



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

MODELIZACIÓN DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA AUTOMÓVIL CON CO₂

Autor/es

Francisco Javier Puyal Raso

Director/es y/o ponente

Jesús Guallar Paracuellos

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2014

MODELIZACIÓN DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA AUTOMÓVIL CON CO₂

RESUMEN

Este proyecto valora el uso del dióxido de carbono en el campo de la refrigeración, presentando el desarrollo de un modelo numérico capaz de determinar el estado de esta sustancia a lo largo de un sistema de refrigeración orientado a acondicionar el interior de un vehículo. El documento comienza con una revisión de los fundamentos del ciclo transcrito de dióxido de carbono para acto seguido centrarse en la elaboración del modelo. Éste se desarrolla a través del software *Engineering Equation Solver*, ya que combina sus librerías de propiedades termofísicas con el uso de correlaciones específicas capaces de describir los procesos de transferencia de calor que experimenta el dióxido de carbono a lo largo del ciclo. Tras su constitución se somete a un proceso de contraste con la aplicación informática *CoolPack* para comprobar si los resultados ofrecidos pueden darse por válidos. Tras ello el proyecto se centra en utilizar el modelo desarrollado para analizar las prestaciones del ciclo transcrito en el ámbito de la refrigeración para automoción. Por último se proponen dos soluciones constrictivas capaces de mejorar el rango de operación del ciclo básico: adición de una válvula bypass y adición de otra etapa de compresión con un enfriamiento intermedio.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN.....	6
2. ESTUDIO PREVIO.....	9
2.1 Revisión histórica	9
2.2 Propiedades del dióxido de carbono.....	13
2.2.1 Características generales.....	13
2.2.2 Propiedades termofísicas	16
2.2.3 Propiedades de transporte.....	19
2.2.4 Propiedades químicas	21
2.3 El ciclo de dióxido de carbono.....	22
2.3.1 Fundamento del ciclo transcrito	22
2.3.2 Regulación del ciclo transcrito.....	29
3. DESARROLLO DEL MODELO NUMÉRICO	33
3.1 Constitución del modelo	33
3.1.1 Variables de entrada.....	34
3.1.2 Desarrollo del modelo: Transferencia de calor.....	35
3.1.3 Desarrollo del modelo: Presión y pérdidas de carga	46
3.1.4 Desarrollo del modelo: Modelado de equipos	49
3.1.5 Variables de salida	56
3.1.6 Equipos seleccionados.....	58
3.2 Validación del modelo	62
4. ANÁLISIS DE PRESTACIONES	70
4.1 Influencia de factores.....	70
4.1.1 Presión de cesión de calor	70
4.1.2 Límites de operación	75
4.1.3 Eficiencia del sistema.....	78
4.2 Comparación de ciclos frigoríficos	82
5. MEJORAS CONSTRUCTIVAS.....	88
5.1 Válvula bypass	88
5.1.1 Fundamento y ventajas	88
5.1.2 Análisis de la mejora	92

5.2	Doble etapa de compresión.....	95
5.2.1	Fundamento	95
5.2.2	Análisis de la mejora	99
5.3	Valoración global	106
6.	CONCLUSIONES.....	112
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	115
8.	ANEXOS	
	Diagrama P – h del dióxido de carbono.....	Anexo 1
	Diagrama T – s del dióxido de carbono	Anexo 2
	Propiedades termofísicas del dióxido de carbono	Anexo 3
	Componentes del ciclo transcrito	Anexo 4
	Ciclos simulados en el proceso de verificación	Anexo 5
	Modelado del ciclo convencional.....	Anexo 6
	Interfaz del modelo básico de ciclo transcrito	Anexo 7
	Interfaz del modelo de ciclo transcrito con válvula bypass	Anexo 8
	Interfaz del modelo de ciclo transcrito de doble etapa de compresión ...	Anexo 9

ÍNDICE DE FIGURAS, GRÁFICAS Y TABLAS

FIGURAS

Figura 1.	Diagrama de fases del dióxido de carbono	14
Figura 2.	Presión de saturación para distintos refrigerantes	16
Figura 3.	Deslizamiento para distintos refrigerantes.....	16
Figura 4.	Capacidad volumétrica de refrigeración para distintos refrigerantes	17
Figura 5.	Evolución de distintas propiedades del CO ₂ con la temperatura	18
Figura 6.	Calor específico del CO ₂ frente a temperatura y presión	19
Figura 7.	Conductividad térmica del CO ₂ frente a temperatura y presión	20
Figura 8.	Viscosidad dinámica del CO ₂ frente a temperatura y presión	20
Figura 9.	Numero de Prandtl del CO ₂ frente a temperatura y presión	21
Figura 10.	Esquema básico del ciclo de refrigeración	23
Figura 11.	Representación de dos ciclos frigoríficos en un diagrama T – s.....	24
Figura 12.	Influencia de la presión de descarga en un diagrama P – h	25
Figura 13.	Influencia de la presión de descarga en la capacidad frigorífica, el trabajo de compresión y la eficiencia a dos temperaturas de salida	27
Figura 14.	Pérdidas termodinámicas de un ciclo transcrito del dióxido de carbono en relación a un ciclo convencional de R-134a	28
Figura 15.	Componentes de un sistema de refrigeración de automoción basado en el ciclo transcrito de dióxido de carbono	29
Figura 16.	Esquema de regulación de la presión de alta en base a la variación de la carga de refrigerante	30
Figura 17.	Disposición del esquema de control de un ciclo transcrito	31
Figura 18.	Flujo de información en el modelo.....	34
Figura 19.	Esquema simplificado del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa.....	50
Figura 20.	Geometría simplificada del evaporador / enfriador de gas	50
Figura 21.	Geometría simplificada del intercambiador interno	53
Figura 22.	Perfil de temperaturas en el intercambiador interno	58
Figura 23.	Criterio de verificación	64
Figura 24.	Esquema del ciclo transcrito de una etapa de compresión con válvula bypass	89
Figura 25.	Perfiles de temperatura en el lado aire del evaporador.....	90
Figura 26.	Esquema del ciclo transcrito de doble etapa de compresión y expansión directa	96

GRÁFICAS

Gráfica 1.	Flujo másico proporcionado por el modelo y el <i>CoolPack</i>	65
Gráfica 2.	Potencia cedida proporcionada por el modelo y el <i>CoolPack</i>	66
Gráfica 3.	Temperatura de descarga proporcionada por el modelo y el <i>CoolPack</i>	67
Gráfica 4.	Temperatura de salida del intercambiador interno proporcionada por el modelo y el <i>CoolPack</i>	68
Gráfica 5.	Eficiencia proporcionada por el modelo y el <i>CoolPack</i>	69
Gráfica 6.	Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 3 niveles de temperatura ambiente	71

Gráfica 7.	Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 3 niveles de temperatura de recinto	72
Gráfica 8.	Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 4 niveles de recalentamiento útil	73
Gráfica 9.	Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 4 niveles de recalentamiento no útil	74
Gráfica 10.	Verificación de la correlación de Liao y Jackobsen para determinar la presión del enfriador	75
Gráfica 11.	Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente	76
Gráfica 12.	Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente	77
Gráfica 13.	Eficiencia frente a recalentamiento útil	79
Gráfica 14.	Eficiencia frente a recalentamiento no útil	79
Gráfica 15.	Eficiencia frente a eficiencia del intercambiador interno	80
Gráfica 16.	Eficiencia frente a temperatura ambiente	81
Gráfica 17.	Caudal másico frente a potencia frigorífica para ambos ciclos	83
Gráfica 18.	Presión y temperatura de descarga frente a temperatura ambiente para ambos ciclos	84
Gráfica 19.	Eficiencia frente a temperatura ambiente para ambos ciclos	85
Gráfica 20.	Eficiencia frente a potencia frigorífica para ambos ciclos	85
Gráfica 21.	Incrementos en los coeficientes h_i y UA del evaporador logrados por la válvula bypass	92
Gráfica 22.	Temperatura de evaporación frente a potencia frigorífica	93
Gráfica 23.	Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente	94
Gráfica 24.	Eficiencia frente a temperatura ambiente	95
Gráfica 25.	Uso de la correlación de Liao y Jackobsen para estimar la presión de descarga de la segunda etapa de compresión	100
Gráfica 26.	Influencia del criterio de elección de la presión intermedia en la eficiencia	101
Gráfica 27.	Eficiencia del ciclo frente a eficiencia del refrigerador	102
Gráfica 28.	Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a temperatura ambiente	103
Gráfica 29.	Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a temperatura ambiente	104
Gráfica 30.	Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a eficiencia del refrigerador	105
Gráfica 31.	Eficiencia frente a temperatura ambiente	106
Gráfica 32.	Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente	107
Gráfica 33.	Presión del enfriador de gas frente a temperatura ambiente	108
Gráfica 34.	Ratios de eficiencia frente a temperatura ambiente	109
Gráfica 35.	Ratios de eficiencia frente a potencia frigorífica	110

