



# UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES  
EXPERIMENTALS

## MÁSTER UNIVERSITARIO EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y SOSTENIBILIDAD

***Análisis experimental de la influencia  
del intercambiador intermedio en el  
desempeño de un sistema de  
compresión de vapor trabajando con  
R1234yf como sustituto directo al R134a***

PROYECTO FINAL DE MÁSTER

AUTOR  
Francisco Molés Ribera

DIRECTOR  
Joaquín Navarro Esbrí

Castellón, Febrero de 2014

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

# Contenido

<b>Índice de figuras</b>	<b>5</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>9</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>11</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>13</b>
<b>1.1. Justificación</b>	<b>13</b>
<b>1.2. Objetivo y alcance del proyecto</b>	<b>14</b>
<b>1.3. Metodología de la investigación</b>	<b>14</b>
<b>1.4. Organización del documento</b>	<b>17</b>
<b>2. Antecedentes</b>	<b>19</b>
<b>2.1. Desarrollo de la producción de frío</b>	<b>19</b>
<b>2.2. Problemática medioambiental</b>	<b>20</b>
<b>2.3. TEWI y mejoras energéticas</b>	<b>22</b>
<b>2.4. Intercambiador intermedio</b>	<b>24</b>
<b>2.5. R134a en la producción de frío</b>	<b>25</b>
<b>2.6. Alternativas de bajo GWP al R134a</b>	<b>26</b>
<b>2.7. R1234yf</b>	<b>27</b>
<b>3. Análisis teórico</b>	<b>31</b>
<b>3.1. Método de cálculo</b>	<b>31</b>
<b>3.2. Resultados</b>	<b>33</b>
<b>3.3. Conclusiones</b>	<b>43</b>
<b>4. Obtención de datos experimentales</b>	<b>45</b>
<b>4.1. Instalación experimental</b>	<b>45</b>
<b>4.2. Instrumentación</b>	<b>48</b>

<b>4.3. Ensayos</b>	<b>49</b>
<b>4.4. Validación de los datos experimentales</b>	<b>50</b>
<b>4.5. Análisis de incertidumbre</b>	<b>51</b>
<b>5. Resultados experimentales</b>	<b>53</b>
<b>5.1. Potencia frigorífica</b>	<b>53</b>
<b>5.2. Potencia consumida por el compresor</b>	<b>58</b>
<b>5.3. COP</b>	<b>61</b>
<b>5.4. Otros parámetros</b>	<b>62</b>
<b>5.5. Evaluación de criterios</b>	<b>64</b>
<b>5.6. Conclusiones</b>	<b>67</b>
<b>6. Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>69</b>
<b>6.1. Conclusiones</b>	<b>69</b>
<b>6.2. Trabajos futuros</b>	<b>70</b>
<b>Referencias</b>	<b>71</b>

# Índice de figuras

Figura 1.1. Diagrama de flujo de la metodología de investigación.	17
Figura 2.1. El agujero de la capa de ozono de la Antártida el 17 de octubre de 1994 [5].	21
Figura 2.2. Comparación de la contribución al TEWI del efecto directo y el efecto indirecto de los refrigerantes [10].	22
Figura 2.3. Intercambiador intermedio de doble tubo.	24
Figura 3.1. Ciclos de compresión de vapor con y sin intercambiador intermedio.	31
Figura 3.2. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.	34
Figura 3.3. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.	34
Figura 3.4. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.	35
Figura 3.5. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.	36
Figura 3.6. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.	37
Figura 3.7. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.	37
Figura 3.8. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.	39
Figura 3.9. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.	39
Figura 3.10. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.	40
Figura 3.11. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.	41

Figura 3.12. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.	42
Figura 3.13. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.	42
Figura 4.1. Instalación experimental de compresión de vapor.	45
Figura 4.2. Circuito de simulación de carga y circuito de disipación.	46
Figura 4.3. Esquema del circuito frigorífico.	47
Figura 4.4. Intercambiador intermedio.	47
Figura 4.5. Sistema de adquisición de datos.	49
Figura 4.6. Validación de los datos experimentales en el evaporador.	50
Figura 4.7. Validación de los datos experimentales en el intercambiador intermedio.	51
Figura 5.1. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	54
Figura 5.2. Comparación de la potencia frigorífica obtenida con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).	54
Figura 5.3. Variaciones relativas en la potencia frigorífica específica debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	55
Figura 5.4. Variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	56
Figura 5.5. Variaciones relativas en el volumen específico en la aspiración del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	57
Figura 5.6. Variaciones relativas en el rendimiento volumétrico del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	57
Figura 5.7. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	58
Figura 5.8. Comparación de la potencia consumida por el compresor con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).	59
Figura 5.9. Variaciones relativas en el trabajo isoentrópico específico de compresión debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	60
Figura 5.10. Variaciones relativas en el rendimiento global del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.	60
Figura 5.11. Variaciones relativas en el COP debidas a la adopción del	61

intercambiador intermedio.

Figura 5.12. Comparación del COP con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).	62
Figura 5.13. Eficiencia del intercambiador intermedio.	63
Figura 5.14. Caídas de presión en el intercambiador intermedio.	63
Figura 5.15. Variación de las temperaturas de descarga debida a la adopción del intercambiador intermedio.	64

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

## Índice de tablas

Tabla 2.1. Propiedades termofísicas del R1234yf y del R134a.	28
Tabla 3.1. Ecuaciones utilizadas en el cálculo.	31
Tabla 4.1. Parámetros medidos e incertidumbre de los instrumentos de medición.	48
Tabla 4.2. Rango de condiciones de operación en los ensayos experimentales.	49
Tabla 4.3. Incertidumbre en los parámetros calculados de forma indirecta.	51
Tabla 5.1. Comparación entre criterios teóricos y resultados experimentales.	66

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

## Nomenclatura

COP coefficient of performance

$Q$  potencia térmica (kW)

$\dot{m}$  caudal másico de refrigerante (kg/s)

$h$  entalpía (kJ/kg)

$T$  temperatura (K)

$P$  presión (kPa)

$\bar{c}_p$  calor específico a presión constante (valor promedio) (kJ/kg K)

$t$  tasa de compresión

$q$  potencia térmica específica (kJ/kg)

$v$  volumen específico ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

$P_c$  potencia consumida por el compresor (kW)

$w_s$  trabajo isoentrópico de compresión (kJ/kg)

$N$  régimen de giro del compresor (rpm)

$V$  volumen ( $\text{m}^3$ )

GR grado de recalentamiento (K)

GS grado de subenfriamiento (K)

### *Símbolos griegos*

$\varepsilon$  eficiencia del intercambiador intermedio

$\eta_v$  rendimiento volumétrico del compresor

$\eta_g$  rendimiento global del compresor

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

$\lambda_{T_0}$  calor latente de vaporización (kJ/kg)

### *Subíndices*

o evaporador

k condensador

r refrigerante

sec fluido secundario

V vapor

L líquido

desc descarga del compresor

sat saturación

s isoentrópico

### *Superíndices*

‘ parámetros cuando el intercambiador intermedio se está utilizando

# 1. Introducción

## 1.1. Justificación

Los sistemas de producción de frío por compresión de vapor cuentan actualmente con un amplio censo de potencia instalada, tanto en instalaciones de refrigeración como de climatización. Durante las últimas décadas se ha incrementado la preocupación medioambiental en lo referente a la producción de frío, principalmente asociada a las propiedades del refrigerante utilizado y a la eficiencia energética de las instalaciones. Actualmente en Europa los fluidos de trabajo en las instalaciones de producción de frío por compresión de vapor deben tener nulo potencial de agotamiento de la capa de ozono (PAO, ODP por sus siglas en inglés) y se tiende al uso de alternativas con menor potencial de calentamiento mundial (PCM, GWP por sus siglas en inglés).

Por tanto, para minimizar el efecto sobre el medio ambiente de los sistemas de producción de frío por compresión de vapor resulta interesante estudiar el uso de fluidos refrigerantes con bajo GWP, así como conseguir mejores eficiencias energéticas.

Una forma de mejorar la eficiencia energética del ciclo es realizar modificaciones en la configuración del mismo. Una de estas modificaciones es la introducción de un intercambiador intermedio. El intercambiador intermedio es un dispositivo que puede incorporarse a los sistemas de compresión de vapor con el objetivo de mejorar la eficiencia y confiabilidad de las instalaciones.

Por otra parte, uno de los refrigerantes más utilizados en la actualidad en la producción de frío, sobretodo en el sector automovilístico, es el R134a. Sin embargo, el R134a tiene un GWP de 1430. Se han propuesto diferentes alternativas de bajo GWP para sustituir al R134a como refrigerante. Una de ellas es el R1234yf, con un GWP de 4, y que permite un drop-in o sustitución directa de un refrigerante por otro.

En el presente trabajo se va a estudiar de forma experimental la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a.

El presente trabajo se desarrollo durante la realización de una beca de colaboración del Ministerio de Educación y Cultura durante el curso

2012/2013 dentro del grupo de investigación ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos) de la Universidad Jaume I. El contenido experimental del mismo se ubica en las instalaciones del grupo ISTENER dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I.

## **1.2. Objetivo y alcance del proyecto**

El objetivo principal que se pretende alcanzar con el desarrollo del presente trabajo es el estudio de la influencia del intercambiador intermedio en sistemas de compresión de vapor funcionando con R1234yf como sustituto directo del R134a. Este objetivo general se puede desglosar en los siguientes objetivos secundarios:

- Revisión bibliográfica sobre alternativas de bajo GWP para el R134a en sistemas de compresión de vapor, centrándonos en el R1234yf, así como de estudios anteriores sobre la influencia del intercambiador intermedio.
- Análisis teórico de la influencia del intercambiador intermedio en ciclos de compresión de vapor utilizando R1234yf como alternativa de bajo GWP al R134a.
- Evaluación experimental del uso del R1234yf como sustituto directo en instalaciones que utilizan R134a como refrigerante, utilizando en ambos fluidos la instalación con y sin el intercambiador intermedio.
- Caracterización del desempeño de la instalación, tanto desde el punto de vista de la eficiencia energética de la misma como desde el punto de vista de la confiabilidad, evaluando la influencia del uso del intercambiador intermedio en la misma.

## **1.3. Metodología de la investigación**

Para la evaluación de la influencia del intercambiador intermedio se utiliza una instalación experimental de compresión de vapor como banco de ensayos. A través de sondas de presión, temperatura y caudalímetros se obtienen los parámetros y propiedades termodinámicas que nos permitirán evaluar posteriormente el desempeño de la instalación. Tanto el R134a como el R1234yf se ensayarán para varias condiciones de funcionamiento variando la temperatura de condensación, la temperatura de evaporación, y el uso o no del intercambiador intermedio.

De entre los conocimientos adquiridos en el Máster Universitario en Eficiencia Energética y Sostenibilidad en Instalaciones Industriales y

Edificación de la Universidad Jaume I son de especial utilidad los de las siguientes asignaturas:

SIH001	Fundamentos de Ingeniería Térmica
SIH009	Metodología de la Investigación Científica
SIH021	Tecnología Frigorífica
SIH023	Equipos de Intercambio Térmico

Los pasos a seguir en el desarrollo de la investigación se enumeran a continuación (Figura 1.1):

### *1. Revisión bibliográfica*

Mediante la revisión bibliográfica se presentan los antecedentes y la revisión del estado del arte del tema a tratar. Se estudia la problemática medioambiental actual asociada al uso de sistemas de compresión de vapor para producción de frío y se presentan distintos candidatos con bajo GWP y nulo ODP para la sustitución de los actuales refrigerantes HFC, en concreto del R134a. Nos centraremos en las investigaciones actuales relacionadas con el uso del R1234yf, un refrigerante que permite la sustitución directa del R134a.

### *2. Análisis teórico*

Se realizará un análisis teórico previo de la influencia del intercambiador intermedio en ciclos de compresión de vapor usando R1234yf como alternativa de bajo GWP al R134a, considerando distintas temperaturas de condensación y evaporación con o sin el uso del intercambiador intermedio, considerando diferentes eficiencias en el intercambiador. Los resultados compararán los valores que caracterizan la eficiencia energética del ciclo de compresión de vapor, es decir, potencia frigorífica, potencia consumida por el compresor y COP, así como otros valores de interés como la temperatura de descarga. Estos resultados servirán para mostrar en qué condiciones el uso del intercambiador intermedio resulta beneficioso en instalaciones funcionando con el R1234yf, frente a la menor influencia con el R134a.

### *3. Puesta a punto de la instalación experimental*

Para asegurar que la instalación experimental se encuentra en condiciones de poder realizar los ensayos experimentales con ambos fluidos obteniéndose mediciones correctas se comprobará que los elementos de la

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

instalación, aparatos de medida y el sistema de adquisición de datos se encuentren en estado correcto.

#### *4. Realización de los ensayos*

Se realizará una batería de ensayos que cubran ampliamente las condiciones de funcionamiento típicas de una planta de producción de frío por compresión de vapor. Los distintos ensayos se obtendrán variando la temperatura de condensación, la temperatura de evaporación, el uso o no del intercambiador intermedio y el fluido refrigerante utilizado.

Mediante un sistema de monitorización y recogida de datos se controlará el proceso para obtener las condiciones de funcionamiento requeridas, así como para asegurar que en el momento de la recogida de datos el sistema se encuentre en estado estacionario.

#### *5. Análisis de los datos experimentales*

Se analizarán los ensayos experimentales obtenidos en la instalación experimental verificando las condiciones de funcionamiento de los mismos. Se comparará el comportamiento energético del R1234yf y del R134a en un rango amplio de condiciones de funcionamiento, con y sin el uso del intercambiador intermedio.

#### *6. Resultados*

A partir de los datos procedentes de los ensayos experimentales ya analizados se obtendrán una serie de resultados en cuanto a la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de los sistemas de compresión de vapor trabajando con R1234yf y R134a.

#### *7. Conclusiones*

Finalmente, se resumirán los principales aspectos y conclusiones derivados del presente trabajo, valorando los resultados obtenidos y la aportación que suponen.

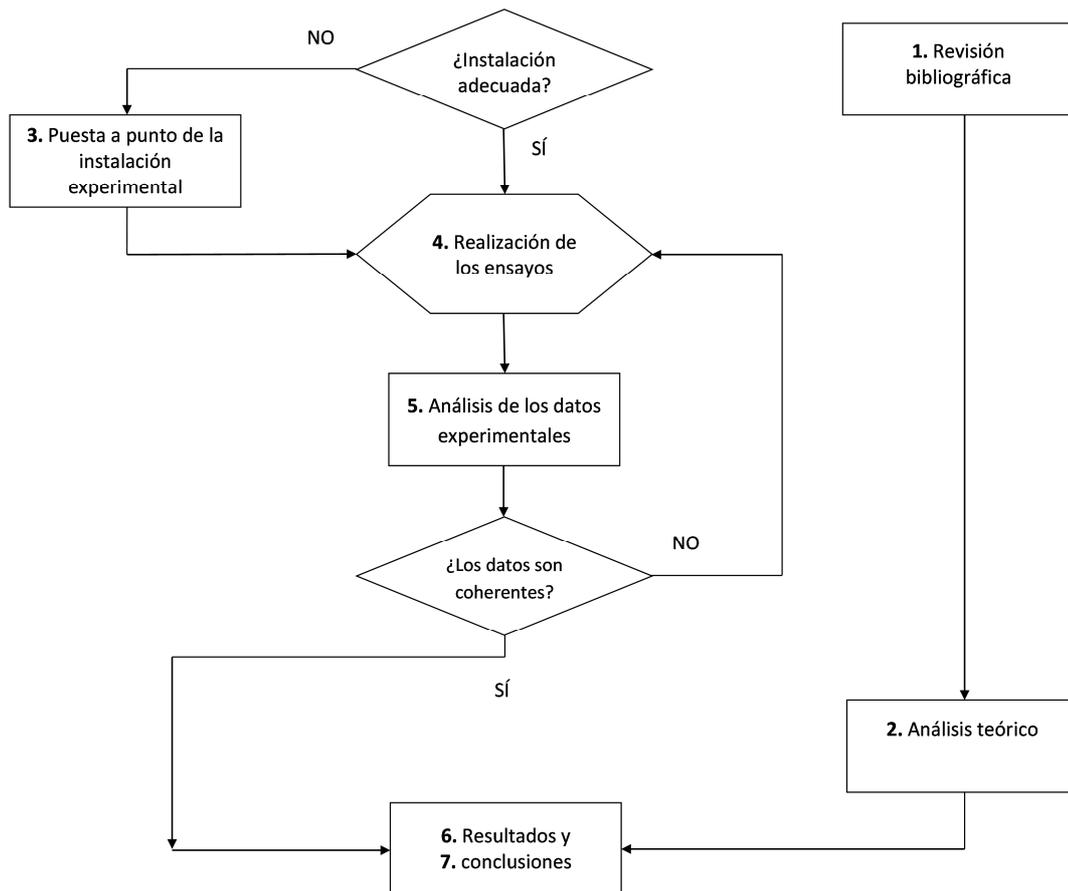


Figura 1.1. Diagrama de flujo de la metodología de investigación.

## 1.4. Organización del documento

Así, vistos los objetivos y la metodología planteada para la consecución de los mismos, el presente documento se estructura de la siguiente forma:

En el capítulo 1 se ha introducido la justificación, principales objetivos, metodología utilizada y organización del presente trabajo.

En el capítulo 2 se realiza una revisión bibliográfica de la problemática medioambiental actual asociada a la producción de frío, así como de alternativas al R134a, centrándonos en el R1234yf.

En el capítulo 3 se realiza un análisis teórico previo para evaluar la influencia del intercambiador intermedio usando R1234yf como sustituto al R134a.

En el capítulo 4 se describe la instalación experimental utilizada para la obtención de los ensayos experimentales, así como la instrumentación de medición, ensayos, tratamiento de datos y validación de los mismos.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

En el capítulo 5 se exponen los resultados obtenidos de los datos experimentales, centrándonos en la influencia del intercambiador intermedio sobre el desempeño de la instalación de producción de frío.

Finalmente, en el capítulo 6 se encuentran las principales conclusiones que se pueden extraer del estudio realizado así como una serie de propuestas de estudios futuros que pueden surgir a partir de las conclusiones obtenidas en el presente trabajo.

## 2. Antecedentes

En el presente capítulo se realiza una revisión bibliográfica del estado del arte del tema a tratar. En primer lugar, se realiza un breve repaso al desarrollo de la producción de frío, desde los inicios de la refrigeración hasta la situación actual. A continuación, se exponen las problemáticas medioambientales asociadas a la producción de frío y al uso de los fluidos refrigerantes. Se introduce el concepto de TEWI y mejoras energética que pueden ser aplicadas a los sistemas de compresión de vapor para aumentar su eficiencia energética, entre las que se encuentra el intercambiador intermedio. Seguidamente, se analizan los ámbitos de utilización actuales del R134a en la producción de frío, para pasar a detallar diferentes refrigerantes alternativos de bajo GWP para el mismo. El R1234yf, uno de estos refrigerantes alternativos, es expuesto en mayor detalle. Por último, se exponen las principales conclusiones obtenidas de la revisión bibliográfica.

### 2.1. Desarrollo de la producción de frío

Ya desde tiempos muy antiguos la humanidad se ha esforzado en mantener artificialmente la temperatura de un sistema por debajo de las condiciones ambientales. Es sabido que nuestros antepasados utilizaron hielo producido naturalmente para estos fines. Sin embargo, no fue hasta 1805 cuando Oliver Evans fue el primero en proponer el uso de fluidos volátiles en un sistema cerrado para producir hielo, describiendo un sistema que utilizaba éter etílico como fluido de trabajo, aunque no hay evidencias de que este artilugio se llegará a construir.

En 1834 Perkins [1], en su patente "*Improvement in the Apparatus and Means of Producing Ice and in Cooling Liquids*", describe un ciclo mediante el uso de un fluido volátil para el propósito de producir el enfriamiento o la congelación de líquidos al mismo tiempo que se condensaba constantemente dicho fluido. Este ciclo de producción frigorífica se conoce como ciclo de compresión de vapor y es el método más utilizada en la actualidad para producir frío. Así, con Perkins se inicia la primera generación de refrigerantes, que sería utilizada durante los primeros cien años de historia de los sistemas de compresión de vapor. Él utilizó como refrigerante éter sulfúrico. Las características que debía de tener un fluido para ser utilizado como refrigerante era que hiciera funcionar el ciclo, sin tener en cuenta requisitos de peligrosidad y mucho menos medioambientales. La mayoría de los refrigerantes utilizados eran tóxicos, inflamables, e incluso reactivos, siendo los accidentes frecuentes.

