobre una instalación frigorífica de CO₂ en régimen supercrítico*. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frio CYTEF, Castellón (España), Septiembre 2009.

[129] D. Sánchez, J. Patiño, R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella, *Comparación energética entre dos sistemas de expansión diferentes en una instalación frigorífica de CO₂ en régimen transcrito*. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF, Castellón (España), Septiembre 2009.

[130] D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, J. Patiño, *Influencia del recalentamiento introducido por un compresor semibermético sobre una instalación frigorífica de CO₂ en régimen supercrítico*. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío CYTEF, Castellón (España), Septiembre 2009.