TABLAS

Tabla 1.	Coste económico de varios refrigerantes	14
Tabla 2.	Lubricantes compatibles con el dióxido de carbono	22
Tabla 3.	Información relevante del evaporador	59
Tabla 4.	Información relevante del enfriador de gas	59
Tabla 5.	Información relevante del intercambiador interno	60
Tabla 6.	Información relevante del compresor	60
Tabla 7.	Información relevante de la válvula de expansión	61

1. – INTRODUCCIÓN

La prohibición impuesta por el Protocolo de Montreal en la fabricación y utilización de clorofluorocarburos así como la progresiva limitación en el uso de hidroc fluorocarburos obligó a la búsqueda de nuevos refrigerantes libres de cloro sin efecto perjudicial para la capa de ozono. En la gran mayoría de sectores este reemplazo fue posible gracias al desarrollo de los hidrof luorocarburos, cuyas propiedades permitieron su sustitución sin dificultades.

Sin embargo, la contribución no despreciable de estos sustitutos al efecto invernadero hizo comprender que la solución adoptada para afrontar el problema original no fue la mejor de todas. Por esta razón se tiene que volver a buscar nuevos refrigerantes capaces de sustituir a los hidrof luorocarburos al conservar sus propiedades pero sin fomentar la destrucción de la capa de ozono y minimizando su impacto sobre el calentamiento global. Con estas imposiciones una solución posible es apostar por sustancias presentes en la naturaleza y no por compuestos artificiales como en el pasado.

Bajo este nuevo horizonte los refrigerantes naturales, usados en los inicios del sector de la refrigeración artificial, vuelven a considerarse como sustancias de trabajo válidas. Y dentro de este grupo el dióxido de carbono se convierte en una apuesta firme para una industria tan importante como es la automovilística, un sector que precisa de sistemas capaces de climatizar el interior de los vehículos. Los miles de millones de automóviles presentes en el mundo hacen de este sector un gran consumidor de refrigerantes, acentuando los problemas anteriores.

El presente proyecto, realizado dentro del *Departamento de Ingeniería Mecánica* de la *Escuela de Ingeniería y Arquitectura* de la Universidad de Zaragoza, desea analizar las prestaciones de un ciclo de refrigeración orientado a un automóvil utilizando dióxido de carbono como refrigerante; desarrollando a través de la aplicación *EES (Engineering Equation Solver)* un modelo numérico que simule con detalle el comportamiento real de dicho sistema. Se pretende continuar con algunas modelizaciones ya realizadas de sistemas que utilizan dióxido de carbono como refrigerantes, enfocando sus resultados y conclusiones hacia una primera aplicación práctica.

Con esta base y con la información recogida en diversos artículos referidos al estado de la técnica y la investigación se desarrolla el modelo en cuestión para valorar las prestaciones del dióxido de carbono y realizar una primera comparación con los ciclos frigoríficos convencionales. Con dicho fin se presenta el siguiente contenido, desarrollado a lo largo de este informe:

- ❖ En base al trabajo previo se elabora un estudio referido al estado actual del dióxido de carbono dentro del sector de la refrigeración. En concreto se resume su historia como refrigerante, se analizan y valoran sus propiedades como tal y se describe el ciclo frigorífico que utiliza dióxido de carbono como sustancia de trabajo.
- ❖ Con ayuda de la bibliografía se constituye en *EES* el modelo numérico del sistema de refrigeración de dióxido de carbono orientado a la refrigeración del habitáculo de un automóvil. A partir de unas variables de entrada (potencia frigorífica y temperaturas de trabajo) y las dimensiones de los equipos constituyentes el modelo utiliza sus propios algoritmos para determinar las siguientes variables de salida: estado termodinámico del refrigerante, potencias intercambiadas en equipos y eficiencia. Tras su elaboración es necesario contrastar este modelo con otras fuentes para garantizar su validez, un proceso en el que se utilizará la aplicación informática *CoolPack*. Durante esta fase se simulará en ambos programas distintos ciclos frigoríficos para comparar los resultados ofrecidos.
- ❖ Con el modelo elaborado y verificado el siguiente paso es valorar las prestaciones de este ciclo frigorífico. Un primer estudio analiza la influencia de la presión de descarga en los valores de eficiencia, al reflejar cómo las temperaturas de los focos o los recalentamientos en conductos repercuten en el nivel óptimo de presión que se establece en el lado de alta. Tras ello se valora cómo las condiciones de operación del sistema afectan a parámetros como la temperatura máxima alcanzada en el ciclo o la eficiencia del mismo. Estos análisis darán pie a una comparación final entre las prestaciones del ciclo de dióxido de carbono con las de un ciclo convencional que utiliza R134a (el hidrofluorocarburo más común en el sector del automóvil).
- ❖ En el punto anterior es posible haber visualizado ciertos aspectos de este ciclo frigorífico susceptibles de mejora. En esta última sección se proponen

soluciones constructivas que ayuden a mitigar estos inconvenientes y mejoren las prestaciones del ciclo de dióxido de carbono. Para cada solución propuesta se describe su fundamento y se analiza los beneficios introducidos. El proyecto concluye con una valoración general de las soluciones presentadas y una reflexión sobre dónde y en qué situaciones sería conveniente aplicar cada mejora.

Adicionalmente se adjuntan varios anexos que tratan de complementar la documentación presentada en esta memoria. Los Anexos 1 y 2 incluyen los diagramas Presión – Entalpía y Temperatura – Entropía del dióxido de carbono, herramientas útiles para el estudio de ciclos frigoríficos. El Anexo 3 recoge un análisis y una comparación de las propiedades termofísicas que presenta el dióxido de carbono. El Anexo 4 describe los componentes que constituyen el ciclo transcrito, explicando sus características básicas y su adaptación a la refrigeración en automóviles. El Anexo 5 recoge los resultados obtenidos en las distintas simulaciones realizadas durante el proceso de contraste del modelo con la aplicación *CoolPack*. El Anexo 6 describe el desarrollo de un modelo numérico para la simulación de un ciclo de refrigeración convencional, el cual es utilizado en el capítulo de comparación de ciclos frigoríficos. Para concluir, los Anexos 7, 8 y 9 recogen las interfaces de los tres modelos desarrollados en *EES*: ciclo de una etapa de compresión y expansión directa, ciclo de una etapa de compresión y válvula bypass y ciclo de doble etapa de compresión y expansión directa.

Aparte del objetivo planteado al comienzo este Proyecto Fin de Carrera también persigue otras metas secundarias. En primer lugar se desea valorar si la apuesta por el dióxido de carbono como sustituto de los hidrofluorocarburos está justificada dentro del sector del automóvil tal y como afirman diversos investigadores en sus publicaciones. También se quiere que el desarrollo de este modelo numérico tenga cierta utilidad dentro del mundo académico como herramienta divulgativa del ciclo frigorífico de dióxido de carbono. En último lugar, se anhela que el esfuerzo invertido en este informe sirva como base y punto de partida para futuros proyectos englobados en el campo de la refrigeración.