Algunos de los primeros fluidos que se utilizaron como refrigerantes fueron: el éter, el dimetil éter, el amoniaco, el dióxido de carbono, el dióxido de azufre, y hidrocarburos como el propano, entre otros [2].

Los trabajos realizados por Thomas Midgley, Albert L. Henne y Robert R. McNary [3] supusieron un cambio importante para la industria de la refrigeración con la introducción y comercialización de los refrigerantes sintéticos. Realizaron una amplia investigación con el objetivo de determinar que elementos químicos dieran origen al combinarse a un fluido de trabajo adecuado para su empleo en sistemas de refrigeración, que además fueran fluidos seguros, estables, compatibles con los materiales y con buenos rendimientos energéticos. La selección que realizaron se redujo a ocho elementos: Carbono, Nitrógeno, Oxígeno, Azufre, Hidrógeno, Flúor, Cloro y Bromo. Descubrieron que la fluoración o cloración de los hidrocarburos puede ser modificada para obtener distintos fluidos frigorígenos con puntos de ebullición específicos. En 1930 presentan en una conferencia desarrollada en la Sociedad Americana de Química un fluido refrigerante seguro e inocuo, que más tarde se conocería como R12. Este fue el inicio del amplio desarrollo de los Clorofluorocarbonos (CFCs), precursores de los Hidrofluorocarbonos (HCFCs), como el R22. Los CFCs y los HCFCs fueron ampliamente utilizados y conforman lo que se conoce como la segunda generación de refrigerantes.

## **2.2. Problemática medioambiental**

Cuarenta años más tarde de la aparición de los CFCs y los HCFCs, los estudios presentados por Sherwood Rowland y Mario Molina [4] relacionaron la disminución del espesor de la capa de ozono estratosférico con la acción catalítica de las moléculas de determinados compuestos halogenados, derivados de los hidrocarburos saturados. Los CFCs y los HCFCs fueron señalados como los culpables de la destrucción de la capa de ozono, la encargada de protegernos frente a las nocivas radiaciones ultravioletas que provienen del sol.

En el año 1980, el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, UNEP, inició los trabajos para la preparación de un convenio internacional con vistas a la protección de la capa de ozono. En la convención de Viena (1985) 20 naciones convinieron en adoptar medidas para proteger la capa de ozono, aunque dichas medidas no se especifican.

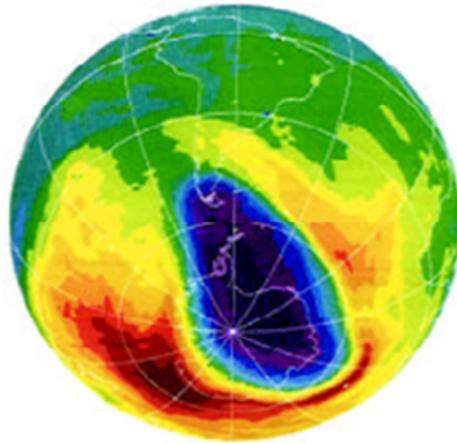


Figura 2.1. El agujero de la capa de ozono de la Antártida el 17 de octubre de 1994 [5].

El Protocolo de Montreal (1987) [6] estableció un calendario de prohibición de uso de estas sustancias. La Comunidad Europea creó el Reglamento CE 2037/2000 [7], que regula la eliminación y control de las sustancias dañinas para la capa de ozono prohibiendo el uso de los CFCs (entre los que destaca el R12) desde el año 2000 y estableciendo la fecha límite de uso de los HCFCs (de entre los que destacan el R22) para 2015.

En un periodo de tiempo muy corto, se desarrolló la siguiente generación de refrigerantes, los Hidrofluorocarbonos (HFCs). Se añadían a las características ya requeridas a los fluidos refrigerantes la protección de la capa de ozono. Se promovió la investigación en refrigerantes naturales, principalmente hidrocarburos y  $\text{CO}_2$ . Principalmente, se extendió el uso de refrigerantes de tercera generación HFCs de medio y largo plazo como el R134a, el R404A y el R410A. Estas sustancias eran consideradas inocuas para el medio ambiente, aunque más tarde se descubriría que tenían un efecto pernicioso sobre el calentamiento global. Los enlaces C-F poseen una gran capacidad de absorción de la radiación electromagnética de onda larga (espectro infrarrojo) que emite la superficie terrestre. Este efecto hace que parte de la radiación sea devuelta a la tierra, produciéndose el denominado efecto invernadero.

En el Protocolo de Kyoto (1997) [8] se adoptaron acuerdos para la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Con el fin de reducir los efectos que la humanidad está teniendo sobre el clima, debemos ser capaces de reducir las sustancias que provocan el efecto invernadero. Los HFCs, utilizados actualmente en los sistemas de compresión de vapor, presentan un potencial de calentamiento global muy elevado en caso de emisión directa. El Parlamento Europeo estableció la Directiva 2006/40/CE

[9], que prohíbe el uso de refrigerantes con un GWP mayor de 150 para uso en aires acondicionados de automóviles de nuevo modelo, efectivo a partir de 2011, y para todos los automóviles nuevos, a partir de 2017. El estudio de nuevas sustancias con bajo potencial de calentamiento global es lo que podríamos definir como el inicio de la cuarta generación de refrigerantes.

### 2.3. TEWI y mejoras energéticas

Las instalaciones de producción de frío están doblemente vinculadas a la problemática medioambiental: utilizan fluidos refrigerantes que pueden ser sustancias con potencial de agotamiento de la capa de ozono o con potencial de calentamiento global, conformando lo que se conoce como efecto directo; por otra parte, se trata de instalaciones consumidoras de energía eléctrica, proveniente de centrales de generación eléctrica que generalmente llevan asociadas emisiones de CO<sub>2</sub>, conformando lo que se conoce como efecto indirecto.

El parámetro que cuantifica la contribución total al efecto invernadero de una instalación de producción de frío es el TEWI (Total Equivalent Warming Impact). El consumo energético de las instalaciones de producción de frío, y su contribución mediante efecto indirecto al efecto invernadero, no es desdeñable. Para sistemas estacionarios con baja probabilidad de fugas, la contribución del efecto indirecto al TEWI es dominante (Figura 2.2).

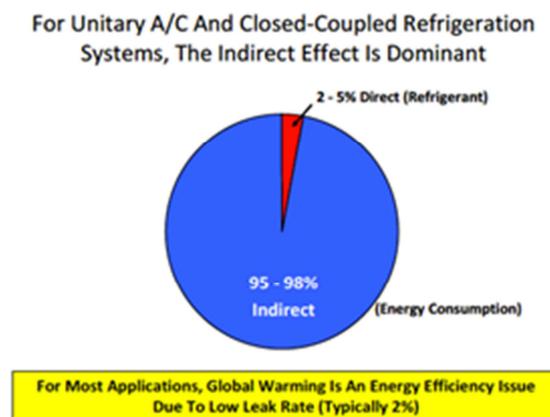


Figura 2.2. Comparación de la contribución al TEWI del efecto directo y el efecto indirecto de los refrigerantes [10].

Así, para disminuir el efecto de las instalaciones de producción de frío sobre el calentamiento global no sólo es necesario utilizar refrigerantes con menor GWP que disminuyan el efecto directo en caso de fugas, sino que se debe hacer una evaluación exhaustiva que abarque tanto las emisiones

directas e indirectas relacionadas con el consumo energético. Por ejemplo, otras formas de disminuir el efecto directo de los gases de efecto invernadero es mejorar el confinamiento de las sustancias y reducir la carga de las mismas en los equipos.

Por otra parte, el aumento de la eficiencia energética de las instalaciones lleva asociada una reducción de las emisiones indirectas provenientes del consumo energético de dichas instalaciones, particularmente cuando la aplicación tiene un período de uso prolongado. Además, hay que tener en cuenta que un cambio de un fluido refrigerante por otro, aún suponiendo una disminución en el efecto directo, puede suponer una disminución de la eficiencia energética, aumentando el efecto indirecto.

Los nuevos refrigerantes alternativos de bajo GWP tienen como objetivo disminuir el efecto directo al calentamiento global, pero pueden suponer reducciones en la eficiencia energética de los sistemas de compresión de vapor, aumentando el efecto indirecto al calentamiento global. Para contrarrestar este efecto no deseado se pueden implementar una serie de mejoras energéticas a los sistemas de compresión de vapor que aumenten la eficiencia energética de los mismos.

Una de las posibles mejoras energéticas es la sustitución de los dispositivos de expansión isoentálpicos (válvula de expansión) por dispositivos de expansión isoentrópicos (expansores). Los expansores permiten obtener energía en la expansión del fluido además de aumentar el salto entálpico en el evaporador. Se disminuye así el consumo energético del sistema al mismo tiempo que aumenta la potencia frigorífica, mejorando así la eficiencia energética del sistema [11].

Otra posible implementación a realizar en los ciclos de compresión de vapor con el fin de mejorar el desempeño energético de los mismos es la incorporación de eyectores. Estos dispositivos pueden situarse en distintos lugares del ciclo de compresión de vapor [12], ya sea como sustitutos isoentrópicos de las válvulas de expansión isoentálpica, o bien como sustituto del compresor en caso de disponer de una fuente de energía térmica.

Por último, una de las posibles mejoras energéticas que se pueden incorporar al ciclo de compresión de vapor es el intercambiador intermedio. Siendo el análisis de la influencia de este dispositivo el objetivo principal de este trabajo, se desarrollará más detalladamente en el siguiente apartado.

## 2.4. Intercambiador intermedio

El objetivo del intercambiador intermedio es subenfriar el líquido a la salida del condensador, buscando aumentar la potencia frigorífica, utilizando el vapor a la salida del evaporador. En la Figura 2.3 se muestra un intercambiador intermedio de doble tubo.



Figura 2.3. Intercambiador intermedio de doble tubo.

La influencia del intercambiador intermedio puede ser positiva o negativa para la eficiencia energética del sistema de compresión de vapor dependiendo del fluido utilizado en la instalación y las condiciones de funcionamiento [13]. Los principales beneficios del intercambiador intermedio son incrementar el salto entálpico en el evaporador, subenfriar el refrigerante para asegurar la entrada de líquido a la válvula de expansión asegurando un buen funcionamiento de la misma, y minimizar el riesgo de presencia de líquido en la aspiración del compresor; por otra parte, las posibles desventajas que conlleva su uso son el incremento del volumen específico del refrigerante en la aspiración del compresor, disminuyendo el caudal de refrigerante proporcionado por el compresor, un incremento en la temperatura de descarga, pérdidas de carga en el circuito, y puede llegar a ser una trampa de aceite lubricante.

La conveniencia de adoptar un intercambiador intermedio en el COP ha sido estudiada de forma teórica por varios autores. Aprea *et al.* [14], asumiendo un dispositivo adiabático sin caídas de presión, presentan un criterio que ha sido probado positivamente para distintos fluidos

refrigerantes, como CFCs, HCFCs y HFCs. Domanski *et al.* [15, 16] y Kim *et al.* [17], usando un desarrollo similar y considerando condiciones de saturación a la salida del evaporador y del condensador, obtienen un criterio más elaborado. Este último criterio ha sido también utilizado por Klein *et al.* [18] considerando variaciones relativas en la capacidad frigorífica, concluyendo que despreciando el caudal másico de refrigerante el intercambiador intermedio resulta positivo para el desempeño energético de la instalación usando cualquier refrigerante. Teniendo en cuenta las variaciones en el caudal másico de refrigerante, concluye que la introducción de un intercambiador intermedio no tiene influencia en la potencia consumida por el compresor y presenta una correlación para la variación relativa de la potencia frigorífica. No obstante, señala que las posibles ventajas del intercambiador intermedio se reducen debido a las pérdidas de carga que introduce el dispositivo. Mastrullo *et al.* [19] presentan los efectos producidos por un intercambiador intermedio en un ciclo de compresión de vapor considerando distintos fluidos en un gráfico simple para la verificación de la efectividad de instalar el intercambiador.

Desde un punto de vista experimental, Kim [20] evalúa los beneficios de introducir un intercambiador intermedio en el ciclo simple de compresión de vapor en un banco de ensayos utilizando R22, R134a, R407C y R32/R134a (30/70%), obteniendo resultados positivos en el COP para todos los fluidos utilizados. Otros autores [21] analizan la influencia del intercambiador intermedio usando R744 como fluido de trabajo en sistemas de aire acondicionado móvil, donde la presencia del intercambiador intermedio tiene una gran influencia en la eficiencia energética. Finalmente, Navarro-Esbrí *et al.* [22] estudian la incidencia del intercambiador intermedio experimentalmente en una planta con ciclo simple de compresión de vapor usando R22, R134a y R407C. La influencia del intercambiador intermedio en sistemas de compresión de vapor utilizando los nuevos fluidos fluorados de bajo GWP aún no ha sido estudiada.

## **2.5. R134a en la producción de frío**

El R134a surgió como sustituto no inflamable y no tóxico del R12 para equipos de refrigeración que operan en el intervalo de temperatura media y alta [23]. También es un sustituto común del R11 en enfriadoras centrífugas, así como un sustituto del R22 en algunas aplicaciones. De forma general, el R134a se usa en equipos de aire acondicionado de automóviles, refrigeración comercial en aplicaciones de media y alta temperatura, en refrigeración doméstica, y en cámaras de frío a temperaturas positivas para medios de transporte refrigerados. En el sector

industrial el R134a se utiliza en aplicaciones donde se requieren compresores centrífugos de gran potencia. También se utiliza en enfriadoras con compresores de tornillo.

El GWP del R134a es de 1430 a 100 años. Por tanto, debido a la nueva reglamentación y la tendencia hacia el uso de refrigerantes con bajo GWP, existe la necesidad de encontrar fluidos refrigerantes alternativos al R134a que tengan un GWP bajo.

## **2.6. Alternativas de bajo GWP al R134a**

En líneas generales, las soluciones apuntadas y las investigaciones de la comunidad científica han optado por varias líneas de acción:

- Insistencia en el resurgimiento de algunos refrigerantes naturales, en especial el R744 ( $\text{CO}_2$ ) con un GWP de 1, y por lo tanto con un efecto invernadero mucho menor que cualquier otro refrigerante [24, 25]. Gran cantidad de estudios están en marcha con la intención de mejorar la eficiencia energética y las condiciones de operación [26]. Las altas presiones de trabajo que requiere este refrigerante hacen que se requiera de equipo especial y una regulación especial [27].
- Otro de los refrigerantes naturales a considerar es el amoníaco (R717), sustancia inflamable y tóxica, pero con buenas propiedades termodinámicas para su uso como refrigerante en sistemas de compresión de vapor [28]. El amoníaco ha sido usado, y se sigue usando, en sistemas de refrigeración industria. Se caracteriza por tener elevada eficiencia energética en el ciclo de compresión de vapor [29], aunque su inflamabilidad y toxicidad pueden ser un problema para su aplicación como sustituto del R134a.
- El uso de mezclas de hidrocarburos como el propano (R290), butano (R600) e isobutano (R600a), aprovechando su fácil disposición en la naturaleza. Se han obtenido buenos resultados en comparación con el R134a en un amplio rango de condiciones [30]. Lo que frena la implantación en refrigeración es su inflamabilidad. Una de las líneas de investigación encaminada a solventar el problema de la inflamabilidad consiste en el diseño de sistemas de dimensiones reducidas, que permitan reducir la carga total de refrigerante en el sistema [31].
- El uso de fluidos sintéticos y mezclas de estos. DuPont y Honeywell han completado los test con R1234yf, un refrigerante que llega a un compromiso entre bajo efecto invernadero, alta eficiencia energética y media-baja peligrosidad. Otros fluidos sintéticos con bajo potencial

de efecto invernadero son el R152a [32], el R32 [33] y el R1234ze [34].

Actualmente hay diversidad de opiniones sobre cuál será el refrigerante con GWP menor de 150 que se imponga para su uso en aire acondicionado de automóviles, o en otras aplicaciones. Sin embargo, el R1234yf se está evaluando como sustituto directo del R134a, con su aplicación principal en la industria automovilística y el aire acondicionado. Se trata de un refrigerante ya disponible comercialmente y que permite una sustitución directa o drop-in en instalaciones que anteriormente funcionarán con R134a. En el siguiente apartado profundizaremos en el estudio de sus características.

## **2.7. R1234yf**

El R1234yf no contiene cloro en su formulación, y por tanto tiene un ODP nulo [35], y su GWP es bajo, concretamente, de 4 [36, 37]. Sobre las características relativas a su seguridad, el R1234yf tiene una toxicidad baja, similar a la del R134a, e inflamabilidad media, significativamente menor que la del R152a [38]. Analizando otros efectos medioambientales del R1234yf, en caso de que este refrigerante sea liberado en la atmósfera se transforma completamente en el ácido trifluoroacético (TFA). Las consecuencias previstas por algunos estudios [39, 40] sobre el uso del R1234yf muestran que las futuras emisiones de este refrigerante en la atmósfera no causarán un incremento significativo en las concentraciones de TFA en las precipitaciones en forma de lluvia. Las propiedades termofísicas del R1234yf son bien conocidas, siendo un refrigerante muy similar al R134a, tal y como se muestra en la Tabla 2.1. Brown *et al.* [41] reúne los estudios de mayor relevancia presentados hasta el momento y compara las propiedades presentadas por cada uno.

Tabla 2.1. Propiedades termofísicas del R1234yf y del R134a.

<b>Propiedad</b>	<b>R1234yf</b>	<b>R134a</b>
Punto de ebullición (K)	244,15	247,15
Punto crítico (K)	368,15	375,15
Presión de evaporación a 298,15 K (MPa)	0,677	0,665
Presión de condensación a 353,15 K (MPa)	2,44	2,63
Densidad del líquido a 298,15 K (kg/m <sup>3</sup> )	1094	1207
Densidad del vapor a 298,15 K (kg/m <sup>3</sup> )	37,6	32,4
Viscosidad del líquido a 298,15 K (μPa/s)	155,45	194,89
Viscosidad del vapor a 298,15 K (μPa/s)	12,291	11,693
Conductividad térmica del líquido a 298,15 K (mW/m K)	63,585	81,134
Conductividad térmica del vapor a 298,15 K (mW/m K)	13,966	13,825
Calor específico del líquido a 298,15 K (kJ/kg Kg)	1,3921	1,4246
Calor específico del vapor a 298,15 K (kJ/kg Kg)	1,0533	1,0316

Se pueden encontrar distintos trabajos de investigación que presentan de forma teórica la viabilidad de una sustitución directa (o con ligeras modificaciones) de R134a por R1234yf [42], estando la mayoría de ellos basados en sistemas de aire acondicionado automotriz. Lee *et al.* [43] miden teóricamente el desempeño de un drop-in o sustitución directa de R1234yf en un banco de ensayos y examinan la posibilidad de sustituir al R134a en sistemas de aire acondicionado automotriz. Zilio *et al.* [44] experimentan con R1234yf en un aire acondicionado automotriz europeo típico de R134a con algunas modificaciones. Bryson *et al.* [45] prueban un sistema de aire acondicionado automotriz usando los refrigerantes R152a y R1234yf para reemplazar al R134a.

En línea con la tendencia hacia la sustitución de los refrigerantes actuales por otros con bajo GWP no sólo en el sector automovilístico, Reasor *et al.* [46] evalúan la posibilidad del R1234yf de ser sustituto directo para un sistema previamente diseñado para R134a o R410A, comparando las propiedades termofísicas y simulando condiciones de funcionamiento. Leck [47] evalúa al R1234yf, junto con otros nuevos refrigerantes desarrollados por DuPont, como alternativas para varios refrigerantes con alto GWP. Endoh *et al.* [48] modifican el aire acondicionado de una habitación que usaba R410A para evaluar al R1234yf, calculando la capacidad del ciclo. Okazaki *et al.* [49] estudian el desempeño de un aire acondicionado, inicialmente diseñado para R410A, usando R1234yf y mezclas de R32/R1234yf. Navarro-Esbrí *et al.* [50] estudian experimentalmente la viabilidad del R1234yf como sustituto directo al R134a en un sistema de compresión de vapor en un amplio rango de condiciones de trabajo.