2. – ESTUDIO PREVIO

Este Proyecto comienza con una aproximación al uso actual del dióxido de carbono en el campo de la refrigeración. El trabajo desarrollado por Sergio Pérez [1] y por los investigadores Kim, Pettersen y Bullard [2] permite realizar una breve revisión histórica para situar el contexto en el cual se enmarca este refrigerante. Tras ello se exponen y se valoran las propiedades del dióxido de carbono como tal, imprescindibles para el desarrollo del último capítulo de esta primera sección. En éste se explica cómo es el ciclo frigorífico de dióxido de carbono; describiendo su fundamento, sus singularidades y su control.

2.1. – REVISIÓN HISTÓRICA

El uso del dióxido de carbono como refrigerante no es algo reciente sino que se remonta unos 160 años atrás con los inicios de la refrigeración artificial, cuando en 1834 Evans y Perkins asentaron los principios de funcionamiento de todo ciclo de refrigeración basado en la circulación de un fluido (el denominado ciclo de compresión de vapor) y Charles Thilorier consiguió licuar dióxido de carbono a través de un proceso de expansión simple. La primera persona que planteó el uso del dióxido de carbono como refrigerante fue el americano Alexander C. Twining en 1850, pero no fue hasta 1866 cuando la compañía del también americano Thaddeus S.C. Lowe desarrolló su primera aplicación práctica enfocada a la producción de hielo.

La utilidad que rápidamente adquirieron estos sistemas fue tal que a finales del siglo XIX se convirtieron en algo imprescindible tanto para la industria como para el transporte de mercancías y la climatización de locales. Las mayores potencias frigoríficas otorgadas por los ciclos de dióxido de carbono permitieron desbancar a los ciclos de compresión de aire y absorción utilizados hasta entonces en el sector del transporte y la climatización (tanto industrial como residencial). Sin embargo, a comienzos del siglo XX el éxito alcanzado por estos equipos comenzó a desaparecer a consecuencia de circunstancias como el desarrollo de sistemas de refrigeración con sustancias alternativas (como amoníaco o dióxido de azufre), el desconocimiento del comportamiento físico y termodinámico de los equipos, el estancamiento en las técnicas de fabricación o las propias patentes que disuadían la mejora de dichos sistemas. En un último esfuerzo se plantearon diversas mejoras que permitieran incrementar la eficiencia

de los sistemas de dióxido de carbono para poder competir con los sistemas basados en el amoníaco, pero ninguna de ellas consiguió frenar su caída.

Cuando en 1930 los clorofluorocarburos (abreviados en adelante como CFCs) hicieron acto de presencia, sus innegables propiedades y virtudes en temas de seguridad remplazaron rápidamente a todos los refrigerantes utilizados hasta ahora, entre ellos el dióxido de carbono. Razones como las presiones de trabajo que presentaban los CFCs (mucho menores), el incremento en la eficiencia o la reducción en los costes de fabricación de equipos compatibles con los CFCs explican su rápido reemplazo, de modo que en 1950 ya no se fabricaba ningún sistema que utilizara dióxido de carbono como refrigerante.

A mediados de 1980 se cuestionó la utilización de los CFCs y HCFCs por su capacidad y contribución a la destrucción de la capa de ozono, un potencial cuantificado a través del ODP (*Ozone Depletion Potential*). La solución que rápidamente se adoptó en ese momento fue su sustitución por refrigerantes que no contuvieran cloro y por ende presentaran un ODP nulo: los denominados hidrofluorocarburos (abreviados como HFCs). Desde la prohibición de los CFCs y la limitación en los HCFCs a consecuencia del Protocolo de Montreal los HFCs pasaron a ser a partir de 1990 los nuevos fluidos de trabajo. El hidrofluorocarburo más utilizado es sin ninguna duda el R134a, presente en la gran mayoría de equipos de refrigeración y aire acondicionado. Sin embargo los HFCs no constituyen una solución eficaz a largo plazo ya que al poco tiempo se descubrió su contribución al calentamiento global, cuantificada a través del GWP (*Global Warming Potential*). Como cifra base el GWP del R134a es 1300 veces superior al GWP del dióxido de carbono (sustancia de referencia a la cual se le asigna la unidad).

Con este panorama la única solución válida a largo plazo es la sustitución de los refrigerantes artificiales por sustancias naturales presentes en la atmósfera, que ni sean perjudiciales para la capa de ozono ni contribuyan al calentamiento global. Y es en este nuevo escenario donde el dióxido de carbono vuelve a resurgir como sustancia de trabajo. Aunque las emisiones de dióxido de carbono contribuyen al calentamiento global, la cantidad que podrían liberar todos los sistemas de refrigeración al final de su vida útil sería ínfima en comparación con las emisiones de un solo día a consecuencia de procesos de combustión. Además este dióxido de carbono se obtendría de los

productos de dichos procesos de combustión, por lo que el balance neto de esta sustancia a lo largo del ciclo de vida del equipo sería nulo.

El autor responsable de la vuelta del dióxido de carbono al campo de la refrigeración fue el investigador noruego Gustav Lorentzen, quien presentó en 1990 varias patentes que mejoraban el ciclo transcrito de dióxido de carbono. Además, ese mismo año desarrolló junto con su compatriota Jostein Pettersen el primer prototipo de sistema de aire acondicionado para automóvil que operaba con dióxido de carbono, un proyecto que demostró las buenas prestaciones de este refrigerante natural frente a los convencionales y la necesidad de seguir investigando y aportando mejoras al ciclo transcrito. Con esta idea, desde 1994 Lorentzen promovió una serie de conferencias para la divulgación de toda la bibliografía y experimentación relacionada con la refrigeración a través de fluidos naturales (y en especial con el dióxido de carbono). Gracias a esta labor las aplicaciones del dióxido de carbono han aumentado año a año, sobre todo en refrigeración comercial y aire acondicionado.

El trabajo iniciado por Lorentzen y Pettersen fue continuado por multitud de investigadores que han contribuido al resurgimiento del dióxido de carbono como refrigerante. A continuación se resumen algunas de las distintas líneas de investigación llevadas a cabo a lo largo de estos años, que da pie para citar a los distintos investigadores consultados para la elaboración del presente Proyecto:

- Una línea de investigación es el estudio de la influencia de la presión de descarga del compresor sobre las prestaciones del ciclo con la finalidad de elaborar correlaciones que relacionen este parámetro con otros de interés como son la eficiencia o la potencia frigorífica. Autores de mención en este campo son Kauf [10], Liao o Jackobsen [13]; quienes obtuvieron importantes resultados.
- Investigadores como Elbel, Hrnjak [4] [15], Hafner, Skaugen, Rekstad [9], Rozhentsev o Wang [11] se centraron en el estudio del impacto de los equipos constituyentes del ciclo en sus prestaciones, con especial interés en el intercambiador interno por su contribución a incrementar la eficiencia del sistema.
- Otra línea de investigación es el desarrollo de modelos numéricos que comparen ciclos de dióxido de carbono con otros refrigerantes más comunes (principalmente R22 y R134a) con la finalidad de desarrollar mejoras y

corroborar las buenas prestaciones del dióxido de carbono. En este campo destacan Brown, Domanski [6], Robinson o Groll [16].

- No sólo Lorentzen y Pettersen desarrollaron prototipos de sistemas que utilizan dióxido de carbono como refrigerante, sino que investigadores como Fartaj, Ting, Yang [7], Neskå o Skaugen [12] elaboraron sus propios prototipos con la intención de evaluar la configuración de sus elementos constituyentes (evaporador, enfriador de gas, intercambiador interno, etc.) en la eficiencia del sistema.
- Otra gran línea de investigación es el desarrollo y perfección de correlaciones que permitan describir con acierto los coeficientes de transferencia de calor del dióxido de carbono en conductos y equipos, así como las pérdidas de carga asociadas. Muchas de las correlaciones utilizadas para esta sustancia son fruto de los trabajos de Kim, Bullard [3], Dang, Hihara [5], Hwang [14], Son o Park [17].

Como pronosticó Lorentzen el dióxido de carbono se ha hecho un hueco dentro del sector de la refrigeración y la climatización (aire acondicionado y calefacción). La refrigeración comercial es uno de los principales nichos de mercado de los equipos de dióxido de carbono, equipos que presentan una amplia gama de potencias y marcan una pauta a seguir dentro del sector de la refrigeración residencial. En la misma línea, diversas marcas conocidas comercializan desde hace unos años bombas de calor de dióxido de carbono para la producción de agua caliente sanitaria. Así mismo la refrigeración industrial también se está adaptando al uso del dióxido de carbono, ya que se comercializan tanto equipos de pequeña potencia frigorífica que utilizan exclusivamente dióxido de carbono como sistemas en casada basados en el binomio dióxido de carbono – amoníaco para potencias mayores.

Pero sin duda el sector donde mayor repercusión va a tener el dióxido de carbono como refrigerante es el automovilístico, ya que por ejemplo en Europa las nuevas directivas sobre medio ambiente limitan desde 2011 el GWP de los refrigerantes usados en automoción a valores inferiores a 150, cifra sólo alcanzable a través de refrigerantes naturales. Además, varios estudios pronostican que durante el siglo XXI el 56% de las emisiones de HFCs a la atmósfera procederán de equipos de aire acondicionado para la automoción, por lo que ésta es otra razón de peso para apostar por el dióxido de carbono en este sector. En 1994 nació el proyecto europeo RACE con el fin de estudiar el

comportamiento ambiental del ciclo de dióxido de carbono y su viabilidad en automóviles. Gracias a proyectos como éste marcas como *Toyota*, *Chrisler* o *Wolkswagen* ya incluyen sistemas de aire acondicionado en sus vehículos que funcionan con dióxido de carbono.

A la vista de esta revisión histórica se puede afirmar que el futuro del dióxido de carbono como refrigerante es cuanto menos prometedor, pero para ello es necesario seguir apostando por una investigación y perfección constante que permita desarrollar sistemas de refrigeración tan eficientes como los actuales y con un coste más reducido que garantice su implantación en el máximo número de áreas posibles.

2.2. – PROPIEDADES DEL DIÓXIDO DE CARBONO

El conocimiento de las propiedades termodinámicas, termofísicas, químicas y de transporte del dióxido de carbono es fundamental para comprender el diseño y funcionamiento de los equipos que utilizan esta sustancia como refrigerante. El objetivo de este capítulo es dar a conocer sus propiedades como tal y realizar una primera comparación con otros refrigerantes.

2.2.1 – Características generales

El dióxido de carbono o anhídrido carbónico, con CO_2 como fórmula química y R744 de acuerdo a la clasificación de refrigerantes establecida por la ASHRAE, es un refrigerante natural con un ODP nulo (no contribuye por tanto a la destrucción de la capa de ozono) y un GWP ínfimo en comparación con los HFCs utilizados hoy en día. Algunas de las ventajas que presenta el dióxido de carbono son las siguientes [2]:

- Es una sustancia no inflamable y no explosiva con independencia de su estado, ya que en muchas situaciones se utiliza para sofocar el fuego.
- Su carácter no tóxico lo distingue de otros refrigerantes naturales como el amoníaco o los hidrocarburos, que a muy bajas concentraciones ya son tóxicos. La concentración mínima letal se sitúa en torno al 10%, pero como se verá más adelante la posibilidad de padecer una intoxicación grave a consecuencia de un escape de dióxido de carbono es prácticamente inexistente. Y al ser el dióxido de carbono inodoro, incoloro y más pesado que el aire sólo constituiría un verdadero peligro en caso de sufrir un desmayo dentro de un recinto por su propensión a caer al suelo y su imposibilidad de detección.

- Su presencia en la atmósfera lo convierte en un refrigerante barato, de fácil extracción y que no necesita ser reciclado o recuperado. La Tabla 1 refleja los costes de compra de distintos refrigerantes, entre los que se encuentra el dióxido de carbono [18]:

R134a	R404a	R407c	R410a	R507	R744 (CO ₂)	R717 (NH ₃)
9,38 €/kg	8,85 €/kg	10,68 €/kg	9,58 €/kg	19,53 €/kg	0,52 €/kg	1,3 €/kg

Tabla 1: Coste económico de varios refrigerantes
(Fuente: *R744 refrigerant cooling systems, the finned tube R744 evaporator and gas cooler design principles*)

- Su carácter y constitución lo hace compatible con los lubricantes actuales y con los metales que constituyen los distintos equipos de un sistema de refrigeración.
- Su capacidad volumétrica de refrigeración es una de sus grandes bazas ya que suele ser entre 3 y 10 veces superior al valor presentado por cualquier refrigerante artificial. En la misma línea sus propiedades termofísicas suelen ser superiores a las de otros refrigerantes y la relación potencia – caudal volumétrico que presentan estos sistemas es otro de sus puntos a favor.

La Figura 1 contiene el diagrama de fases del dióxido de carbono, diagrama calve que muestra una señal distintiva de los ciclos que utilizan esta sustancia [2]:

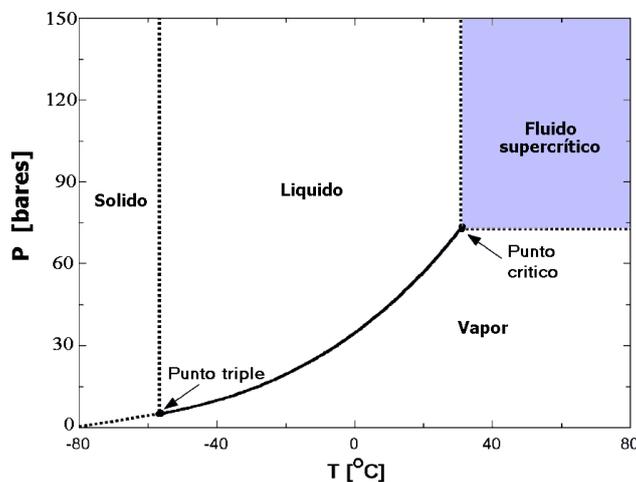


Figura 1: Diagrama de fases del CO₂
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Todo ciclo de refrigeración en el cual un fluido experimenta una serie de transformaciones durante su paso por los distintos equipos está limitado por dos puntos: el punto triple en el que coexisten en equilibrio las tres fases de una sustancia (por lo que ésta no puede evaporarse a una temperatura inferior a la establecida en este punto) y el punto crítico a partir de la cual no se distinguen las fases líquido y vapor de una sustancia (y por tanto pasa a ser un gas incondensable).

El punto triple del dióxido de carbono está establecido en $-56.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 5.2 bar , punto que en principio no presenta problema en aplicaciones de aire acondicionado o refrigeración residencial y comercial. El valor elevado de la presión del punto triple, en comparación con otros refrigerantes, se puede aprovechar en aras de la seguridad del sistema. Como una fuga de refrigerante se puede interpretar como un proceso de expansión a presión atmosférica y la presión del punto triple del dióxido de carbono es superior a la atmosférica, esta expansión generaría al instante dióxido de carbono sólido que auto-sellaría la fuga y minimizaría la pérdida de refrigerante. Aunque esto otorga seguridad al sistema también puede convertirse en un inconveniente para el funcionamiento de las válvulas de seguridad y la carga de refrigerante al sistema.