En estos estudios se concluye que, ante una sustitución directa de R134a por R1234yf, el sistema presenta un COP (Coefficient of Performance), carga frigorífica y rendimiento del compresor ligeramente inferiores para el R1234yf que para el R134a. Por otra parte, la temperatura de descarga es considerablemente inferior para el R1234yf que para el R134a, produciendo efectos beneficiosos en el compresor y en el ciclo frigorífico. Además, se concluye que se pueden introducir modificaciones en los sistemas, como el intercambiador intermedio, que eleven los parámetros energéticos hasta niveles iguales, o incluso superiores, a los del R134a.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

### 3. Análisis teórico

#### 3.1. Método de cálculo

El análisis teórico de la influencia del intercambiador intermedio se ha realizado comparando los principales valores que caracterizan la eficiencia energética del ciclo de compresión de vapor (potencia consumida por el compresor  $P_c$ , potencia frigorífica  $Q_o$ , COP, y temperatura de descarga del compresor  $T_{desc}$ ) con y sin el uso del intercambiador intermedio, utilizando R1234yf como fluido de bajo GWP alternativo al R134a, y variando las condiciones de funcionamiento (temperatura de evaporación  $T_o$ , temperatura de condensación  $T_k$ , y eficiencia del intercambiador intermedio  $\epsilon$ ). En la Figura 3.1 se muestra el ciclo de compresión de vapor con y sin el intercambiador intermedio, donde ' indica los parámetros cuando se usa el intercambiador intermedio.

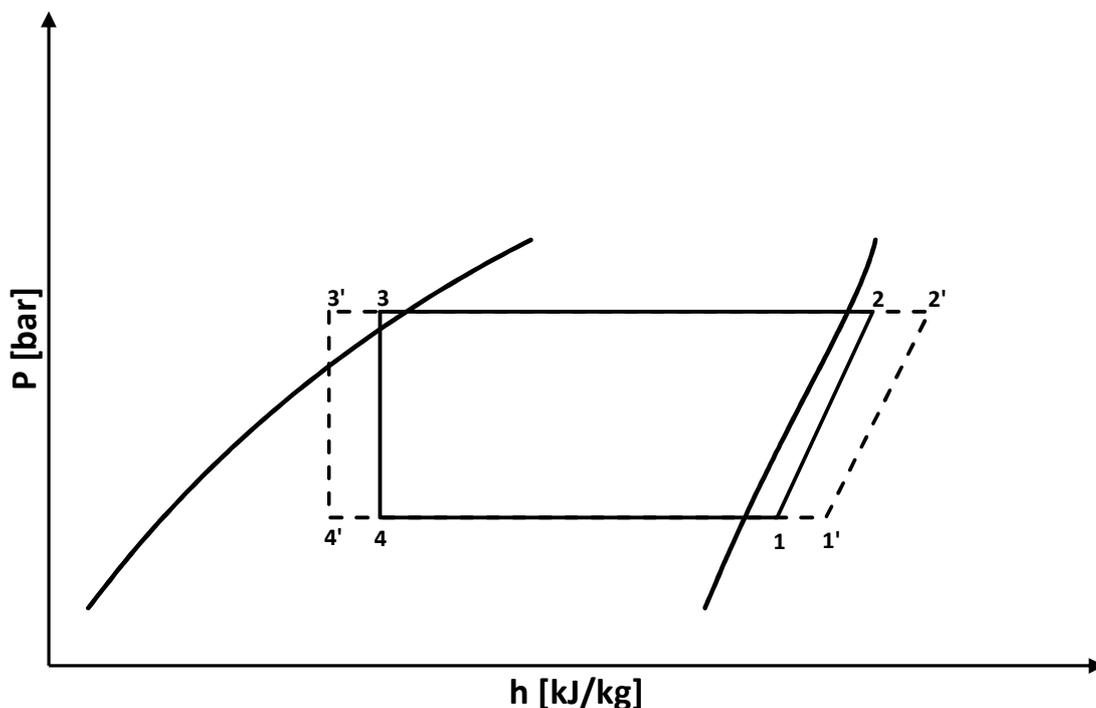


Figura 3.1. Ciclos de compresión de vapor con y sin intercambiador intermedio.

A efectos de cálculo, se consideran rendimientos volumétricos, isoentrópicos y electromecánicos en el compresor unitarios, así como un volumen de compresión  $V$  y régimen de giro del compresor  $N$  constantes. También se ha considerado un grado de recalentamiento útil a la salida del

evaporador GR de 5°C, y un grado de subenfriamiento a la salida del condensador GS de 2°C.

Dado un fluido, y conocidas las temperaturas de evaporación y condensación así como la eficiencia del intercambiador intermedio se procede al cálculo del ciclo sin y con el intercambiador intermedio. La Tabla 3.1 presenta las ecuaciones utilizadas en el cálculo.

Tabla 3.1. Ecuaciones utilizadas en el cálculo.

$P_o = P_{sat}(T_o)$	$s_{1'} = s(P_o, T_{1'})$
$P_k = P_{sat}(T_k)$	$v_{1'} = v(P_o, T_{1'})$
$T_1 = T_o + GR$	$s_1 = s(P_o, T_1)$
$T_3 = T_k - GS$	$v_1 = v(P_o, T_1)$
$h_1 = h(P_o, T_1)$	$\dot{m} = NV/60v_1$
$h_3 = h(P_k, T_3)$	$\dot{m}' = NV/60v_{1'}$
$c_{pv} = c_p(P_o, T_1)$	$h_2 = h(P_k, s_1)$
$c_{pl} = c_p(P_k, T_3)$	$h_{2'} = h(P_k, s_{1'})$
$c_{min} = \text{Min}(c_{pv}, c_{pl})$	$T_2 = T(P_k, s_1) = T_{desc}$
$q_{ideal} = c_{min}(T_3 - T_1)$	$T_{2'} = T(P_k, s_{1'}) = T_{desc}$
$q_{real} = \varepsilon q_{ideal}$	$P_c = \dot{m}(h_2 - h_1)$
$T_{1'} = T_1 + q_{real}/c_{pv}$	$P'_c = \dot{m}(h_{2'} - h_{1'})$
$T_{3'} = T_3 - q_{real}/c_{pl}$	$Q_o = \dot{m}(h_1 - h_4)$
$h_{1'} = h(P_o, T_{1'})$	$Q'_o = \dot{m}(h_{1'} - h_{4'})$
$h_{3'} = h(P_k, T_{3'})$	$COP = Q_o/P_c$
$h_4 = h_3 ; h_{4'} = h_{3'}$	$COP' = Q'_o/P'_c$

## 3.2. Resultados

A continuación se exponen los resultados obtenidos en el análisis, mostrándose las variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor, la potencia frigorífica y el COP, así como las variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor, debidas a la introducción en el ciclo de compresión de vapor del intercambiador intermedio. Además, estos resultados se presentan en función de la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación y la eficiencia del intercambiador intermedio.

En el siguiente conjunto de figuras se muestran las variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio para el R1234yf y el R134a, en función de la temperatura de evaporación (Figura 3.2), la temperatura de condensación (Figura 3.3) y la eficiencia del intercambiador intermedio (Figura 3.4). En general se observa un ligero aumento en la potencia consumida por el compresor, con valores por debajo del 1%. Además, la influencia del intercambiador intermedio en el consumo del compresor es diferente según el fluido, siendo moderada para el R134a (0,2% - 0,8%), y con mayor influencia para el caso del R1234yf, con aumentos en el consumo del compresor de entre 0,4% y 1,6%.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

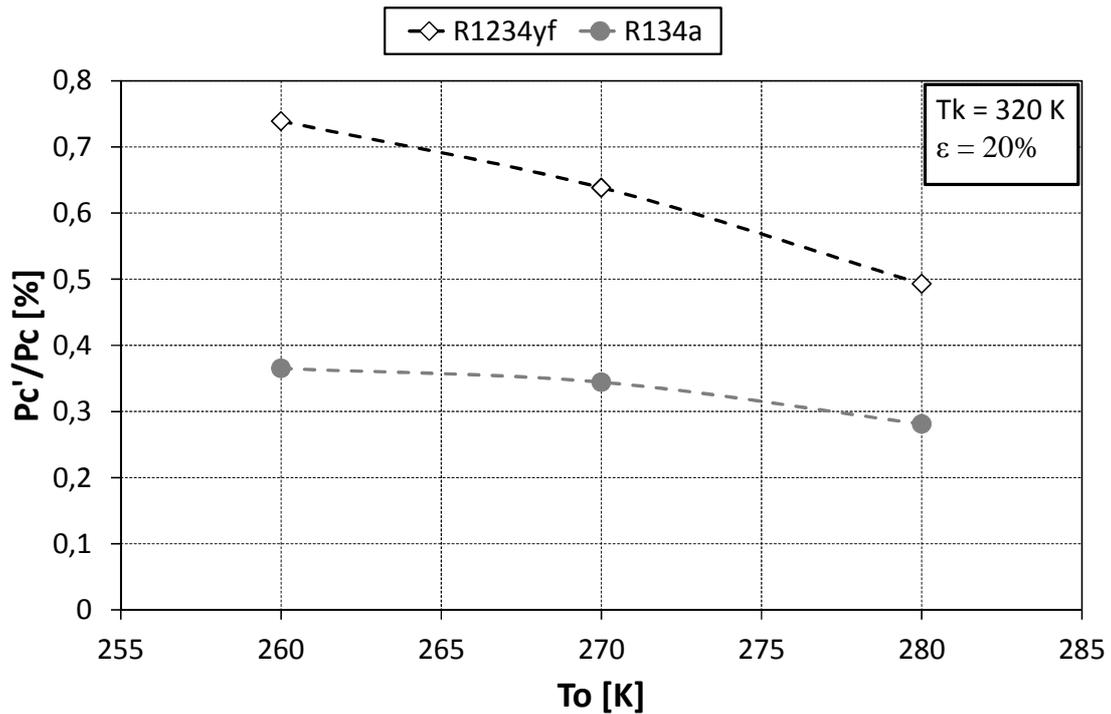


Figura 3.2. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.

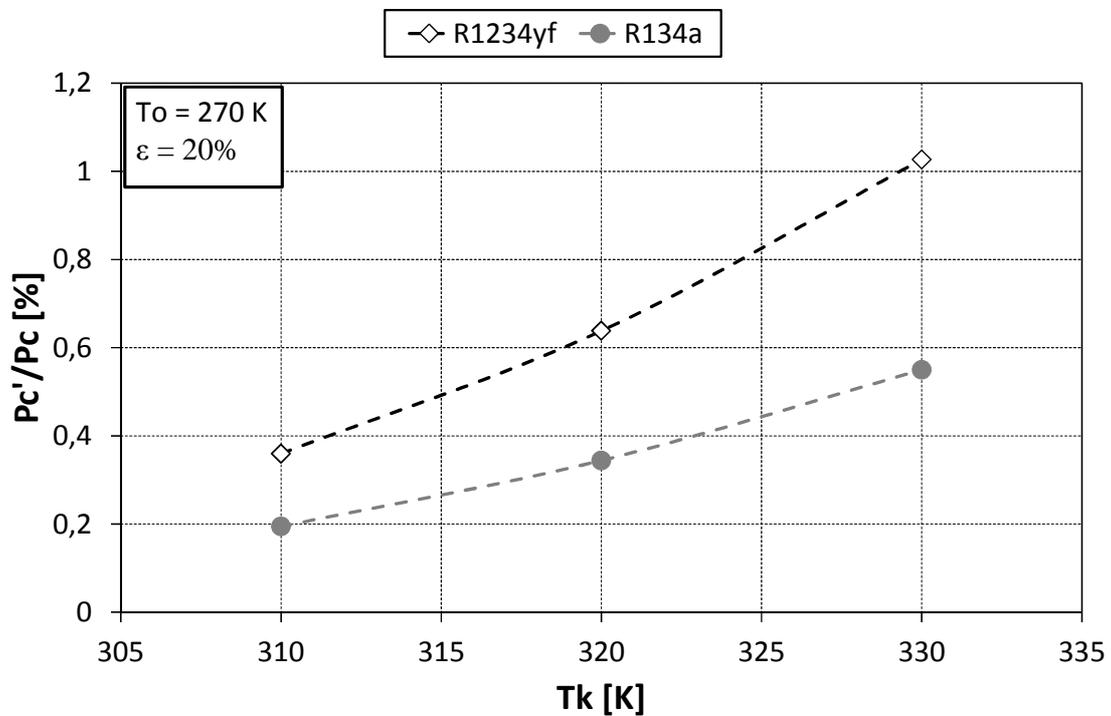


Figura 3.3. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.

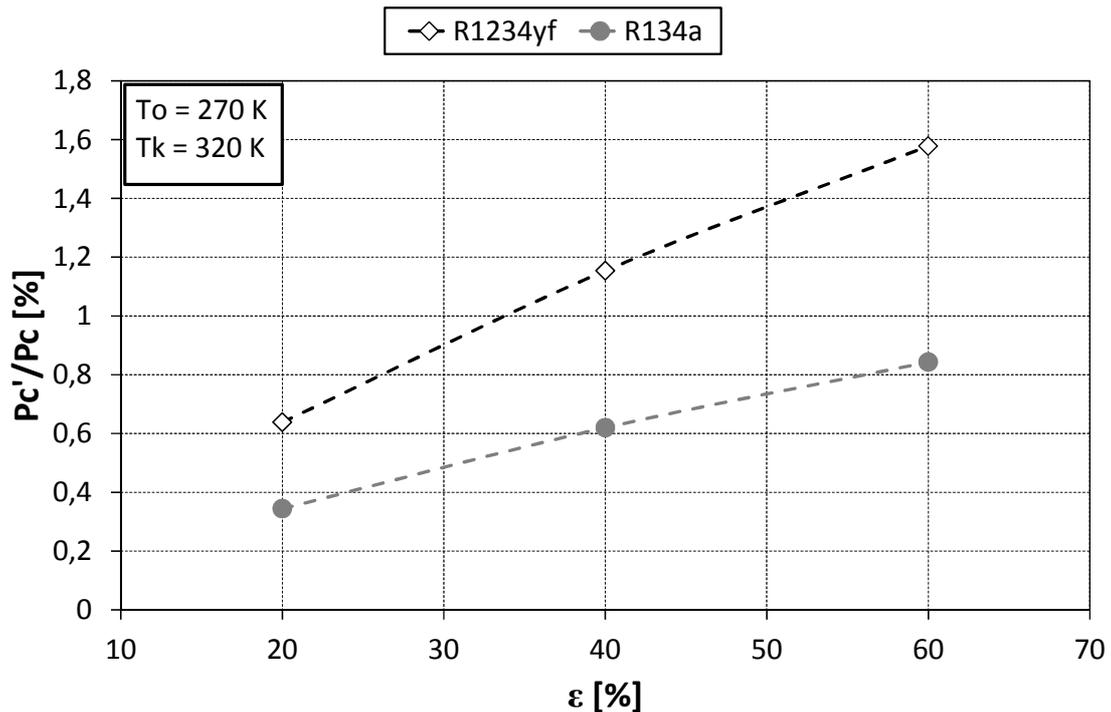


Figura 3.4. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.

Se observa que ambos fluidos siguen la misma tendencia al variar las condiciones de temperatura de evaporación/condensación y eficiencia del intercambiador. Al aumentar la temperatura de evaporación, se reduce el aumento en la potencia consumida en el compresor, mientras que al aumentar la temperatura de condensación, se incrementa. Aumentar la eficiencia del intercambiador intermedio también produce que suba el incremento en la potencia consumida por el compresor.

A continuación se muestran las variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas a la introducción del intercambiador intermedio en el ciclo de compresión de vapor. El principal objetivo del intercambiador intermedio es aumentar la potencia frigorífica mediante el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador. Se observa cómo se producen aumentos en la potencia frigorífica para el caso del R1234yf y el R134a. Los mayores incrementos en la potencia frigorífica se dan para el caso del R1234yf (1,5% - 8,5%), mientras que para el R134a se producen incrementos menores (0,5% - 3,5%).

Por otra parte, se observa cómo afecta a las variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio el cambio en las condiciones de funcionamiento del ciclo, como son la temperatura de

evaporación (Figura 3.5) y la temperatura de condensación (Figura 3.6), así como las diferentes eficiencias del intercambiador intermedio (Figura 3.7). A mayores temperaturas de evaporación se producen aumentos en la potencia frigorífica mayores, mientras que a mayores temperaturas de condensación se incrementan los aumentos en la potencia frigorífica debidos al uso del intercambiador intermedio. Incrementar la eficiencia del intercambiador intermedio resulta en aumentos superiores de la potencia frigorífica.

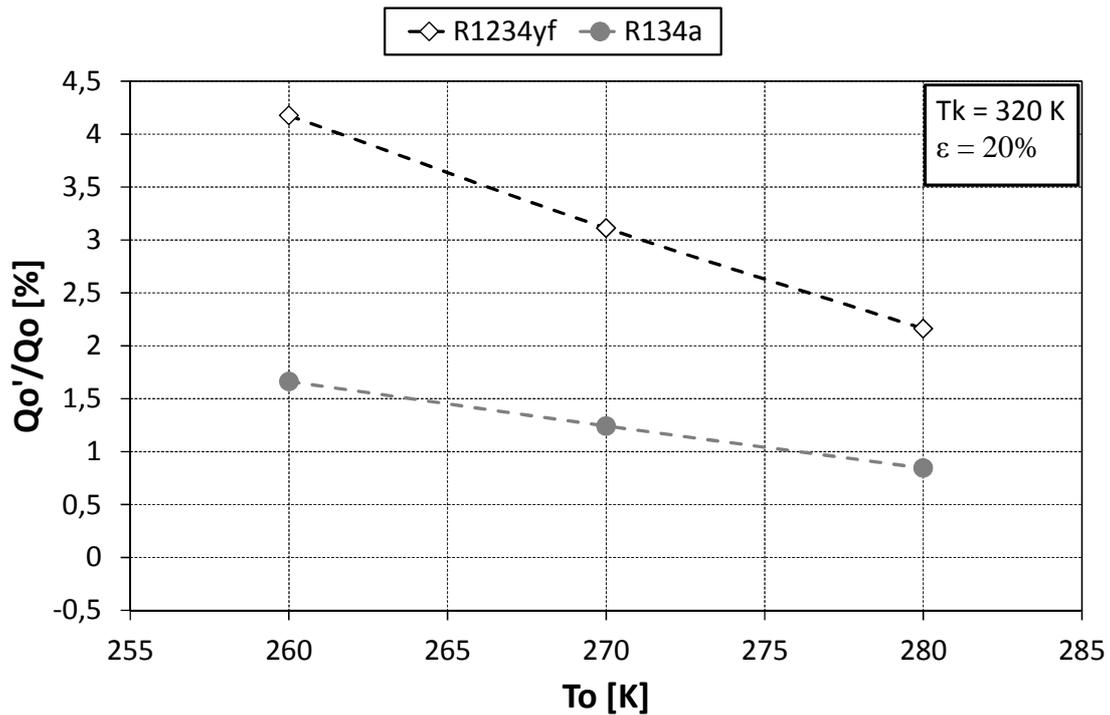


Figura 3.5. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.

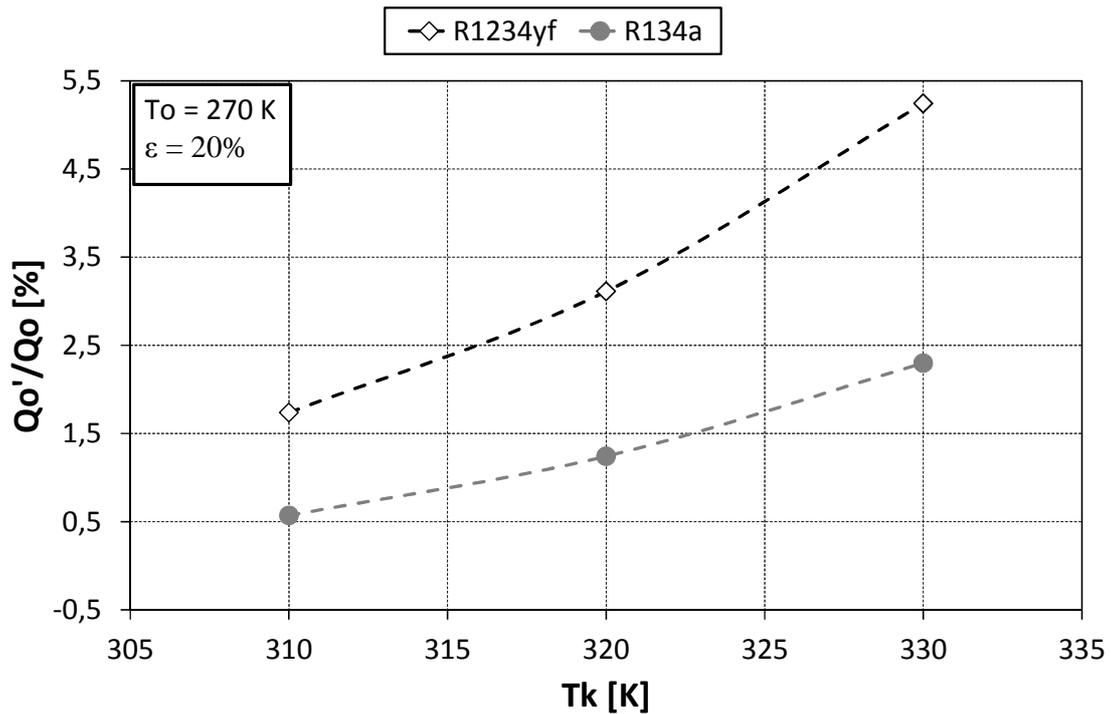


Figura 3.6. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.