El punto crítico del dióxido de carbono está establecido en $31.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 73.8 bar . Este valor tan bajo de la temperatura crítica, así como la presión elevada, es la principal señal de identidad y uno de los inconvenientes de un sistema que utiliza dióxido de carbono como refrigerante; una señal que presenta las siguientes consecuencias [12]:

- Una temperatura crítica muy próxima a la temperatura ambiente, e incluso inferior si se compara con un día típico de verano, hace imposible la condensación del dióxido de carbono a través de los medios de refrigeración habituales: aire o agua a temperatura ambiente. La presencia del dióxido de carbono supercrítico implica que la cesión de calor del ciclo no se realice a través de un cambio de fase a temperatura constante si no a través de un enfriamiento sensible del gas. Esta singularidad obliga a rediseñar uno de los componentes del ciclo de refrigeración y a regular presión y temperatura por separado si se desea lograr un funcionamiento óptimo del sistema.
- Los niveles de presión con los que opera un ciclo de dióxido de carbono son elevados en comparación con sistemas convencionales. Esto obliga a modificar todos los elementos del sistema de refrigeración para adaptarlos a las propiedades del dióxido de carbono. En concreto la gran capacidad volumétrica de refrigeración del dióxido de carbono permite reducir el tamaño de los intercambiadores y el diámetro de las canalizaciones, mientras que el menor ratio de presiones logra reducir el tamaño del compresor e incrementar su eficiencia.

- Al ser el enfriamiento del dióxido de carbono por cesión de calor sensible (y no por cambio de fase) la diferencia de temperaturas presente entre la entrada y la salida del equipo que desempeña esta función es considerablemente mayor, lo que repercute negativamente en la eficiencia del ciclo de refrigeración. Sin embargo esta circunstancia puede ser aprovechada por un sistema de bomba de calor (ya sea para aire o agua caliente sanitaria) que enfriaría el dióxido de carbono unos grados por encima de la temperatura del fluido de entrada a la bomba (aire o agua), permitiendo mejorar la eficiencia global del sistema.

En los Anexos 1 y 2 se adjuntan los diagramas Temperatura – Entropía y Presión – Entalpía del dióxido de carbono, herramientas muy útiles a la hora de describir y representar gráficamente ciclos frigoríficos. Ambos diagramas adoptan las referencias establecidas por la IIR – Standar, la cual asigna como referencia de entalpía 200 kJ/kg al líquido saturado a 0 °C y como referencia de entropía 1 kJ/kgK al líquido saturado a 0 °C.

2.2.2 – Propiedades termofísicas

En este apartado se sintetizan los resultados más relevantes del análisis y comparación de propiedades termofísicas del dióxido de carbono realizado con mayor detalle en el Anexo 3.

Las Figuras 2 y 3 reflejan la evolución de la presión de saturación y la caída en la temperatura de saturación ante una variación de presión (el denominado deslizamiento), para distintos refrigerantes, entre ellos el dióxido de carbono [2]:

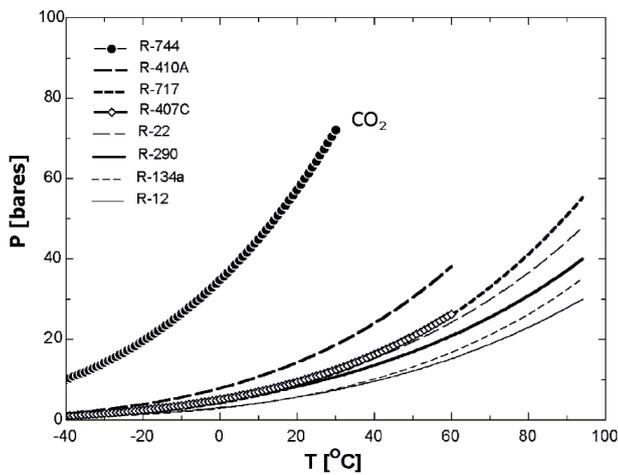


Figura 2: Presión de saturación para distintos refrigerantes (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

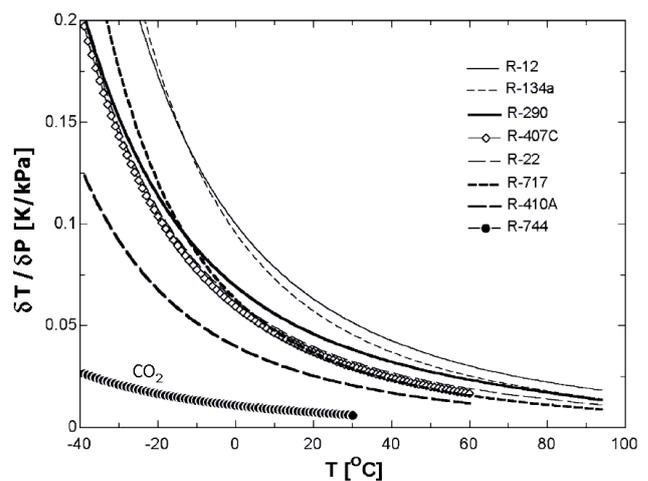


Figura 3: Deslizamiento para distintos refrigerantes (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Con respecto a otras sustancias la presión de saturación del dióxido de carbono es sin duda mayor. En concreto, la pendiente que presenta esta curva se incrementa conforme nos acercamos al punto crítico, reduciendo la variación de temperatura ante una misma caída de presión tal y como refleja la Figura 3. Este comportamiento se observa en los evaporadores de dióxido de carbono al presentar un deslizamiento en la temperatura menor en comparación con los equipos convencionales de HFCs. Como valor de referencia a 0 °C el deslizamiento en la temperatura por kilopascal que presenta el dióxido de carbono es 10 veces menor al de R134a.

Al comparar la densidad del vapor se observa como el dióxido de carbono presenta un valor superior al de muchos otros refrigerantes, hecho que permite reducir el volumen necesario a desplazar para obtener una misma potencia frigorífica. Esta propiedad otorga importantes ventajas constructivas como son el uso de compresores de menor cilindrada, menor caudal de refrigerante o líneas y recipientes más pequeños. La mayor densidad del dióxido de carbono vapor hace que la capacidad volumétrica de refrigeración sea mayor al definirse este parámetro como el producto de la densidad del vapor saturado por el calor latente de vaporización [2]:

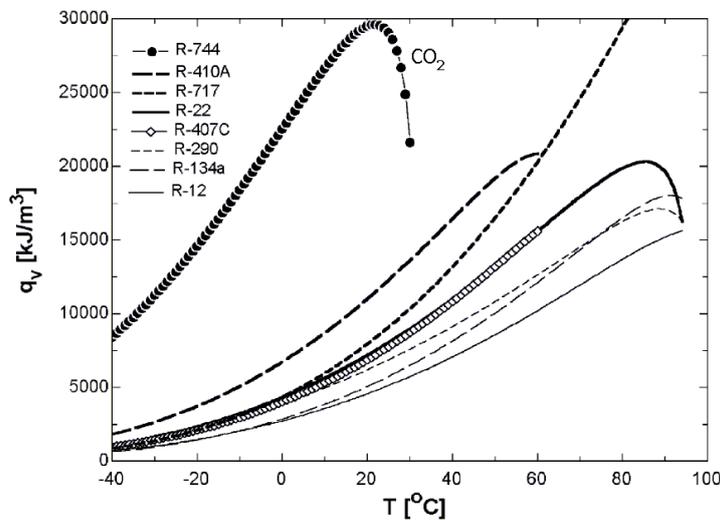


Figura 4: Capacidad volumétrica de refrigeración para distintos refrigerantes
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Tal y como refleja la Figura 4 la capacidad volumétrica de refrigeración del dióxido de carbono se incrementa con la temperatura hasta los 22 °C, a partir de la cual desciende bruscamente. Esta mayor capacidad reduce el flujo volumétrico, que unido a una mayor densidad reduce el caudal másico de refrigerante. Esta propiedad permite tanto diseñar equipos más compactos como reducir las pérdidas de carga.

La Figura 5 representa la evolución de la densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y calor específico (a presión constante) con la temperatura para un nivel de presión en concreto [5].