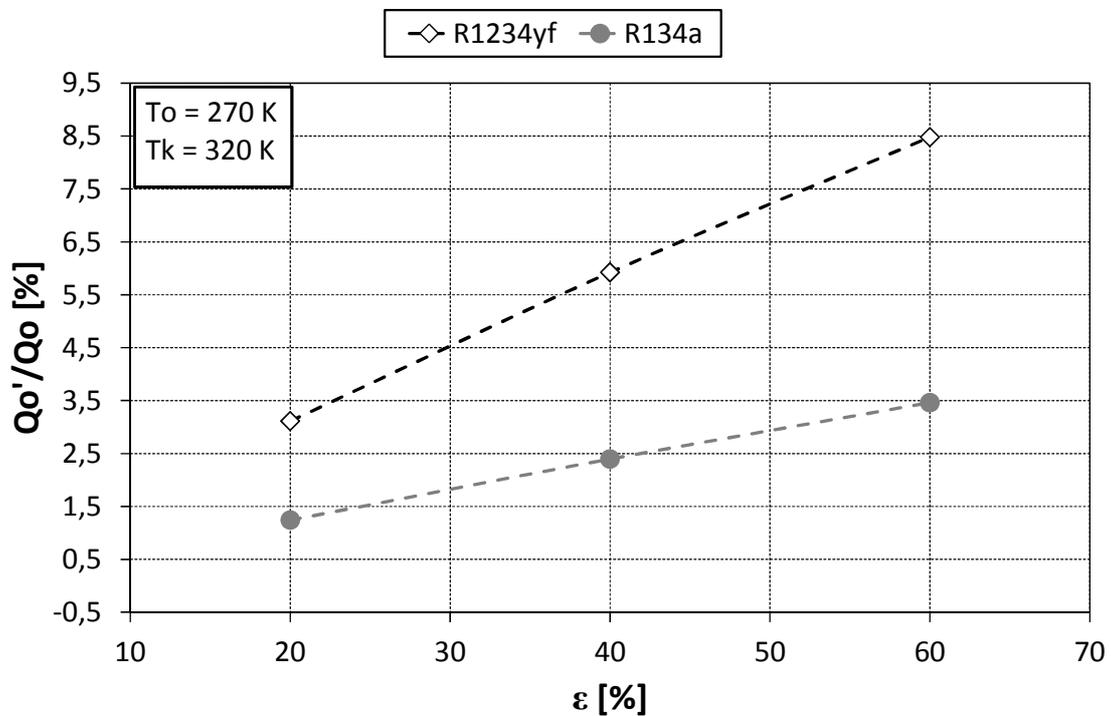


Figura 3.7. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.

El uso del intercambiador intermedio tiene efectos positivos en la potencia frigorífica para el R1234yf y el R134a. Además, el uso del intercambiador intermedio resulta positivo en cuanto a potencia frigorífica para todas las condiciones de funcionamiento (temperaturas de evaporación/condensación).

En el siguiente grupo de figuras se muestran las variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio. Siendo el COP el cociente entre la potencia frigorífica y la potencia consumida por el compresor y sabiendo que para el R1234yf y el R134a los incrementos en la potencia frigorífica debidos al uso del intercambiador intermedio han sido mayores que los incrementos en la potencia consumida por el compresor, se espera que el uso del intercambiador intermedio produzca incrementos en el COP de la instalación. Los resultados muestran incrementos positivos en el COP. El fluido que presenta mayores incrementos en el COP debido al uso del intercambiador intermedio es el R1234yf (1,5% - 6,5%), mientras que para el R134a los incrementos son menores (0,5% - 2,5%).

Por otra parte, se observa cómo ambos fluidos se ven afectados del mismo modo por la temperatura de evaporación (Figura 3.8), la temperatura de condensación (Figura 3.9), y la eficiencia del intercambiador intermedio (Figura 3.10), en cuanto a variaciones relativas del COP debidas al uso del intercambiador intermedio. Estas tendencias son las mismas que para las variaciones relativas en la potencia frigorífica y la potencia consumida por el compresor, ya que el COP es el cociente entre estas dos variables.

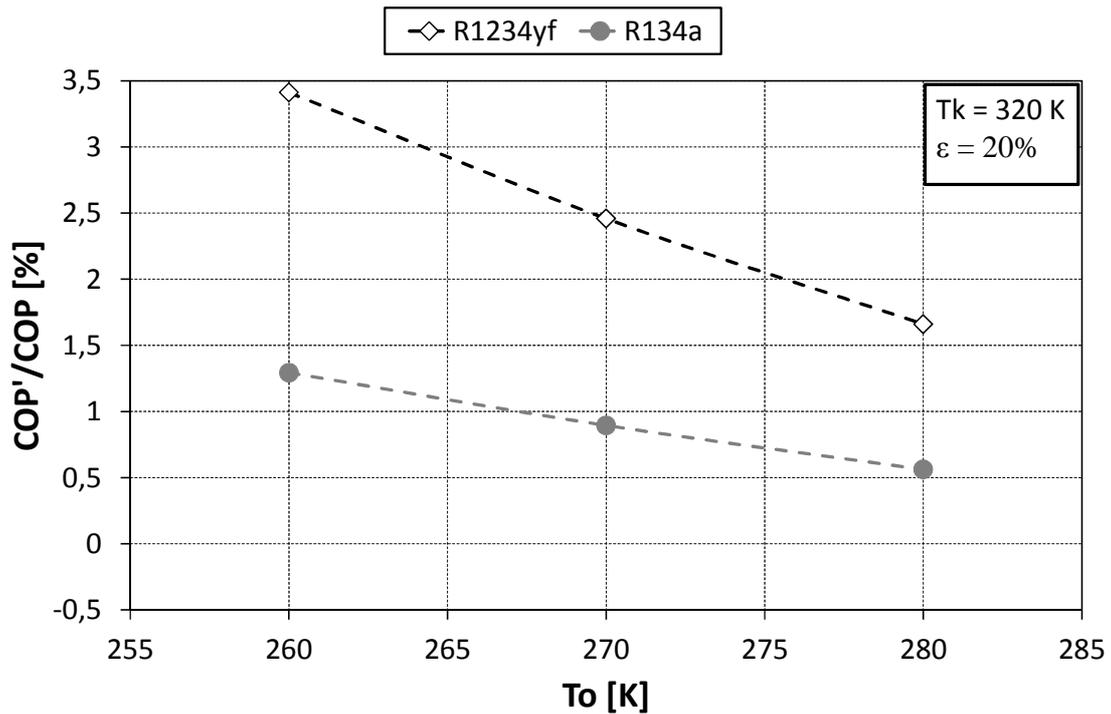


Figura 3.8. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.

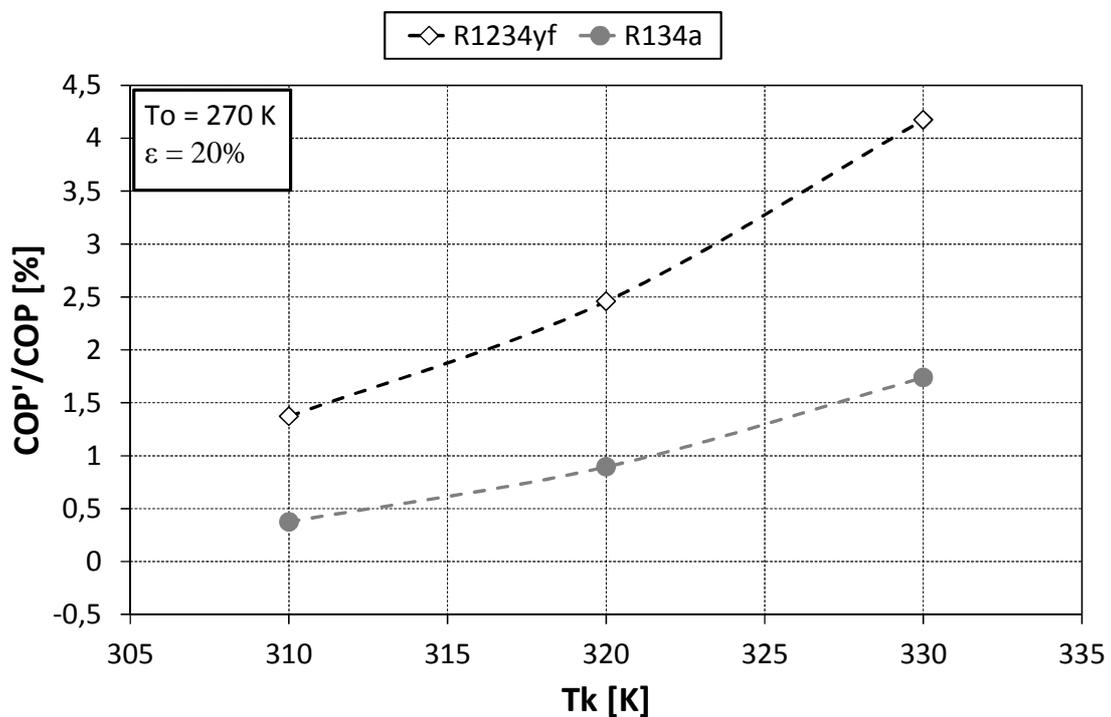


Figura 3.9. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.

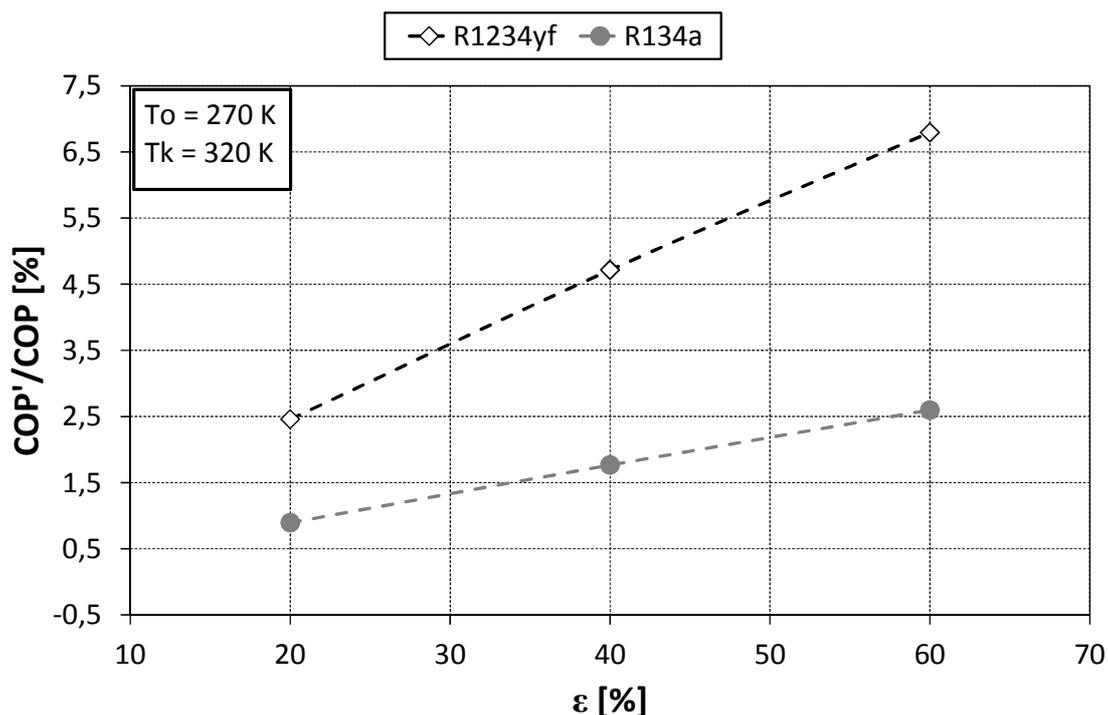


Figura 3.10. Variaciones relativas en el COP debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.

Debemos indicar que, en base a los resultados obtenidos, la introducción del intercambiador intermedio tiene efectos positivos en el COP del sistema de compresión de vapor para ambos fluidos. Además, en ciclos funcionando con R1234yf y R134a, el intercambiador intermedio dará lugar a aumentos en el COP para todo el rango de temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y eficiencias en el intercambiador intermedio estudiadas.

El intercambiador intermedio produce un aumento en el recalentamiento del vapor a la entrada del compresor, aumentando la temperatura de descarga del mismo. A continuación se presentan los incrementos en la temperatura de descarga del compresor producidos con la introducción del intercambiador intermedio. Se observa como para eficiencias en el intercambiador intermedio de 20%, los incrementos en la temperatura de descarga son prácticamente iguales para ambos fluidos, con valores de entre 6K y 10K.

Por último, se observa cómo afecta a los incrementos en la temperatura de descarga del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio las variaciones en la temperatura de evaporación (Figura 3.11), la temperatura de condensación (Figura 3.12), y la eficiencia del

intercambiador (Figura 3.13). A mayores temperaturas de evaporación se producen menores incrementos en la temperatura de descarga, mientras que a mayores temperaturas de condensación se dan mayores incrementos. Aumentar la eficiencia del intercambiador intermedio conlleva mayores temperaturas de descarga en el compresor, teniendo para eficiencias del intercambiador intermedio del 60% incrementos en la temperatura de descarga de hasta 25K. Que estos aumentos en la temperatura de descarga del compresor puedan llegar a ser preocupantes dependerá del fluido que se esté considerando.

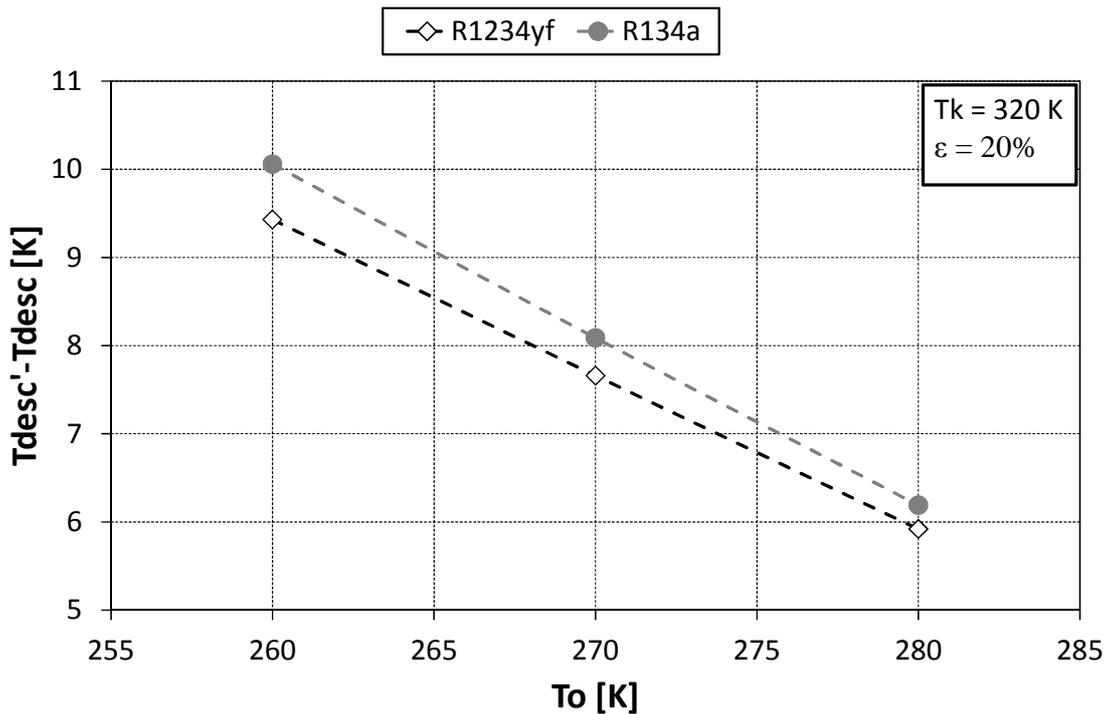


Figura 3.11. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de evaporación.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

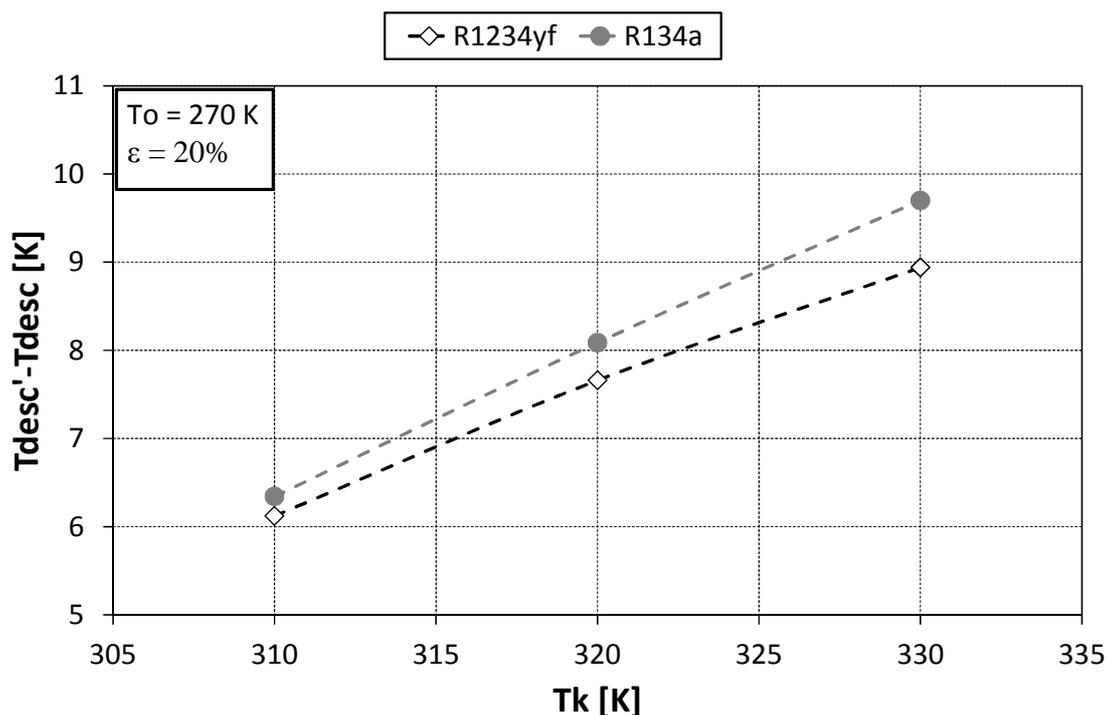


Figura 3.12. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la temperatura de condensación.

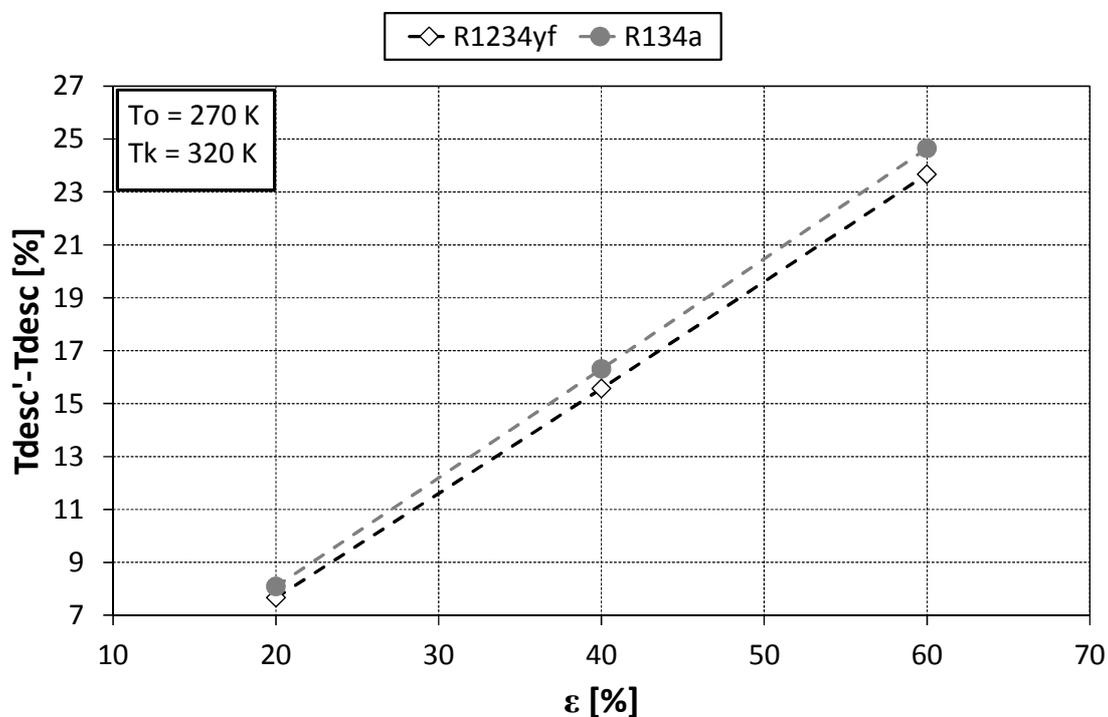


Figura 3.13. Variaciones absolutas en la temperatura de descarga del compresor debidas al uso del intercambiador intermedio en función de la eficiencia del intercambiador intermedio.

### 3.3. Conclusiones

Se ha llevado a cabo un análisis teórico para determinar la influencia del intercambiador intermedio en ciclos de compresión de vapor usando el fluido de bajo GWP R1234yf y alternativos al R134a. Se han considerado diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y eficiencias del intercambiador intermedio, evaluándose la potencia consumida por el compresor, la potencia frigorífica, el COP y la temperatura de descarga.

Se concluye que la adopción del intercambiador intermedio tiene efectos positivos en la potencia frigorífica y el COP de la instalación para el R1234yf y el R134a. Además, los beneficios asociados al intercambiador intermedio son mayores en el caso del R1234yf que para el caso del R134a. Por otra parte, la influencia del intercambiador intermedio en la potencia frigorífica y el COP de la instalación es siempre positiva para ambos fluidos.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

## 4. Obtención de datos experimentales

En este capítulo se detalla como fueron obtenidos los datos experimentales que serán analizados en posteriores capítulos para la obtención de resultados y conclusiones. En primer lugar se describe la instalación experimental, los instrumentos de medición, así como los ensayos realizados. A continuación, se expondrá cual ha sido el tratamiento que se le ha dado a los datos experimentales, la validación de los mismos, para por último realizar un análisis de incertidumbre de los datos obtenidos.

### 4.1. Instalación experimental

Tal y como ya se ha indicado anteriormente, la instalación experimental utilizada para la obtención de los datos del presente trabajo pertenece al grupo ISTENER y está situada en el Laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I.

La instalación se compone de tres circuitos relacionados entre sí. El circuito frigorífico simple por compresión de vapor, con la opción de activar el uso del intercambiador intermedio, se muestra en la Figura 4.1.



Figura 4.1. Instalación experimental de compresión de vapor.

El banco de ensayos se complementa con los otros dos circuitos secundarios: un circuito de simulación de carga y un circuito de disipación. Gracias a estos circuitos secundarios se puede actuar sobre las temperaturas de condensación y evaporación, ajustándolas a los valores requeridos por el

ensayo. El circuito de simulación de carga consiste en un circuito cerrado con un fluido secundario (mezcla de agua y propilenglicol) que permite controlar la temperatura de evaporación mediante un conjunto de resistencias eléctricas sumergidas controladas a través de un PID y el caudal másico mediante una bomba de velocidad variable. El circuito de disipación utiliza agua como fluido secundario, y también permite actuar sobre la temperatura y el caudal de este fluido secundario mediante la acción de un aerotermo, una bomba de calor/frío y una válvula de equilibrado. En la Figura 4.2 se muestran imágenes del circuito de simulación de carga y del circuito de disipación.



Figura 4.2. Circuito de simulación de carga y circuito de disipación.

Los principales componentes del circuito frigorífico simple por compresión de vapor, cuyo esquema se muestra en la Figura 4.3, son:

- Un compresor alternativo de tipo abierto, Bitzer tipo V, accionado por un motor eléctrico de 5 kW de velocidad variable (mediante el uso de un variador de frecuencia) usando aceite POE como lubricante con ambos refrigerantes.
- Un condensador carcasa-tubos (1-2), Cofrica RS-25, con un área de intercambio externa de  $2,87 \text{ m}^2$ , con el refrigerante circulando a través de la carcasa y agua como fluido secundario circulando a través de los tubos.
- Una válvula de expansión electrónica.

- Un evaporador carcasa-tubos (1-2), ONDA TE-17, con un área de intercambio externa de  $1,81 \text{ m}^2$ , con el evaporador circulando por el interior de los tubos y la mezcla de agua-propilenglicol como fluido secundario a través de la carcasa.
- Un intercambiador intermedio contracorriente de tubos concéntricos, Packless HRX-250A. El tubo interior está corrugado para aumentar la turbulencia entre ambos flujos y mejorar la transmisión de calor. Las dimensiones del intercambiador intermedio se observan en la Figura 4.4.

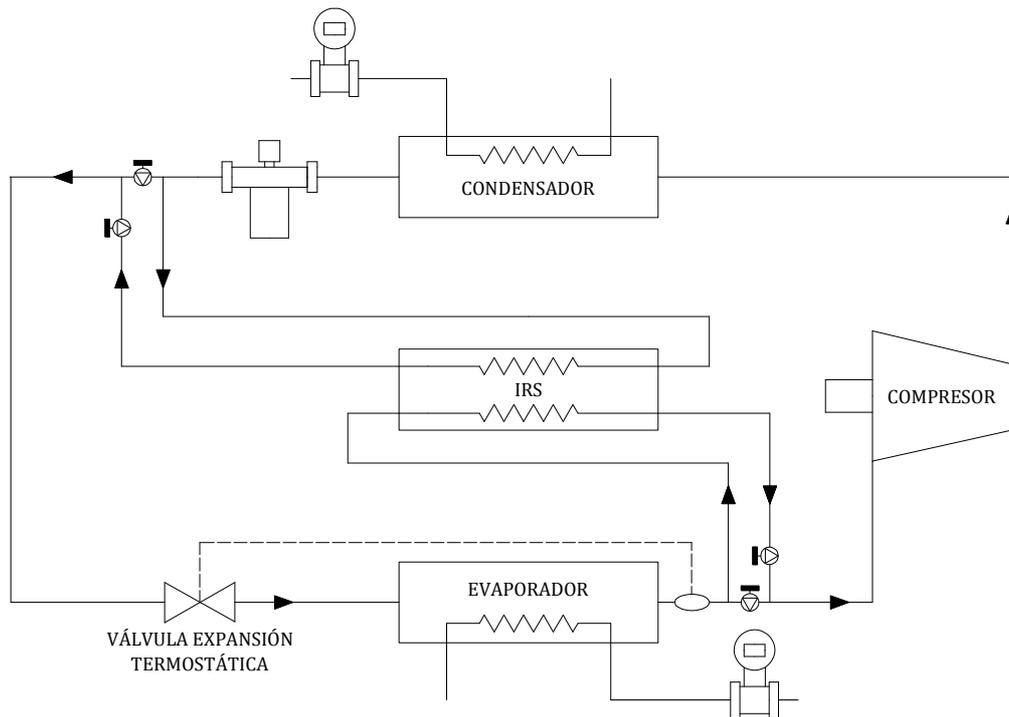
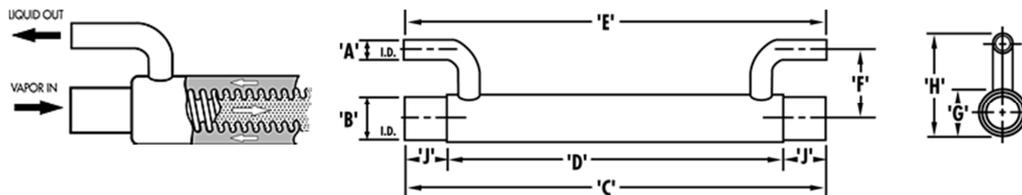


Figura 4.3. Esquema del circuito frigorífico.



	A	B	C	D	E	F	G	H	I
<b>L (mm)</b>	15,9	34,9	361,9	279,4	361,9	60,3	41,3	90,5	41,3

Figura 4.4. Intercambiador intermedio.

## 4.2. Instrumentación

Los estados termodinámicos del refrigerante son calculados mediante el software REFPROP, midiendo la presión y la temperatura mediante sensores a la entrada y la salida de cada uno de los componentes principales de la instalación. Los sensores utilizados para medir la temperatura son termopares tipo K, mientras que para medir la presión se utilizan transductores de presión. Por otro lado, para medir el caudal másico de refrigerante se utiliza un caudalímetro de Coriolis, mientras que los caudales volumétricos de los fluidos secundarios se miden mediante caudalímetros electromagnéticos. El régimen de giro del compresor se mide mediante un sensor capacitivo y la potencia eléctrica consumida por el compresor se mide mediante un vatímetro digital. Por último, las caídas de presión en ambos lados del intercambiador intermedio se miden mediante dos sondas diferenciales de presión. En la Tabla 4.1 se sumarizan los parámetros medidos, sensores utilizados e incertidumbre en las mediciones.

Tabla 4.1. Parámetros medidos e incertidumbre de los instrumentos de medición.

Flujo volumétrico	Temperatura	Presión	Potencia	Flujo másico	Régimen de giro	Caídas de presión
Caudalímetro electromagnético	Termopares tipo K	Transductor de presión	Vatímetro digital	Efecto Coriolis	Sensor inductivo	Transductor diferencial de presión
$\pm 0,33\%$	$\pm 0,3K$	$\pm 0,7kPa$	$\pm 0,5\%$	$\pm 0,22\%$	$\pm 1\%$	$\pm 0,01kPa$

Finalmente, todas las mediciones se recogen mediante un sistema de adquisición de datos de National Instruments (Figura 4.5) y se monitorizan y recogen mediante un ordenador.



Figura 4.5. Sistema de adquisición de datos.

### 4.3. Ensayos

Los datos experimentales consisten en 36 ensayos en estado estacionario obtenidos en un amplio rango de condiciones de operación, recogidas en la Tabla 4.2, con el objetivo de caracterizar el desempeño energético de la instalación funcionando con ambos fluidos usando o no el intercambiador intermedio.

Tabla 4.2. Rango de condiciones de operación en los ensayos experimentales.

Parámetros Controlados	Intervalo
Temperatura de condensación ( $T_k$ )	310 – 330 (K)
Temperatura de Evaporación ( $T_o$ )	260 – 280 (K)
Uso del intercambiador intermedio	ON/OFF
Refrigerante	R134a/R1234yf

Con el objetivo de poder realizar comparaciones de los ensayos con y sin intercambiador intermedio, las mismas temperaturas de salida del evaporador y del condensador son fijadas. Así, los cambios medidos pueden ser atribuidos solamente al uso del intercambiador intermedio. Del mismo modo, para ambos refrigerantes, las mismas condiciones de recalentamiento a la salida del intercambiador y subenfriamiento a la salida del condensador son mantenidas, con el objetivo de obtener resultados que puedan ser comparados.

El proceso de selección de un estacionario consiste en la toma de datos durante un periodo de 20 minutos, con un periodo de muestreo de 0,5 s, en

el cual las presiones de evaporación y condensación deben mantenerse dentro de un intervalo de  $\pm 2,5$  kPa, para que el ensayo sea considerado estacionario. Además, en los ensayos todas las temperaturas están dentro de un intervalo de  $\pm 5$  K y el caudal másico de refrigerante dentro de un intervalo de  $\pm 0,0005$  kg/s. Una vez alcanzado el estado estacionario (con 2400 mediciones), los datos experimentales recogidos corresponden con un ensayo en estado estacionario obtenido promediando un periodo de tiempo de 5 minutos (600 mediciones).

#### 4.4. Validación de los datos experimentales

Para validar los datos experimentales, se realiza una comparación entre el calor absorbido al refrigerante y el cedido a la mezcla de agua-propilenglicol en el evaporador, mostrada en la Figura 4.6. Del mismo modo, también se realiza un balance de la potencia específica intercambiada en el intercambiador intermedio, mostrado en la Figura 4.7.

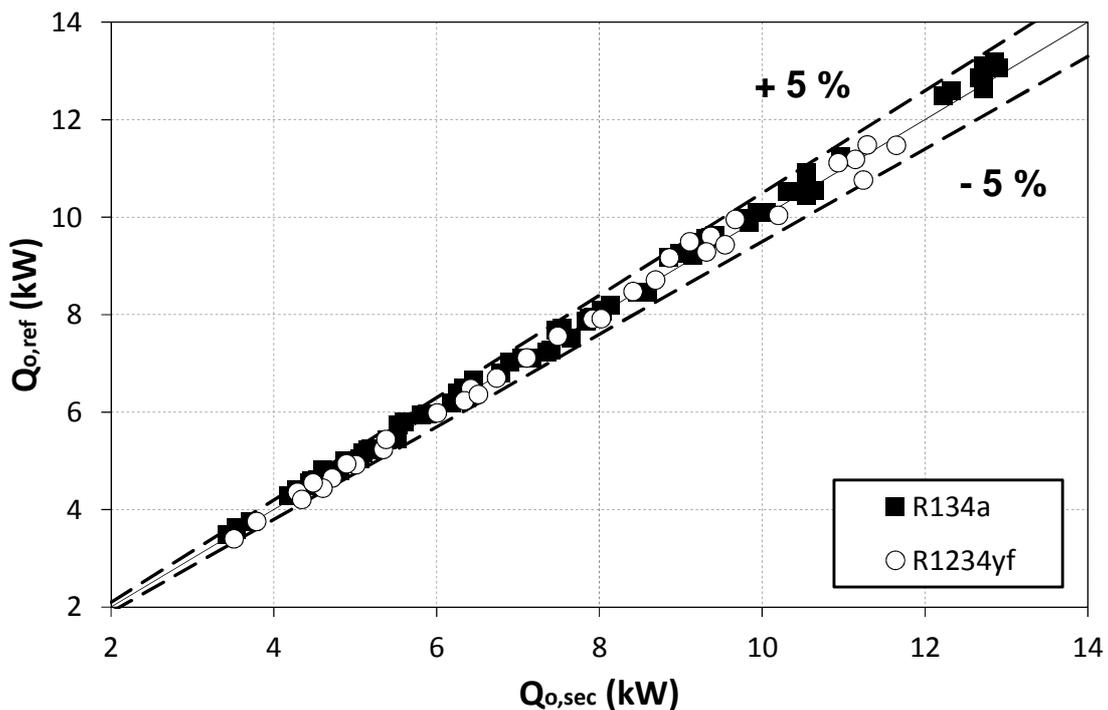


Figura 4.6. Validación de los datos experimentales en el evaporador.

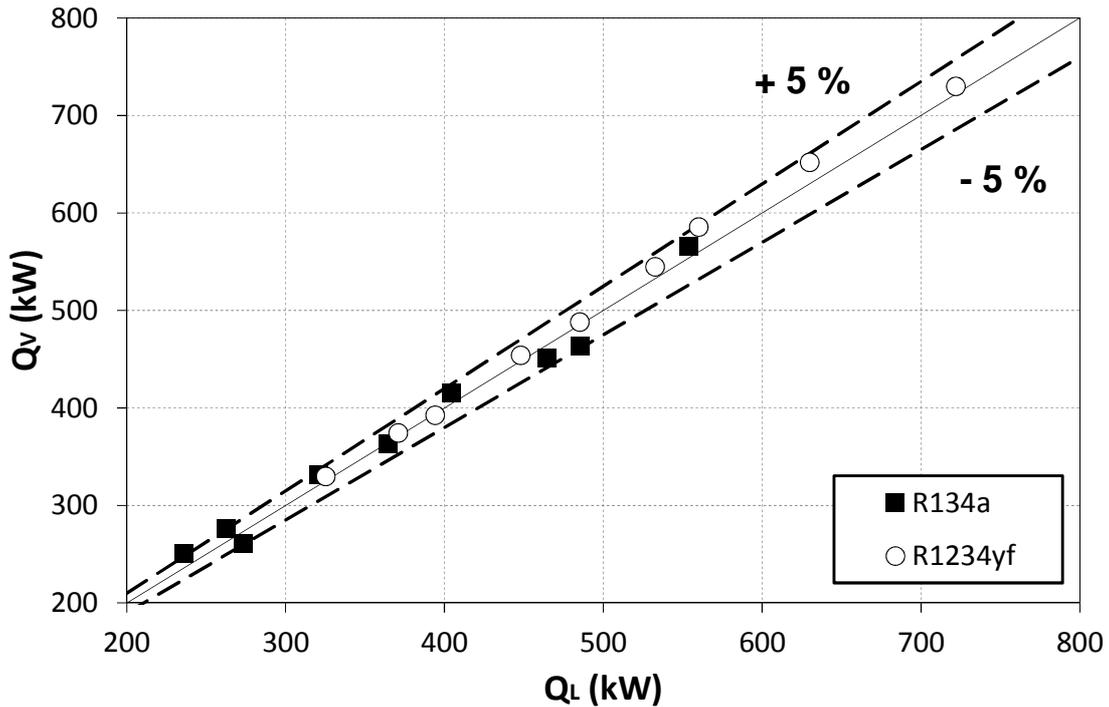


Figura 4.7. Validación de los datos experimentales en el intercambiador intermedio.

### 4.5. Análisis de incertidumbre

Dado que los instrumentos utilizados para la obtención de los datos presentan errores asociados, presentados anteriormente, se ha llevado a cabo un estudio de la propagación de estos errores a las magnitudes evaluadas de forma indirecta a partir de los datos experimentales. Aplicando el método RSS según la ley de propagación de errores de Taylor, se obtienen los errores que se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Incertidumbre en los parámetros calculados de forma indirecta.

$Q_o$ (kW)	COP	$\eta_v$	$\eta_g$
0,58%	2,15%	1,14%	2,38%

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

## 5. Resultados experimentales

En este capítulo se analizan los resultados experimentales obtenidos en el banco de ensayos utilizando R1234yf y R134a, mostrando la variación debida al intercambiador intermedio en los principales parámetros energéticos de funcionamiento: potencia frigorífica, potencia consumida por el compresor, y COP (Coefficient of Performance); junto con otras variables de interés como son el caudal másico de refrigerante, la potencia frigorífica específica, volumen específico en la aspiración del compresor, rendimiento volumétrico del compresor, trabajo isoentrópico específico de compresión, rendimiento global del compresor, eficiencia del intercambiador intermedio, caídas de presión en el intercambiador intermedio, y temperatura de descarga del compresor. Además, con el objetivo de analizar la influencia de la adopción del intercambiador intermedio usando el R1234yf como un sustituto directo al R134a, se presentan las variaciones relativas en el COP, potencia frigorífica y potencia consumida por el compresor. Finalmente, la evolución del COP con la adopción del intercambiador intermedio se compara con los criterios de Aprea *et al.* [51], Domanski *et al.* [52] y Klein *et al.* [53], para establecer si estos criterios sobre la conveniencia de usar o no un intercambiador intermedio siguen siendo válidos para el R1234yf.