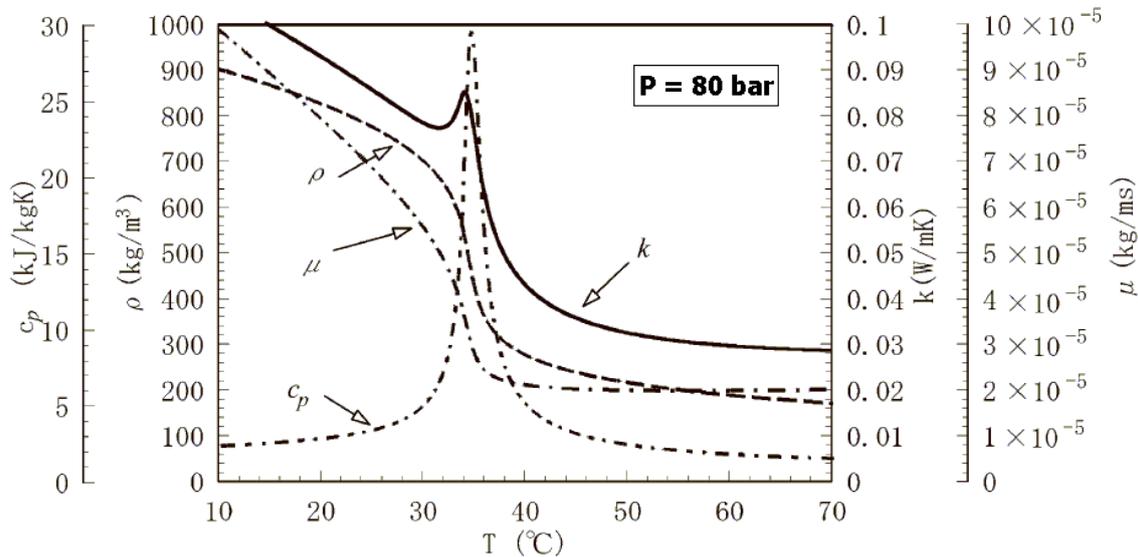


Figura 5: Evolución de distintas propiedades del CO₂ con la temperatura
(Fuente: *In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part I. Experimental measurement*)

Para el nivel de presión representado se observa como en torno a los 35 °C todas las propiedades graficadas sufren grandes variaciones ante una perturbación pequeña en la temperatura. Esta figura refleja un comportamiento distintivo de todo fluido supercrítico: en todo proceso realizado a presión constante existe una temperatura en torno a la cual las variaciones en todas sus propiedades (entalpía, entropía, densidad, conductividad, viscosidad, etc.) se acentúan, de modo que pequeñas fluctuaciones de temperatura en torno a dicho punto desencadenan grandes cambios en sus propiedades termofísicas. Esta fluctuación máxima se da cuando el fluido se encuentra en su punto crítico (31.1 °C y 73.8 bar en el caso del dióxido de carbono) puesto que en dicho punto, al no distinguirse las fases líquido y vapor, todas sus propiedades tienden a infinito. Cuando la presión de trabajo es superior a la crítica estas fluctuaciones, que en magnitud serán mucho menores a las presentes en el punto crítico, ocurren en los denominados puntos pseudo-críticos. Estos puntos se definen del siguiente modo: sea un proceso realizado a presión constante un punto pseudo-crítico queda delimitado por esta presión y la temperatura a la cual se alcanza un máximo en el calor específico a presión constante [1].

Para comprender mejor el concepto anterior se presenta en la Figura 6 la evolución del calor específico (a presión constante) con respecto a la temperatura para varios niveles de presión supercríticas [2]:

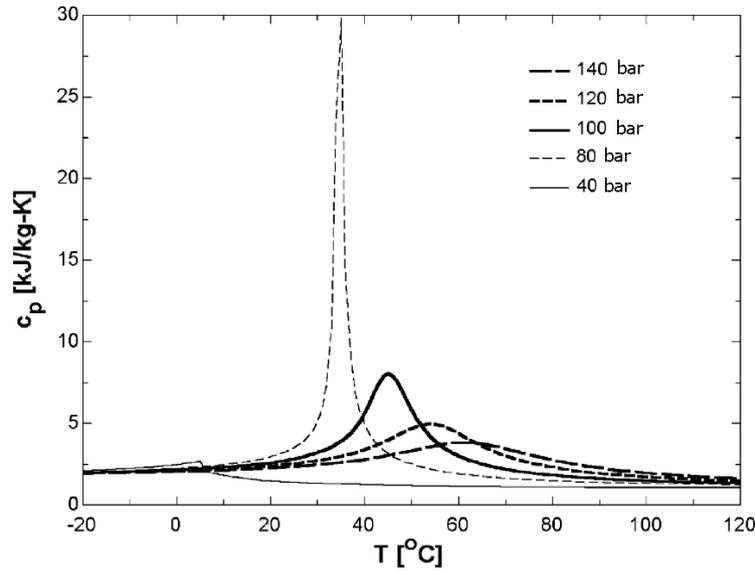


Figura 6: Calor específico del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Conforme la presión se aproxima al valor crítico (73.8 bar) el calor específico se dispara, tendiendo cada vez más a infinito. Al separarse esta presión de dicho valor crítico los máximos del calor específico (los que permiten definir estos puntos pseudo-críticos) rápidamente disminuyen a la par que estos se desplazan hacia temperaturas mayores, de modo que cuanto mayor es la presión de trabajo mayor será la temperatura pseudo-crítica asociada. La evolución de esta temperatura con la presión fue estudiada por Liao y Jackobsen [13], quienes presentaron la siguiente ecuación algebraica para relacionar ambas variables y que es válida dentro del rango de presiones comprendido entre 75 y 140 bar:

$$T_{pseudo} = -122.6 + 6.124P - 0.1657P^2 + 0.01773P^{2.5} - 0.0005608P^3 \quad (2.1)$$

donde la temperatura se expresa en grados Celsius

2.2.3 – Propiedades de transporte

A continuación se analizan con brevedad las propiedades de transporte del dióxido de carbono por su importancia en aspectos fundamentales como la transferencia de calor y la pérdida de carga en los equipos. Las Figuras 7 y 8 reflejan la evolución de la conductividad térmica y la viscosidad dinámica frente a la temperatura para varios niveles de presión, en especial niveles supercríticos [2]:

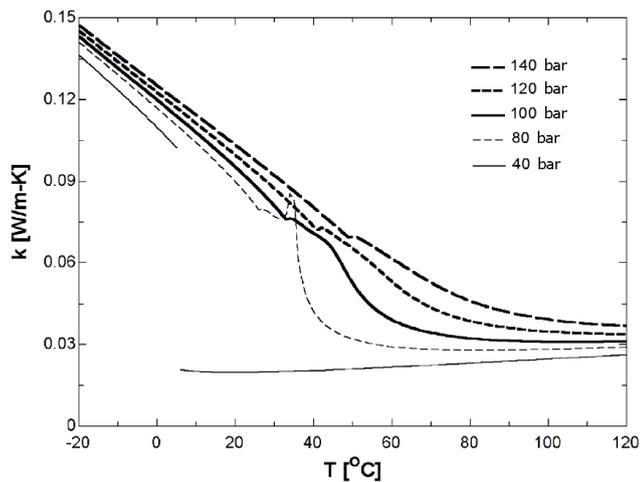


Figura 7: Conductividad térmica del CO₂ frente a temperatura y presión

(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

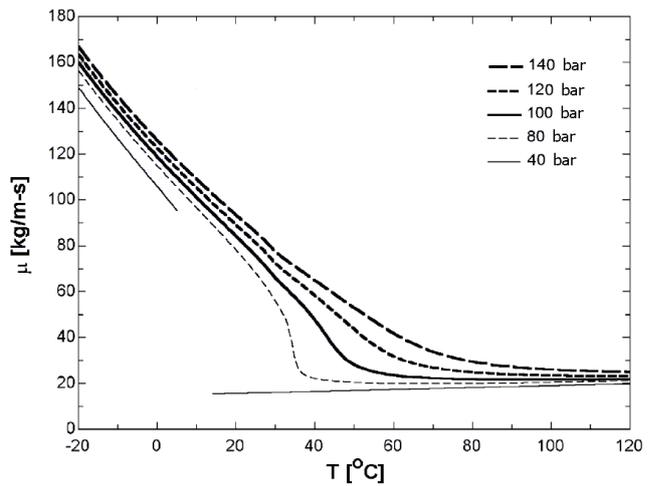


Figura 8: Viscosidad dinámica del CO₂ frente a temperatura y presión

(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Una conductividad térmica elevada siempre favorece un coeficiente de transferencia de calor superior, independientemente del flujo considerado (monofásico o bifásico). Del mismo modo, la viscosidad y su ratio (entre líquido y vapor) influyen en el comportamiento del flujo, la transferencia de calor en flujo bifásico y la caída de presión. Como los niveles de presión representados son supercríticos las figuras evidencian unas variaciones más acentuadas en las proximidades de los puntos pseudo-críticos. Si se compara con el R134a a 0 °C el dióxido de carbono líquido presenta una viscosidad un 40% mayor al tiempo que la viscosidad del vapor es muy semejante. Distinto es la conductividad térmica: a 0 °C la conductividad térmica del dióxido de carbono líquido es un 20% mayor que la del R134a mientras que en el estado vapor es un 40% mayor.

Otro parámetro importante en la transferencia de calor es el número de Prandtl, número adimensional que cuantifica el espesor relativo entre las capas límite de momento y térmica; de modo que un valor pequeño indica que la conducción de calor es más eficaz que la convección. Al igual que el calor específico a presión constante los máximos relativos del número de Prandtl se alcanzan en los respectivos puntos pseudo-críticos. Sin embargo, tal y como se recoge en la Figura 9, la influencia de la temperatura en el número de Prandtl depende de la presión: por encima de los 60 °C este parámetro crece con la presión mientras que por debajo de los 30 °C disminuye con ella. Dependiendo de la temperatura y presión de trabajo el número de Prandtl puede ocasionar variaciones en el coeficiente de transferencia de calor de una magnitud considerable [2].

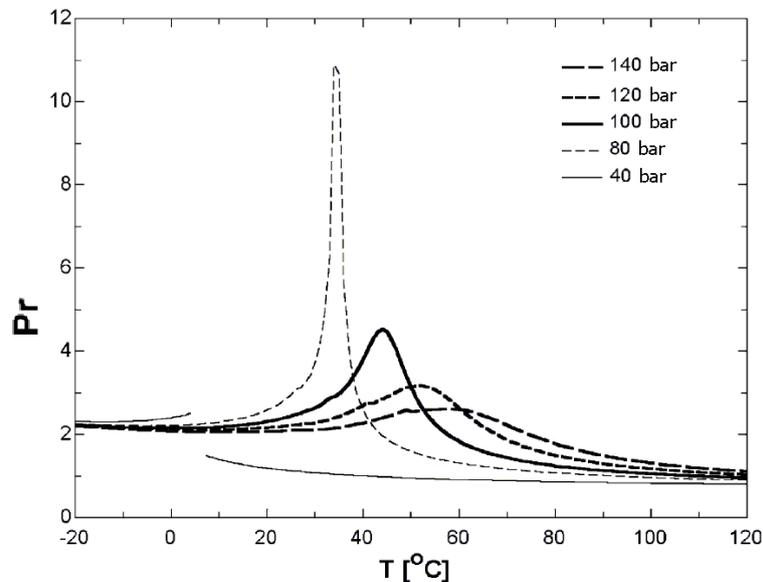


Figura 9: Número de Prandtl del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

2.2.4 – Propiedades químicas

Este capítulo concluye con una breve descripción de las propiedades químicas del dióxido de carbono. En primer lugar decir que esta sustancia es un gas inodoro, incoloro, ligeramente ácido, no inflamable, apenas tóxico y prácticamente inerte con los metales; por lo que posibles reacciones químicas con los materiales constituyentes de los equipos (acero, aluminio, cobre, bronce, latón) no serán un problema a considerar. Mientras que la neutralidad del dióxido de carbono con metales está garantizada su neutralidad con polímeros o el propio lubricante del compresor es más difícil de valorar ya que ésta depende de las condiciones de operación. Con respecto a los polímeros la solubilidad y difusividad que presenta el dióxido de carbono favorece tanto fenómenos de hinchamiento como generación de cavidades y fracturas internas, defectos que debilitan la estructura de estos materiales y se acentúan conforme la presión y temperatura de trabajo aumenta [1].

La interacción y estabilidad del dióxido de carbono con el lubricante se analiza con un poco más de cuidado por su transcendencia en el funcionamiento del ciclo. Dentro del ciclo lubricante y refrigerante están mezclados, así que para garantizar un correcto retorno del lubricante al cárter del equipo éste tiene que ser miscible con el fluido refrigerante para evitar su deposición en el interior de otros equipos (evaporador, enfriador de gas, etc.), lastrando sus prestaciones y su fiabilidad. Para temperaturas superiores a 5 °C cualquier lubricante del mercado ya es más denso que el dióxido de carbono. Sin embargo, la miscibilidad del lubricante en esta sustancia es más restrictiva

ya que el dióxido de carbono sólo es parcialmente miscible en los poli-alquil-glicoles (PAGs) y totalmente miscible en los poli-ol-ésteres (POEs); ambos lubricantes sintéticos que se comparan brevemente en la Tabla 2 [18].

	PAG	POE
Carácter miscible	Bajo	Alto
Hidrólisis con el agua	Bajo	Alto
Separación del lubricante	Precisa de sistemas de separación altamente eficientes	Procedimientos similares a los usados en HFCs
Desventaja	Requerimientos específicos para su separación	Solubilidad en el agua, capaz de degradar el lubricante

Tabla 2: Lubricantes compatibles con el dióxido de carbono

Las presiones elevadas con las que opera el ciclo incrementan las cargas sobre los cojinetes del compresor, que unido al carácter solvente del dióxido de carbono favorece el desgaste acelerado del lubricante así como posibles problemas de generación de espuma. Aunque al principio se ha citado que el dióxido de carbono es prácticamente inerte, en realidad puede reaccionar con el agua presente en el lubricante para formar ácido carbónico, ácido que aceleraría procesos de hidrólisis acortando la vida útil de la instalación.

2.3. – EL CICLO DE DIÓXIDO DE CARBONO

Tras valorar las propiedades del dióxido de carbono como refrigerante toca describir cómo se constituye su ciclo frigorífico. El presente capítulo busca en primer lugar analizar las singularidades que introduce el uso del dióxido de carbono para a continuación resumir las modificaciones que permiten adaptar su uso a un sistema de refrigeración orientado al sector de la automoción.

2.3.1 – Fundamento del ciclo transcrito

El objetivo perseguido por todo sistema de refrigeración es enfriar el aire presente en un recinto que está a una temperatura inferior a la de su entorno, a la par de controlar el grado de humedad, la calidad del aire y la circulación de éste dentro del recinto. Habitualmente este fin se consigue mediante la recirculación del aire caliente y húmedo del habitáculo al hacerlo pasar por un dispositivo físico que lo enfríe, lo deshumidifique y regule su velocidad. El núcleo de este dispositivo físico está determinado por cuatro equipos fundamentales: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión; cuatro equipos que conforman un circuito cerrado a través del cual fluye una sustancia de trabajo denominada refrigerante. Estos elementos constituyen el conocido ciclo de compresión de vapor, esquematizado en la Figura 10.