### 5.1. Potencia frigorífica

En la Figura 5.1 se muestran las variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas a la adopción del intercambiador intermedio usando R134a y R1234yf. Experimentalmente los datos muestran que la potencia frigorífica aumenta con la adopción del intercambiador intermedio, siendo este incremento de entre 0% y 5% para el R134a y entre 2% y 9% para el R1234yf. Por otro lado, el incremento en la potencia frigorífica sube con la tasa de compresión. La Figura 5.2 muestra que usar R1234yf como un sustituto directo al R134a provoca reducciones en la potencia frigorífica de entre 6% y 12%, mientras que estas diferencias se reducen a entre 0% y 9% cuando se introduce un intercambiador intermedio en la instalación, y se compensan prácticamente para tasa de compresión altas cuando la eficiencia del intercambiador es sobre 25%.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

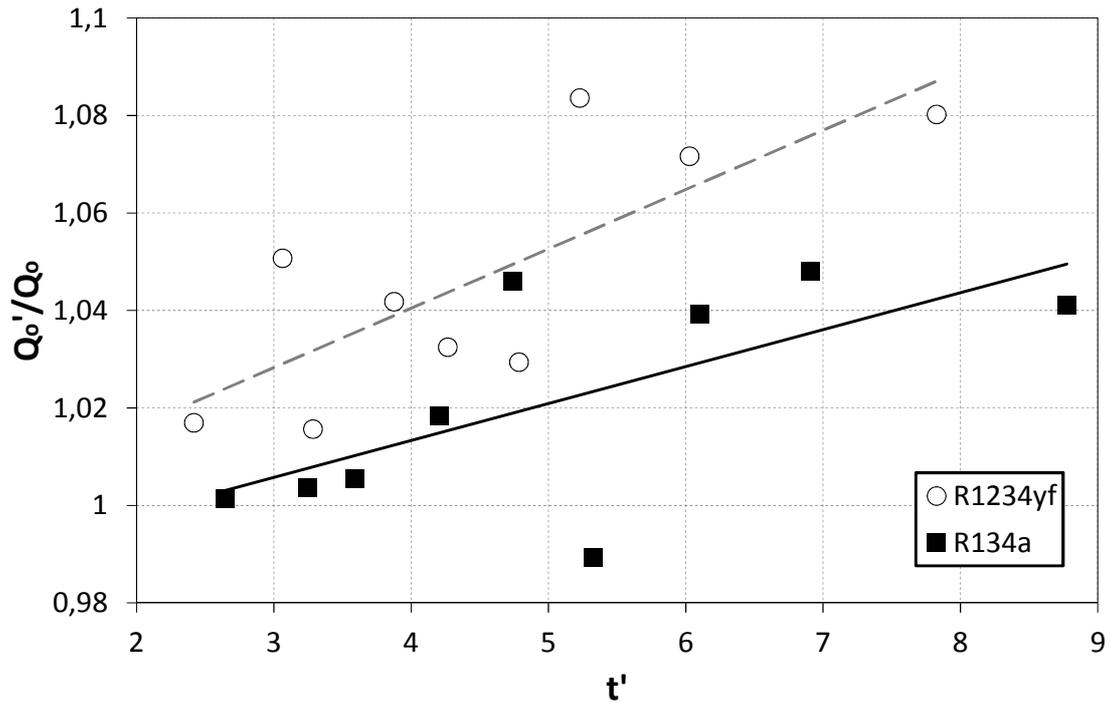


Figura 5.1. Variaciones relativas en la potencia frigorífica debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

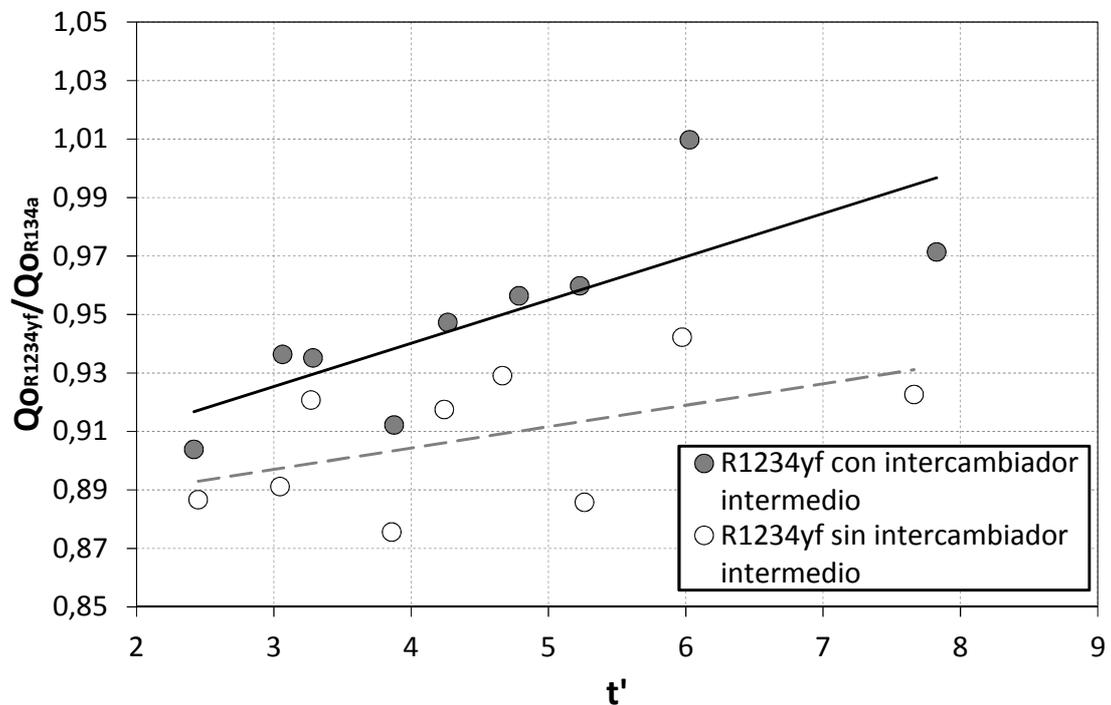


Figura 5.2. Comparación de la potencia frigorífica obtenida con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).

La influencia del intercambiador intermedio en la potencia frigorífica puede ser evaluada mediante la Ec. (1) en términos de variaciones relativas del caudal másico de refrigerante y la potencia frigorífica específica.

$$\frac{Q'_o}{Q_o} = \frac{q'_o \dot{m}'}{q_o \dot{m}} \quad (1)$$

Se puede extraer que las variaciones relativas en la potencia frigorífica dependen de las variaciones relativas en la potencia frigorífica específica y el caudal másico de refrigerante. Las variaciones relativas en la potencia frigorífica específica se muestran en la Figura 5.3, donde se observa que la adopción del intercambiador intermedio produce un incremento en la potencia frigorífica específica, que aumenta con la tasa de compresión debido al mayor subenfriamiento obtenido gracias al intercambiador intermedio. Por otro lado, las variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante se presentan en la Figura 5.4, observándose una ligera disminución cuando se introduce el intercambiador intermedio. Finalmente, se observa como el incremento de la potencia frigorífica específica contrarresta la reducción en el caudal másico de refrigerante, causando un ligero aumento en la potencia frigorífica.

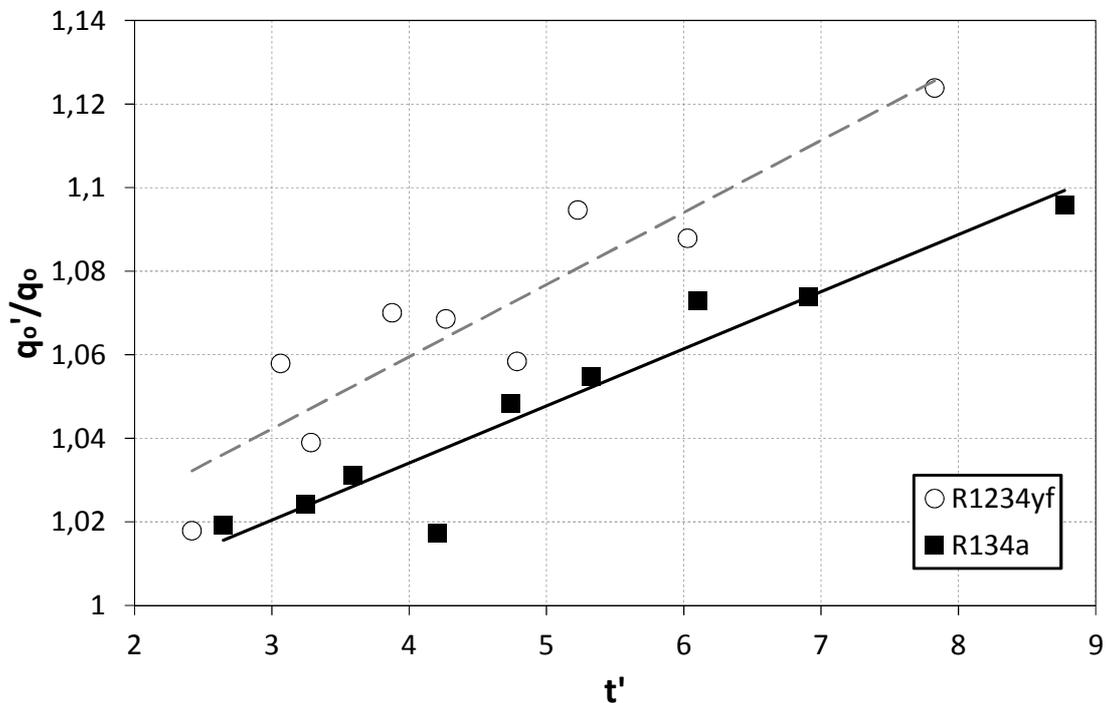


Figura 5.3. Variaciones relativas en la potencia frigorífica específica debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

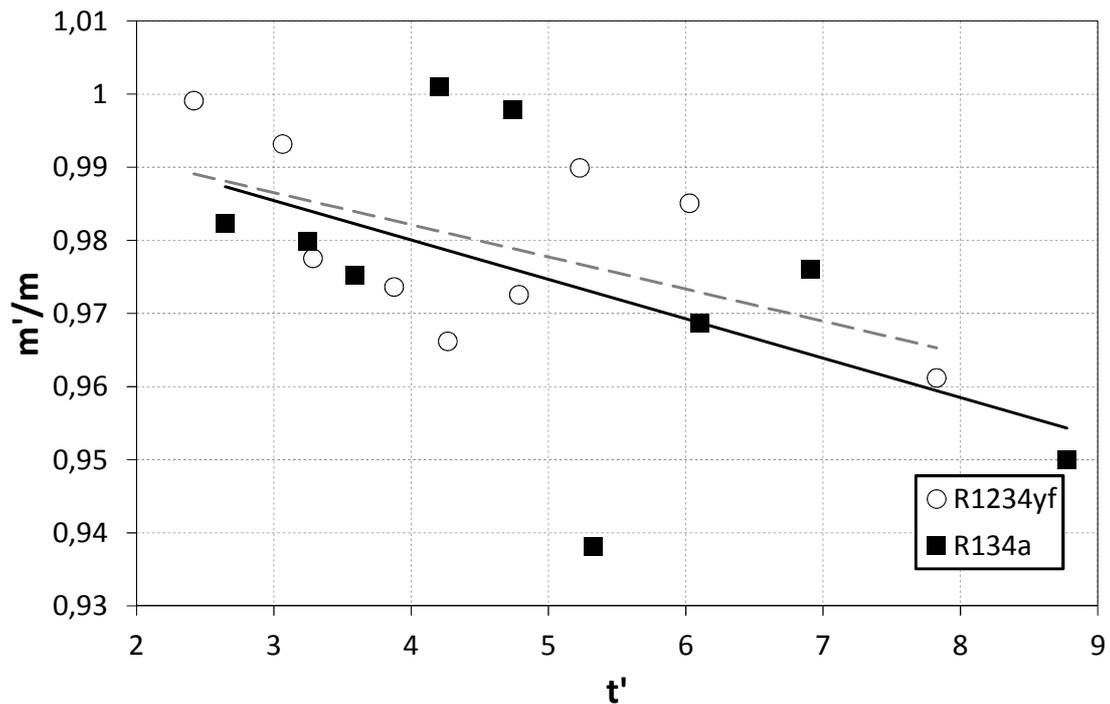


Figura 5.4. Variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

Analizando las variaciones en el caudal másico de refrigerante, la Ec. (2) muestra los dos parámetros que tienen influencia en las variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante: las variaciones relativas del volumen específico en la aspiración del compresor (Figura 5.5) y las variaciones relativas del rendimiento volumétrico del compresor (Figura 5.6). Se observa como el volumen específico en la aspiración del compresor aumenta con la introducción del intercambiador intermedio, que causa dos efectos contrarios en el rendimiento volumétrico del compresor: mientras que las caídas de presión introducidas por el intercambiador intermedio aumentan la tasa de compresión, el rendimiento volumétrico del compresor presenta un ligero incremento con el recalentamiento introducido por el intercambiador intermedio, como ha sido evidenciado por algunos autores [13]. Observando la Figura 5.5 y la Figura 5.6, se extrae también que las variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante están principalmente gobernadas por el volumen específico en la aspiración del compresor.

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{\eta'_v v}{\eta_v v'} \quad (2)$$

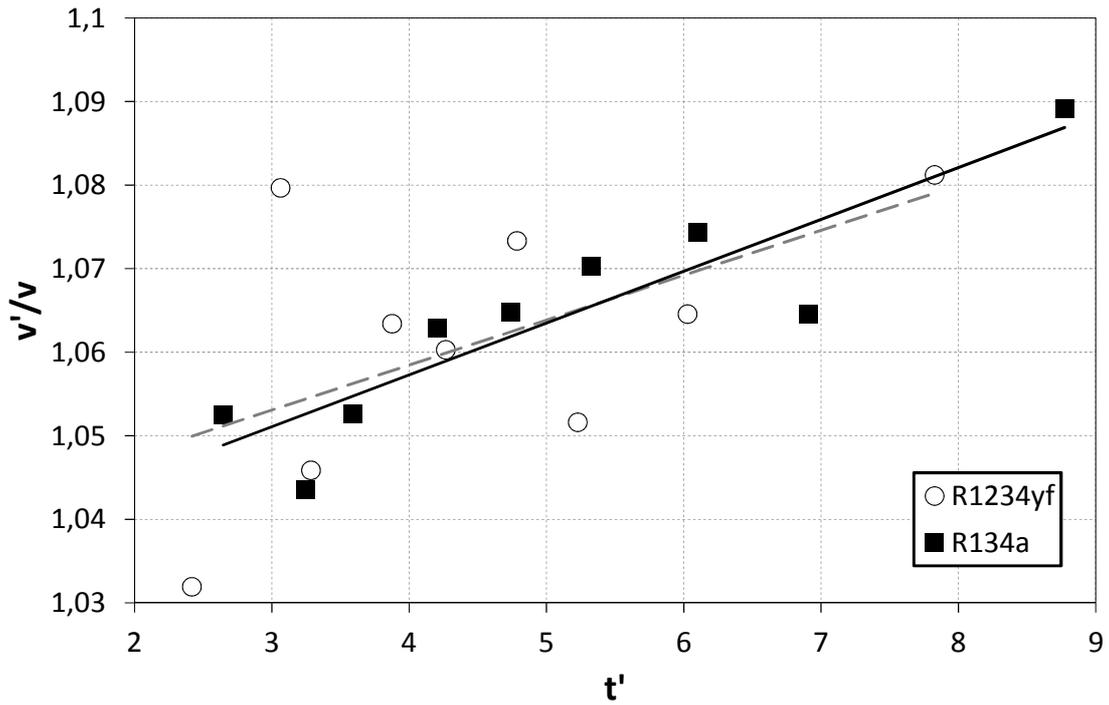


Figura 5.5. Variaciones relativas en el volumen específico en la aspiración del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

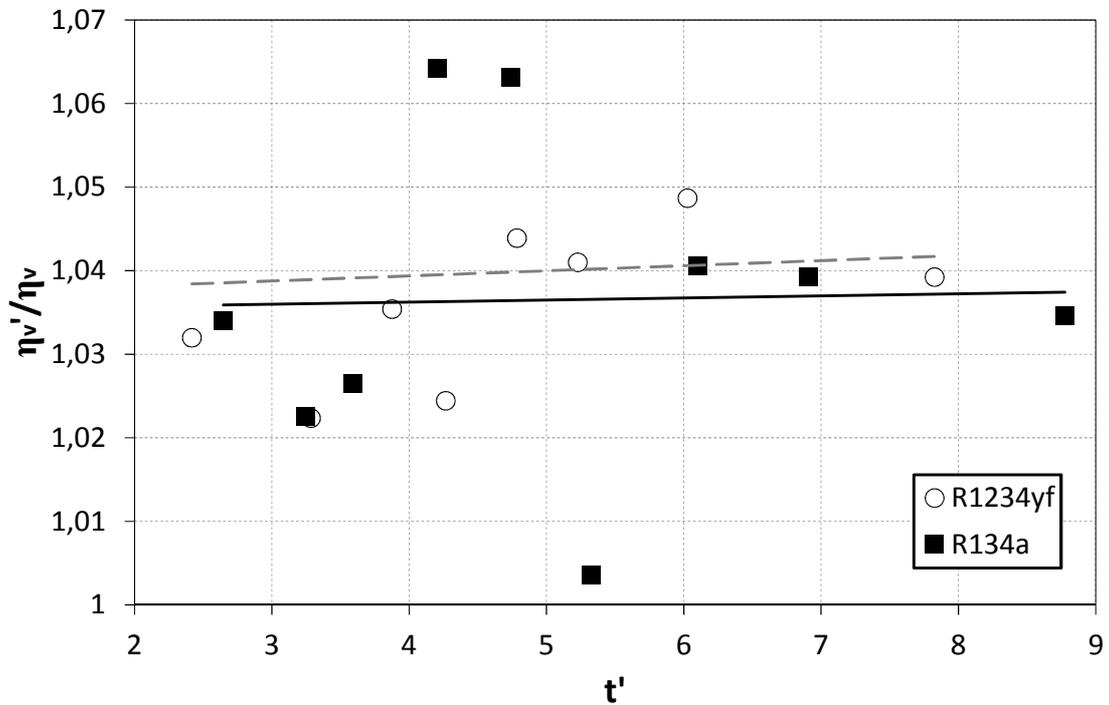


Figura 5.6. Variaciones relativas en el rendimiento volumétrico del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

## 5.2. Potencia consumida por el compresor

En la Figura 5.7 se muestran las variaciones relativas en la potencia consumida por compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio. Los resultados experimentales muestran que la introducción del intercambiador intermedio no produce un efecto significativo en la potencia consumida por el compresor. Por otro lado, la Figura 5.8 muestra como no hay una influencia significativa en la potencia consumida por el compresor cuando se introduce el intercambiador intermedio usando R1234yf como sustituto directo al R134.

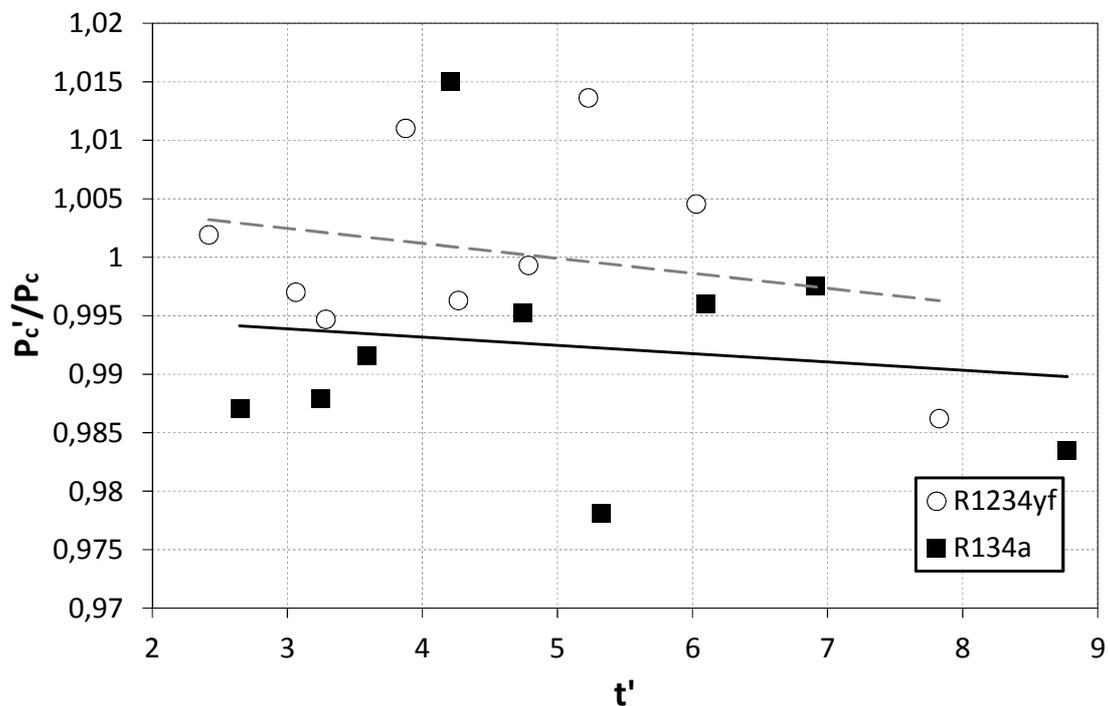


Figura 5.7. Variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

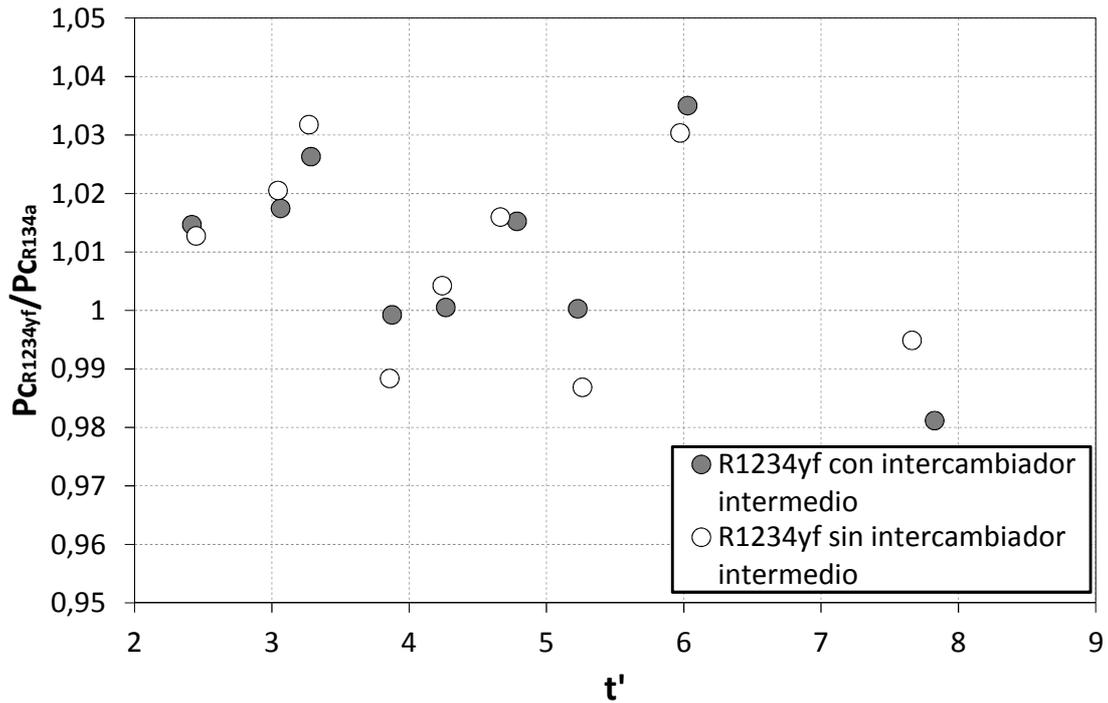


Figura 5.8. Comparación de la potencia consumida por el compresor con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).

Las variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor pueden ser evaluadas usando la Ec. (3), donde se observa como las variaciones relativas en la potencia consumida por el compresor dependen de las variaciones relativas en el caudal másico de refrigerante, el trabajo isoentrópico específico de compresión y el rendimiento global del compresor (que incluye los rendimientos isoentrópicos y electromecánicos).

$$\frac{P'_c}{P_c} = \frac{\dot{m}' w'_s \eta_g}{\dot{m} w_s \eta'_g} \quad (3)$$

El caudal másico de refrigerante ya ha sido analizado, mientras que el trabajo isoentrópico específico de compresión y el rendimiento global del compresor se presentan en la Figura 5.9 y la Figura 5.10, respectivamente. De todos modos, el aumento en el trabajo isoentrópico específico de compresión (debido al recalentamiento introducido por el intercambiador intermedio y el abatimiento de las líneas isoentrópicas) y el pequeño incremento en el rendimiento global del compresor son contrarrestados por la reducción en el caudal másico de refrigerante vista anteriormente.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

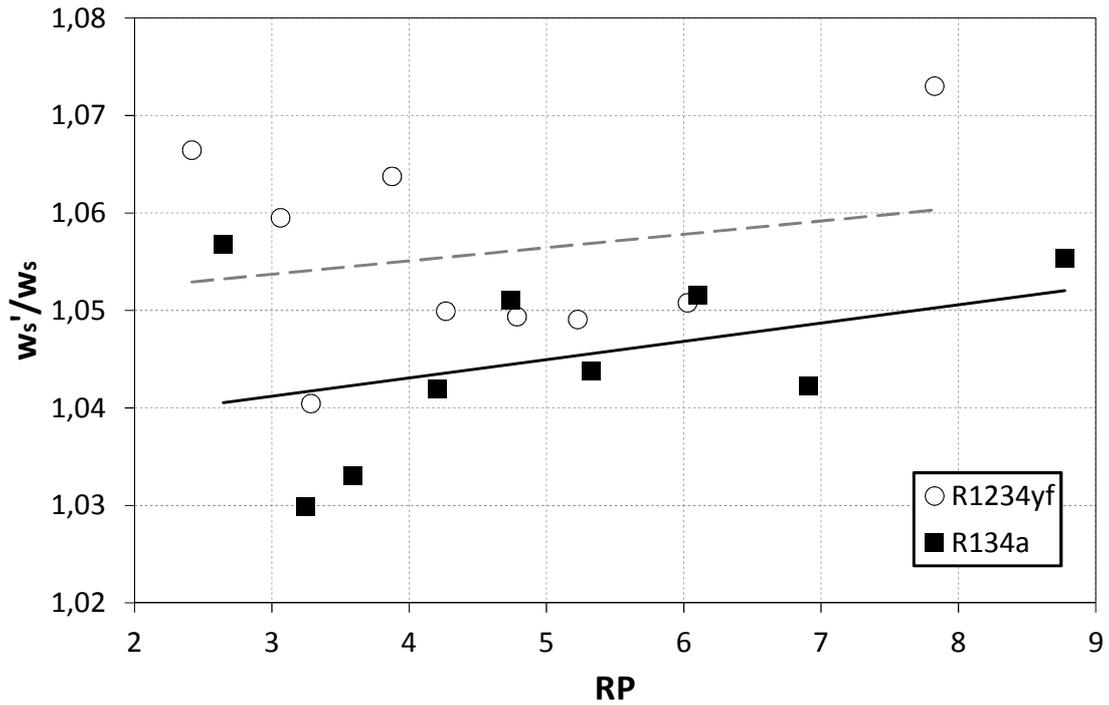


Figura 5.9. Variaciones relativas en el trabajo isoentrópico específico de compresión debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

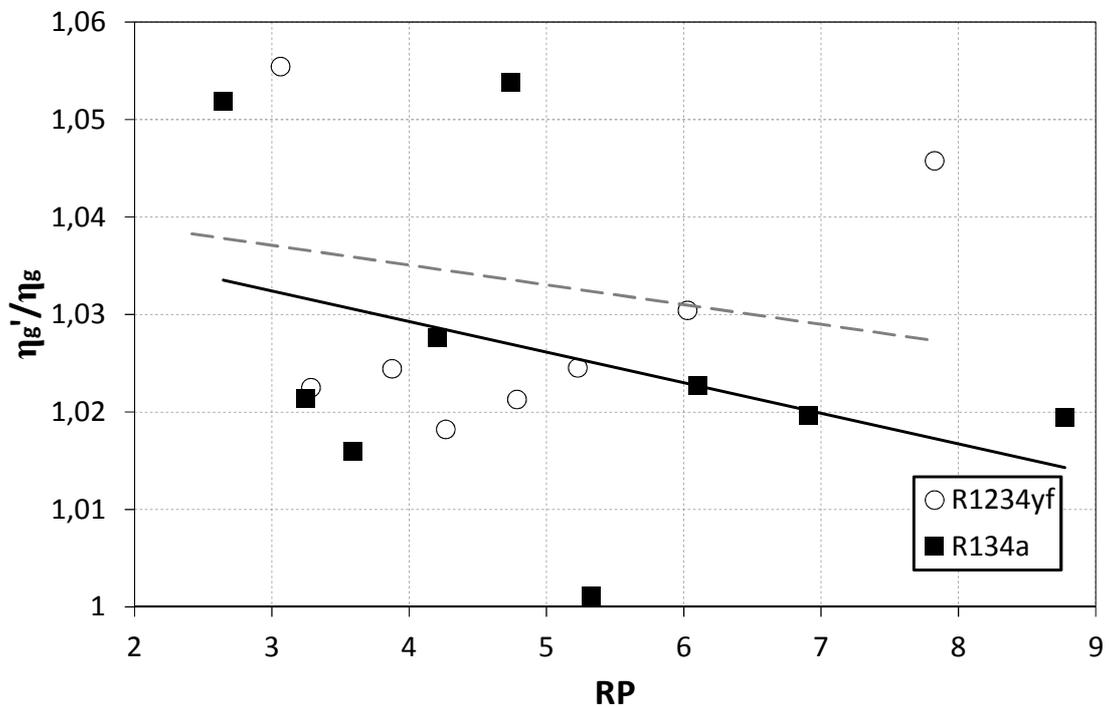


Figura 5.10. Variaciones relativas en el rendimiento global del compresor debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

### 5.3. COP

Las variaciones relativas en el COP, mostradas en la Figura 5.11, pueden ser computadas en términos de potencia frigorífica y potencia consumida por el compresor, según la Ec. (4). Los resultados experimentales muestran un incremento en el COP con la introducción del intercambiador intermedio, siendo este incremento de entre 0% y 6% para R134a y entre 2% y 10% para el R1234yf. Además, la Figura 5.12 muestra que la adopción del intercambiador intermedio puede casi compensar las reducciones de COP para el R1234yf como sustituto directo del R134a usando un intercambiador intermedio con una eficiencia del 25%, como se da en los datos experimentales para tasas de compresión altas. En cualquier caso, la introducción del intercambiador intermedio reduce la reducción en el COP debida al cambio de refrigerante pasando de entre 7% y 13% a entre 1% y 11%, como se muestra en la Figura 5.12.

$$\frac{COP'}{COP} = \frac{Q'_o P_c}{Q_o P'_c} \quad (4)$$

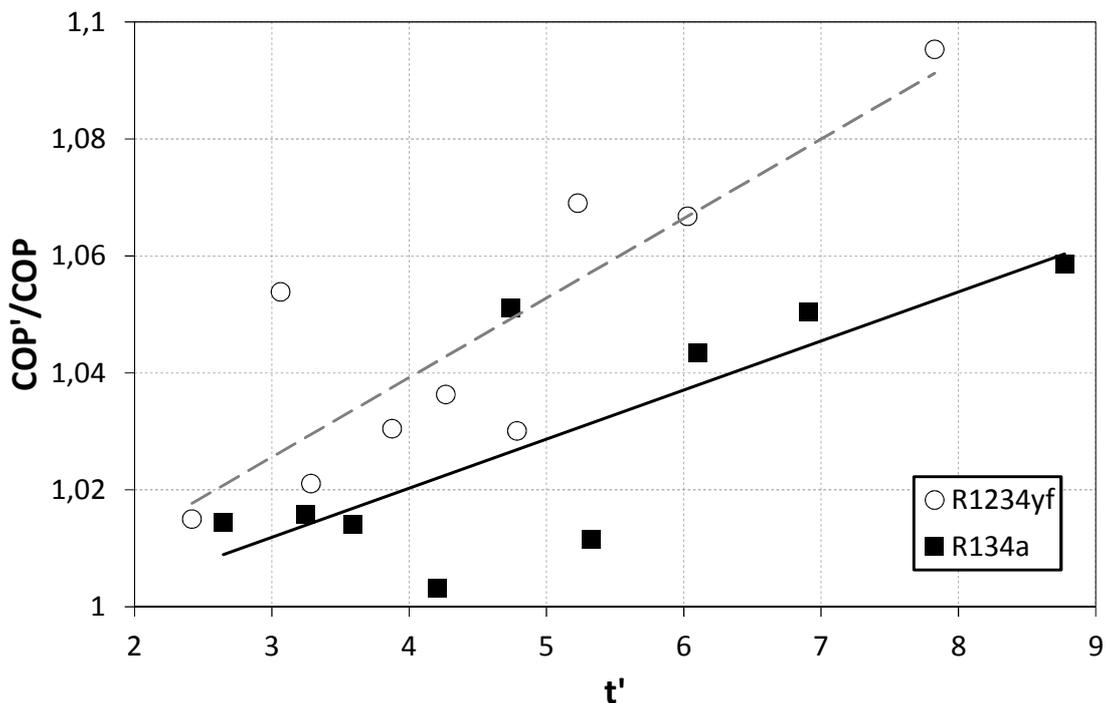


Figura 5.11. Variaciones relativas en el COP debidas a la adopción del intercambiador intermedio.

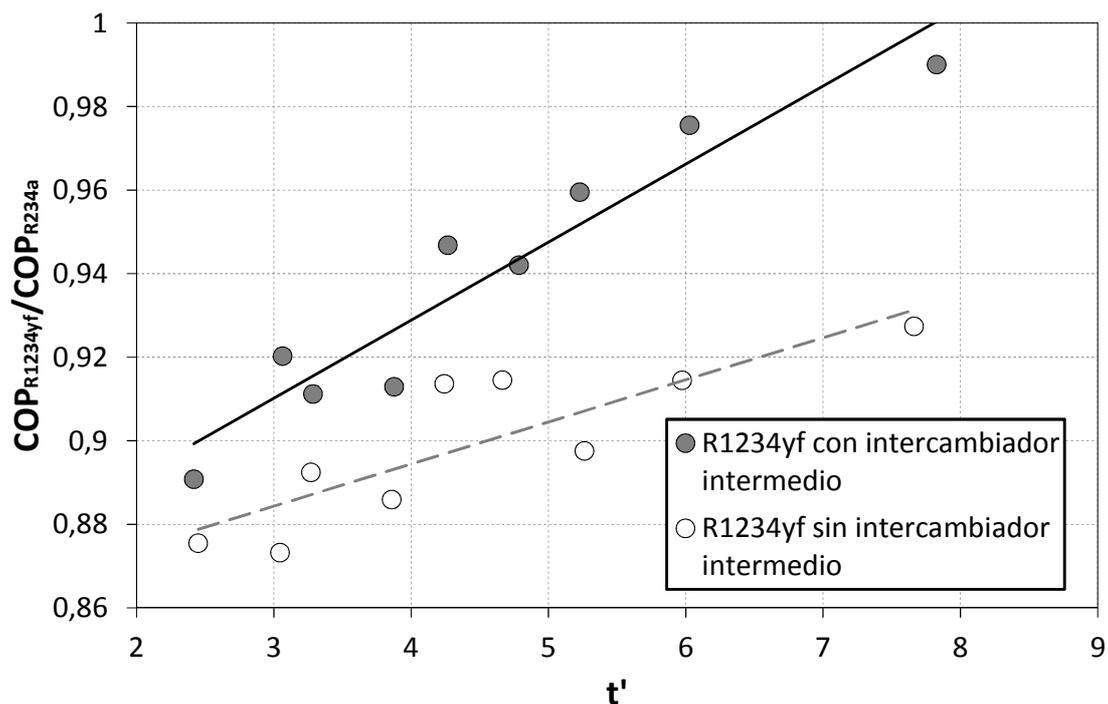


Figura 5.12. Comparación del COP con R134a (sin intercambiador intermedio) y R1234yf (con y sin intercambiador intermedio).

## 5.4. Otros parámetros

Aparte de la potencia frigorífica, la potencia consumida por el compresor y el COP, hay otros parámetros que caracterizan el funcionamiento de la instalación frigorífica y cuyo estudio resulta interesante.

Los valores obtenidos en los ensayos experimentales para la eficiencia del intercambiador intermedio, definida con el ratio entre la potencia térmica real intercambiada y la máxima posible, se muestran en la Figura 5.13, siendo similares para ambos refrigerantes, entre 17% y 25% y aumentando con la tasa de compresión.

En la Figura 5.14 se muestran las caídas de presión en el intercambiador intermedio para la fase de vapor. Se observa como no hay diferencias significativas entre las caídas de presión obtenidas usando R134a y R1234yf. La reducción en las caídas de presión en el intercambiador intermedio con la tasa de compresión es debida a la disminución del caudal másico de refrigerante.

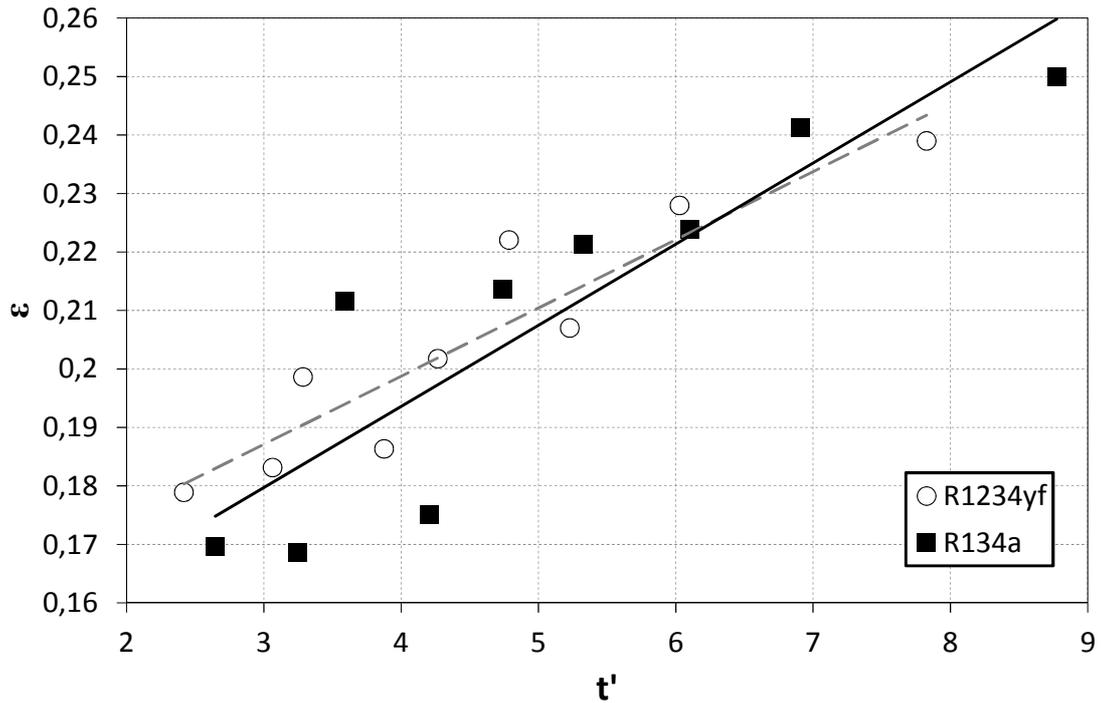


Figura 5.13. Eficiencia del intercambiador intermedio.

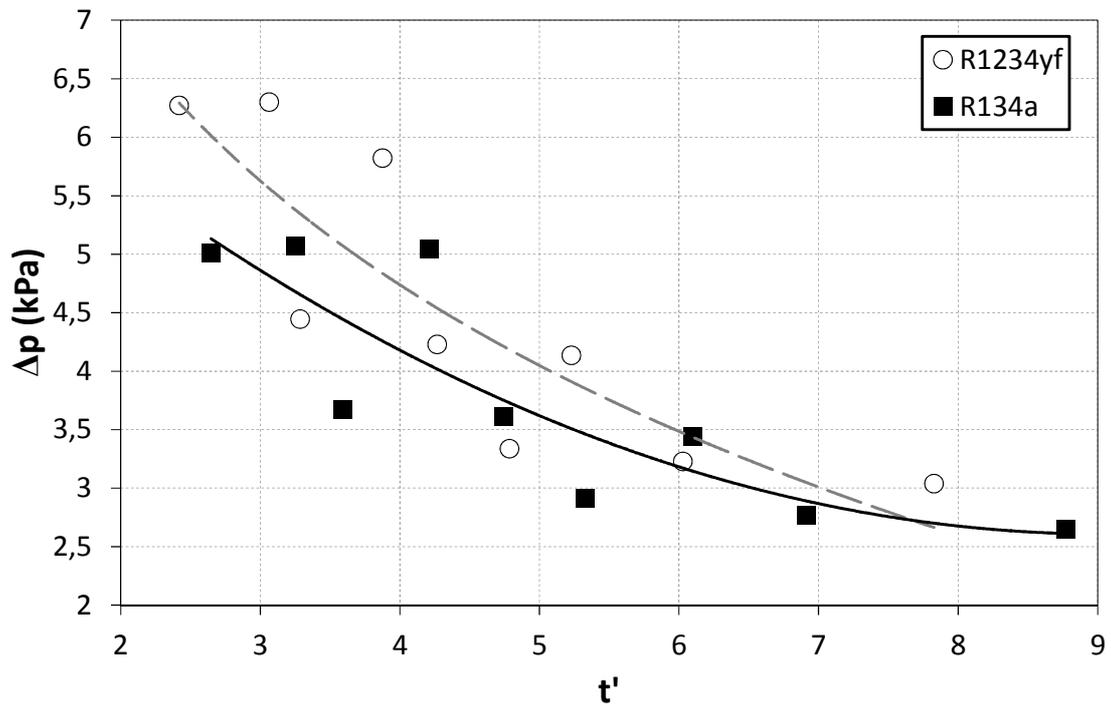


Figura 5.14. Caídas de presión en el intercambiador intermedio.

La Figura 5.15 muestra el incremento en la temperatura de descarga debido a la introducción del intercambiador intermedio, siendo de entre 4 K y 11K para ambos refrigerantes, incrementándose con la tasa de compresión

debido al aumento en el grado de recalentamiento introducido por el intercambiador intermedio y el abatimiento de las líneas isoentrópicas. De todos modos, el valor máximo para la temperatura de descarga en el sistema con el intercambiador intermedio usando R1234yf es 355 K, mientras que este valor es 369 K en el caso del R134a, hecho que hace el uso del intercambiador intermedio con el R1234yf más factible que con el R134a.

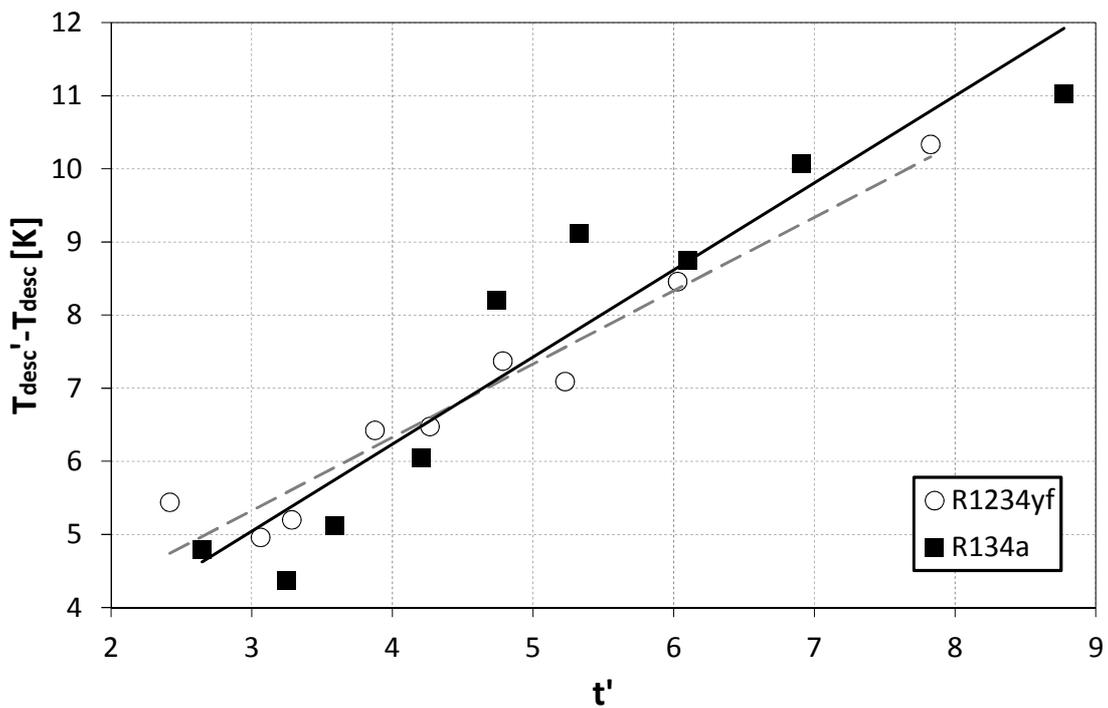


Figura 5.15. Variación de las temperaturas de descarga debida a la adopción del intercambiador intermedio.

## 5.5. Evaluación de criterios

Con objeto de comprobar la validez de los criterios sobre la conveniencia de adoptar o no el intercambiador intermedio, presentados en el capítulo de antecedentes, la evolución del COP cuando se usa el intercambiador intermedio se compara con los criterios de Aprea *et al.* [51], Domanski *et al.* [52] y Klein *et al.* [53] en la Tabla 5.1. El criterio de Aprea *et al.* [51] se presenta en la Ec. (5), el criterio de Domanski *et al.* [52] en la Ec. (6) y el criterio de Klein *et al.* [53], que considera que el intercambiador intermedio no tiene influencia en la potencia consumida por el compresor, presenta una correlación para la potencia frigorífica y, siendo la potencia consumida por el compresor constante, la variación en el COP se evalúa según la Ec. (7).

$$(h_{o,out'} - h_{o,out}) - (h_{o,out} - h_{o,in}) \left[ \frac{T_{o,out'}}{T_{o,out}} - 1 \right] > 0 \quad (5)$$

$$\rightarrow COP' > COP$$

$$\frac{1}{\frac{\lambda_{T_o}}{\bar{c}_{pV}} - (T_K - T_o) \frac{\bar{c}_{pL}}{\bar{c}_{pV}}} - \frac{v_{o,out'} - v_{o,out}}{v_{o,out} (T_{o,out'} - T_{o,out})} > 0 \rightarrow COP' > COP \quad (6)$$

$$\left( \frac{COP'}{COP} - 1 \right) 100 = \varepsilon (-3,0468 + 19,3484 D - 19,091 D^2 + 1,2094 L + 0,02101 L^2 - 5,9980 D L - 0,02797 DL^2 + 5,52865 D^2 L) \quad (7)$$

Se puede observar como todos los criterios y los resultados experimentales muestran una influencia positiva de la adopción del intercambiador intermedio. Por otro lado, hay una buena concordancia entre las variaciones relativas en el COP calculadas usando la Ec. (7) y los resultados experimentales, tomando en consideración las bajas pérdidas de carga que se dan en el intercambiador intermedio.

Tabla 5.1. Comparación entre criterios teóricos y resultados experimentales.

Fluido	T <sub>o</sub> [K]	T <sub>k</sub> [K]	Resultados	Criterio	Criterio de	Criterio
			experimentales	de Aprea <i>et al.</i>	Domanski <i>et al.</i>	de Klein <i>et al.</i>
R1234yf	260	310	+3,01%	+	+	+2,95%
R1234yf	260	320	+6,68%	+	+	+4,75%
R1234yf	260	330	+9,53%	+	+	+6,96%
R1234yf	270	310	+2,11%	+	+	+2,13%
R1234yf	270	320	+3,63%	+	+	+3,71%
R1234yf	270	330	+6,90%	+	+	+5,73%
R1234yf	280	310	+1,50%	+	+	+1,40%
R1234yf	280	320	+5,39%	+	+	+2,73%
R1234yf	280	330	+3,05%	+	+	+4,53%
R134a	260	310	+1,15%	+	+	+1,49%
R134a	260	320	+5,05%	+	+	+2,81%
R134a	260	330	+5,86%	+	+	+4,50%
R134a	270	310	+1,41%	+	+	+0,97%
R134a	270	320	+5,11%	+	+	+2,10%
R134a	270	330	+4,34%	+	+	+3,62%
R134a	280	310	+1,45%	+	+	+0,56%
R134a	280	320	+1,59%	+	+	+1,47%
R134a	280	330	+0,32%	+	+	+2,80%

## 5.6. Conclusiones

En el presente capítulo se ha llevado a cabo un análisis de los datos experimentales extraídos de una instalación experimental de compresión de vapor para determinar la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor usando el refrigerante R134a y el sustituto directo R1234yf.

La influencia del intercambiador intermedio en los principales parámetros energéticos de la instalación ha sido analizada. La introducción del intercambiador intermedio produce un incremento en la potencia frigorífica y el COP, siendo mayor para el caso del R1234yf. Se concluye que en el caso del utilizar el R1234yf como sustituto directo del R134a, la introducción del intercambiador intermedio reduce la disminución en la potencia frigorífica y el COP entre 2% y 6%, casi compensando estas disminuciones debidas al uso del R1234yf como sustituto directo del R134a usando el intercambiador intermedio para tasa altas de compresión, teniendo el intercambiador intermedio una eficiencia del 25%. Además, se han analizado las caídas de presión introducidas por el intercambiador intermedio, obteniendo que no hay una diferencia significativa entre ambos refrigerantes.

Finalmente, los resultados experimentales obtenidos concuerdan con las evaluaciones teóricas despreciando caídas de presión. Por tanto, se concluye que los criterios teóricos para determinar la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño energético siguen siendo válidos para el R1234yf.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

## 6. Conclusiones y trabajos futuros

En este último capítulo del presente trabajo se van a recoger las principales conclusiones del mismo y a enumerar una serie de trabajos futuros que se pueden desprender de las mismas.

### 6.1. Conclusiones

En el presente trabajo se ha llevado a cabo un análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a.

Se ha realizado una revisión bibliográfica para determinar el estado del arte asociado al presente trabajo, partiendo del desarrollo de la producción de frío y de la problemática medioambiental actual asociada a ésta. Se han presentado distintas estrategias para mejorar la eficiencia energética de los ciclos de compresión de vapor, centrándonos en el intercambiador intermedio. Por último se han presentado distintas alternativas de bajo GWP al R134a, centrándonos en el R1234yf, fluido que permite una sustitución directa del refrigerante.

Se ha realizado un análisis teórico previo para evaluar la influencia del intercambiador intermedio usando R1234yf como sustituto al R134a. Se han considerado diferentes temperaturas de evaporación, temperaturas de condensación y eficiencias del intercambiador intermedio, evaluándose la potencia consumida por el compresor, la potencia frigorífica, el COP y la temperatura de descarga. A partir de este análisis teórico previo se concluye que la adopción del intercambiador intermedio tiene efectos positivos en la potencia frigorífica y el COP de la instalación para el R1234yf y el R134a. Además, los beneficios asociados al intercambiador intermedio son mayores en el caso del R1234yf que para el caso del R134a. Por otra parte, la influencia del intercambiador intermedio en la potencia frigorífica y el COP de la instalación es siempre positiva para ambos fluidos.

Se ha descrito la instalación experimental utilizada para la obtención de los ensayos experimentales, así como la instrumentación de medición, ensayos, tratamiento de datos y validación de los mismos.

Por último, se han expuesto los resultados obtenidos de los datos experimentales, llevándose a cabo un análisis de los datos experimentales

extraídos de una instalación experimental de compresión de vapor para determinar la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor usando el refrigerante R134a y el sustituto directo R1234yf. La influencia del intercambiador intermedio en los principales parámetros energéticos de la instalación ha sido analizada. La introducción del intercambiador intermedio produce un incremento en la potencia frigorífica y el COP, siendo mayor para el caso del R1234yf. Se concluye que en el caso del utilizar el R1234yf como sustituto directo del R134a, la introducción del intercambiador intermedio reduce la disminución en la potencia frigorífica y el COP entre 2% y 6%, casi compensando estas disminuciones debidas al uso del R1234yf como sustituto directo del R134a usando el intercambiador intermedio para tasa altas de compresión, teniendo el intercambiador intermedio una eficiencia del 25%. Además, se han analizado las caídas de presión introducidas por el intercambiador intermedio, obteniendo que no hay una diferencia significativa entre ambos refrigerantes. Finalmente, los resultados experimentales obtenidos concuerdan con las evaluaciones teóricas despreciando caídas de presión. Por tanto, se concluye que los criterios teóricos para determinar la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño energético siguen siendo válidos para el R1234yf.

## 6.2. Trabajos futuros

Con la realización del presente trabajo de investigación se ha llegado a la conclusión de que el uso de un intercambiador intermedio en ciclos de compresión de vapor utilizando R1234yf como sustituto directo al R134a ayuda a mejorar las prestaciones energéticas de la instalación, pudiéndose llegar a alcanzar o incluso superar los valores que se obtienen con R134a. Uno de los posibles trabajos futuros a desarrollar a partir de este punto sería la evaluación de otro tipo de medidas de mejora energética en la instalación de compresión de vapor, como la sustitución de dispositivos de expansión isoentálpicos por dispositivos de expansión isoentrópicos.

Otra de las posibles líneas de investigación que podría emprenderse a partir del presente trabajo sería la evaluación de otros fluidos de bajo GWP alternativos al R134a. Nuevos fluidos están siendo desarrollados que pueden suponer una mejor alternativa para la sustitución del R134a.

Por último, la investigación podría extenderse no sólo a la sustitución del R134a, sino también a otros fluidos utilizados en el mundo de la climatización y la refrigeración y con altos valores de GWP, como el R404A o el R410A.

## Referencias

- [1] I. Perkins, Apparatus for Producing Cold and Cooling Fluids, British Patent No. 6662, 14.02.1835 (applied for: 18.04.1834).
- [2] J.M. Calm, D.A. Didion, Trade-Offs in Refrigerant Selections: Past, Present, and Future, Refrigerants for the 21<sup>st</sup> Century ASHRAE/NIST Refrigerants Conference National Institute of Standards and Technology October 6-7, 1997 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- [3] T. Midgley, A.L. Henne, Organic fluorides as refrigerants, *Industrial and Engineering Chemistry* 22 (1930), 542 – 545.
- [4] M. Molina, F.S. Rowland, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature* 249 (1974), 810 – 812.
- [5] J. Farman, B.G. Gardiner, J.D. Shanklin, *Nature* 315 (1985), 207 – 210.
- [6] United Nations Environmental Program, Montreal Protocol on substances that deplete the Ozone layer, 1987.
- [7] Diario Oficial de la Unión Europea. Reglamento (CE) n° 2037/2000 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 29 de Junio de 2000, sobre las sustancias que agotan la capa de ozono.
- [8] Protocolo de Kyoto de la Convención marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático. Naciones Unidas 1998.
- [9] Diario Oficial de la Unión Europea. Directiva 2006/40/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 17 de Mayo de 2006.
- [10] Hung Pham, Harvey Sachs, Next generation refrigerants: standards and climate policy implications of engineering constraints, 2010 ACEEE Summer Study On Energy Efficiency in Buildings.
- [11] Meng Wang, Yuanyang Zhao, Feng Cao, Gaoxuan Bu, Zhizhong Wang, Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R410A refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012), 757 – 771.

[12] Jahar Sarkar, Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012), 6647 – 6659.

[13] W.B. Gosney, *Principles of Refrigeration*, Cambridge University Press, 1982.

[14] C. Aprea, M. Ascani, F. De Rossi, A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), 329 – 336.

[15] P.A. Domanski, D.A. Didion, J.P. Doyle, Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration* 17 (1994), 487 – 493.

[16] P.A. Domanski, Theoretical evaluation of the vapour compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, In: National Institute of Science and Technology, Interagency Report 5606, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1995.

[17] M.H. Kim, P.A. Domanski, D.A. Didion, Performance of R-22 alternative refrigerants in a system with cross-flow and counterflow heat exchangers, In: NIST Internal Report 5945, 1997.

[18] S.A. Klein, D.T. Reindl, K. Brownell, Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 23 (2000), 588 – 596.

[19] R. Mastrullo, A.W. Mauro, S. Tino, G.P. Vanoli, A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 2443 – 2448.

[20] M.H. Kim, Performance evaluation of R-22 alternative mixtures in a breadboard heat pump with pure cross-flow condenser and counter-flow evaporator, *Energy* 27 (2002), 167 – 181.

[21] D. Boewe, J.M. Yin, Y.C. Park, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, The role of the suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C systems, In: SAE 1999, Detroit, USA, 1999, Paper No. 1999-01-0583.

- [22] J. Navarro-Esbrí, R. Cabello, E. Torrella, Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C, *Energy* 30 (2005), 621 – 636.
- [23] J. Navarro-Esbrí, R. Cabello, E. Torrella, *Fluidos Refrigerantes, Tablas y Diagramas*, 1<sup>a</sup> ed. Madrid: AMV Ediciones; 2003.
- [24] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17 (1994), 292 – 301.
- [25] A. Pearson, Carbon dioxide – new uses for an old refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), 1140 – 1148.
- [26] D.M. Robinson, E.A. Groll, Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), 577 – 589.
- [27] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), 830 – 838.
- [28] A. Pearson, Refrigeration with ammonia, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), 545 – 551.
- [29] Anon., 2007, *Ammonia as a Refrigerant*, third ed. International Institute of Refrigeration, Paris.
- [30] P.A. Domanski, D. Yashar, Comparable performance evaluation of HC and HFC refrigerants in an optimized system, *Proceedings of 7th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids* (2006), 383 – 386.
- [31] B. Palm, Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), 1693 – 1701.
- [32] B.O. Bolaji, Experimental Study of R152a and R32 to replace R134a in a domestic refrigerator, *Energy* 35 (2010), 3793 – 3798.
- [33] K. Wang, M. Eisel, Y. Hang, R. Radermacher, Review of secondary loop refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration* 33 (2010), 212 – 234.

[34] Honeywell International Inc. Latest developments of low global warming refrigerants for chillers. Honeywell fluorine products. 2012 Chillventa, Nuremberg, Germany.

[35] World Meteorological Organization (WMO), Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2006, Global Ozone, Research and Monitoring Project – Report 50, Geneva, Switzerland, 2007.

[36] V.C. Papadimitriou, R.K. Talukdar, R.W. Portmann, A.R. Ravishankara, J.B. Burkholder,  $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$  and (Z)- $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CHF}$ : Temperature dependent OH rate coefficients and global warming potentials, *Physical Chemistry and Chemical Physics* 10 (2008), 808 – 820.

[37] O.J. Nielsen, M.S. Javadi, A. Sulbak, M.D. Hurley, T.J. Wallington, R. Singh, Atmospheric chemistry of  $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ : Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and  $\text{O}_3$ . *Chemical Physics Letters* 439 (2007), 18 – 22.

[38] M. Koban, HFO-1234yf Low GWP Refrigerant LCCP Analysis, SAE Technical Paper 2009-01-0179, doi: 10.4271/2009-01-0179.

[39] D.J. Luecken, R.L. Waterland, S. Papasavva, K.N. Taddonio, W.T. Hutzell, J.O. Rugh, S.O. Andersen, Ozono and TFA impacts in North America from degradation of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), A potential greenhouse gas replacement, *Environmental Science Technology* 44 (2010), 343 – 348.

[40] S. Henne, D.E. Shallcross, S. Reimann, P. Xiao, D. Brunner, S. O'Doherty, B. Buchmann, Future emissions and atmospheric fate of HFC-1234yf from mobile air conditioners in Europe, *Environmental Science Technology* 46 (2012), 1650 – 1658.

[41] J.S. Brown, C. Zilio, A. Cavallini, Critical review of the latest thermodynamic and transport property data and models, and equations of state for R1234yf, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2010, West Lafayette, IN, USA, Paper 1130.

[42] R. Akasaka, K. Tanaka, Y. Higashi, Thermodynamic property modelling for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf), *International Journal of Refrigeration* 33 (2010), 52 – 60.

- [43] Y. Lee, D. Jung, A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications, *Applied Thermal Engineering* 35 (2012), 240 – 242.
- [44] C. Zilio, J.S. Brown, G. Schiochet, A. Cavallini, The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, *Energy* 36 (2011), 6110 – 6120.
- [45] M. Bryson, C. Dixon, S. St Hill, Testing of HFO-1234yf and R152a as mobile air conditioning refrigerant replacements, *Ecolibrium* May 2011, 30 – 38.
- [46] P. Reasor, V. Aute, R. Radermacher, Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation, In: *International Refrigerating and Air Conditioning Conference at Purdue, 2010, West Lafayette, IN, USA, Paper No. 1085.*
- [47] T.J. Leck, New High Performance Low GWP Refrigerants for Stationary AC and Refrigeration, In: *International Refrigerating and Air Conditioning Conference at Purdue, 2010, West Lafayette, IN, USA, Paper No. 1032.*
- [48] K. Endoh, H. Matasushima, S. Takaku, Evaluation of cycle performance of room air conditioner using HFO1234yf as refrigerant, In: *International Refrigerating and Air Conditioning Conference at Purdue, 2010, West Lafayette, IN, USA, Paper No. 1050.*
- [49] T. Okazaki, H. Maeyama, M. Saito, T. Yamamoto, Performance and reliability evaluation of a room air conditioner with low GWP refrigerant, In: *International Symposium on Next generation Air Conditioning and Refrigerating Technology, 2010, Tokyo, Japan.*
- [50] J. Navarro-Esbrí, J.M. Mendoza-Miranda, A. Mota-Babiloni, A. Barragán-Cervera, J.M. Belman-Flores, Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapour compression system, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), 870 – 880.
- [51] C. Aprea, M. Ascani, F. de Rossi, A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 19 (1999), 329 – 336.
- [52] P.A. Domanski, D.A. Didion, J.P. Doyle, Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration* 17 (1994), 487 – 493.

Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el desempeño de un sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a

[53] S.A. Klein, D.T. Reindl, K. Brownell, Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 23 (2000), 588 – 596.