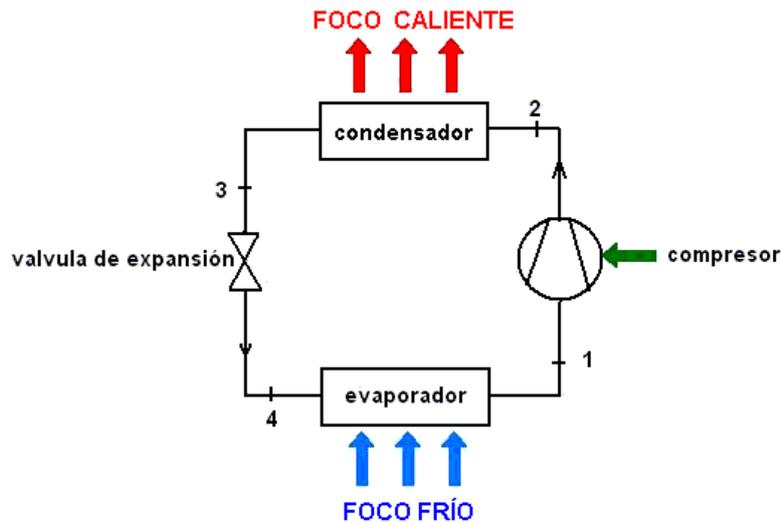


Figura 10: Esquema básico del ciclo de refrigeración

Si todos los sistemas de refrigeración funcionan bajo el mismo principio, ¿qué es lo que diferencia al dióxido de carbono de otros refrigerantes? La respuesta a esta cuestión está en las propiedades del punto crítico. Para que exista transferencia de calor entre el condensador y el ambiente hay que garantizar un gradiente de temperatura adecuado, de modo que la temperatura del refrigerante sea superior a la ambiental. Ahora bien, si la temperatura del refrigerante en el condensador es superior a su temperatura crítica la cesión de calor no puede efectuarse mediante un cambio de fase (condensación) puesto que la sustancia se encuentra en la región supercrítica donde las fases líquido y gas no coexisten. En esta situación la cesión de calor al ambiente sólo puede realizarse a través de un enfriamiento sensible de gas. Por esta razón, en un ciclo que utiliza un fluido supercrítico como refrigerante el equipo donde se cede el calor al ambiente no se denomina condensador (para no dar a entender que el refrigerante cede calor cambiando de fase –condensando–) sino que pasa a llamarse enfriador de gas, o en terminología inglesa *gas cooler*. Un equipo que opera a una presión prácticamente constante (salvo pérdidas de carga), superior a la crítica y donde el gas disminuye su temperatura.

De este modo la cesión de calor se efectúa en condiciones supercríticas (al tener que asegurar un gradiente de temperatura adecuado en el enfriador la presión y temperatura del dióxido de carbono serán en la gran mayoría de situaciones superiores a las del punto crítico) mientras que la absorción de calor ocurre en condiciones subcríticas (con una temperatura y presión inferiores a las del punto crítico). Esta diferenciación en el proceso de cesión de calor da nombre al ciclo de refrigeración de estudio: ciclo transcrito de dióxido de carbono. Aunque existen ciclos de dióxido de

carbono en los cuales la cesión de calor se efectúa en condiciones subcríticas (los denominados ciclos subcríticos en los que hay condensación de dióxido de carbono), cuando la temperatura ambiente es moderada o elevada la cesión de calor debe llevarse a cabo obligatoriamente a través de un enfriamiento sensible en condiciones supercríticas; por lo que el ciclo transcrito será el analizado en este Proyecto.

Con la definición de este ciclo el siguiente paso es analizar otras diferencias entre un ciclo convencional (que utiliza por ejemplo R134a) y uno transcrito de dióxido de carbono a parte de la diferenciación en la forma de ceder calor al ambiente. Con este fin se representan en la Figura 11 el diagrama Temperatura – Entropía de un ciclo genérico con cada refrigerante, diagramas que guardan la misma escala en temperatura y entropía con la idea de garantizar una correcta comparación:

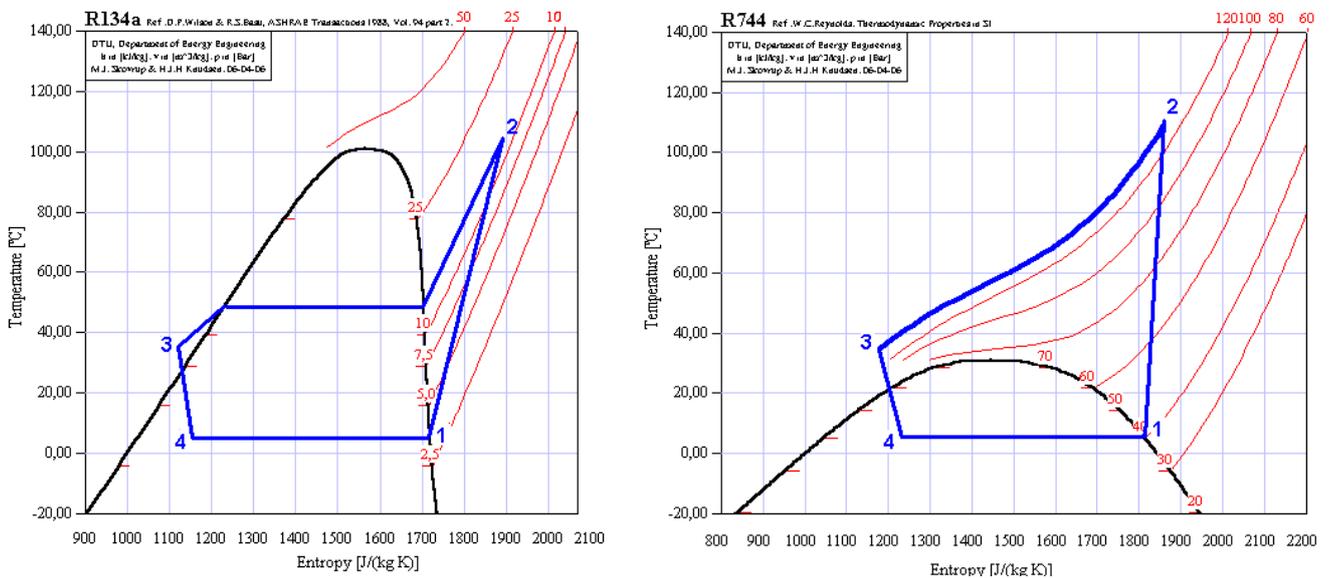


Figura 11: Representación de dos ciclos frigoríficos en un diagrama T – s: R-134a (izquierda) y CO₂ (derecha)

En un ciclo convencional la entalpía del refrigerante a la salida del condensador (punto 3) es únicamente función de la temperatura, ya que en un proceso de cambio de fase presión y temperatura están inequívocamente ligadas. Sin embargo en uno transcrito, al no existir condiciones de saturación, la presión a la salida del enfriador es independiente de la temperatura por lo que ambos parámetros determinan la entalpía de salida. De hecho, el posterior diagrama Presión – Entalpía de la Figura 12 refleja como en el dióxido de carbono las isothermas adquieren una notable horizontalidad en las cercanías del punto crítico.

La independencia entre presión y temperatura en la región supercrítica otorga la posibilidad de regular la presión de descarga del compresor, ya que la presión a la entrada de la válvula de expansión (idéntica a la de descarga salvo pérdidas de carga en

enfriador y conductos) fija la entalpía a la entrada del evaporador y determina la potencia frigorífica y la eficiencia del ciclo; parámetro último definido como cociente entre la potencia frigorífica y la potencia consumida por el compresor, que en última instancia también depende de la presión de descarga. Para un ciclo convencional la eficiencia disminuye con la presión de descarga (el incremento obtenido en potencia frigorífica es ínfimo en comparación con el incremento asociado al consumo del compresor), mientras que en un ciclo transcrito el comportamiento es totalmente distinto. Los diagramas Presión – Entalpía de la Figura 12 tratan de reflejar para cada ciclo la influencia de la presión de descarga sobre la capacidad frigorífica Q_{EV} y el trabajo de compresión W .

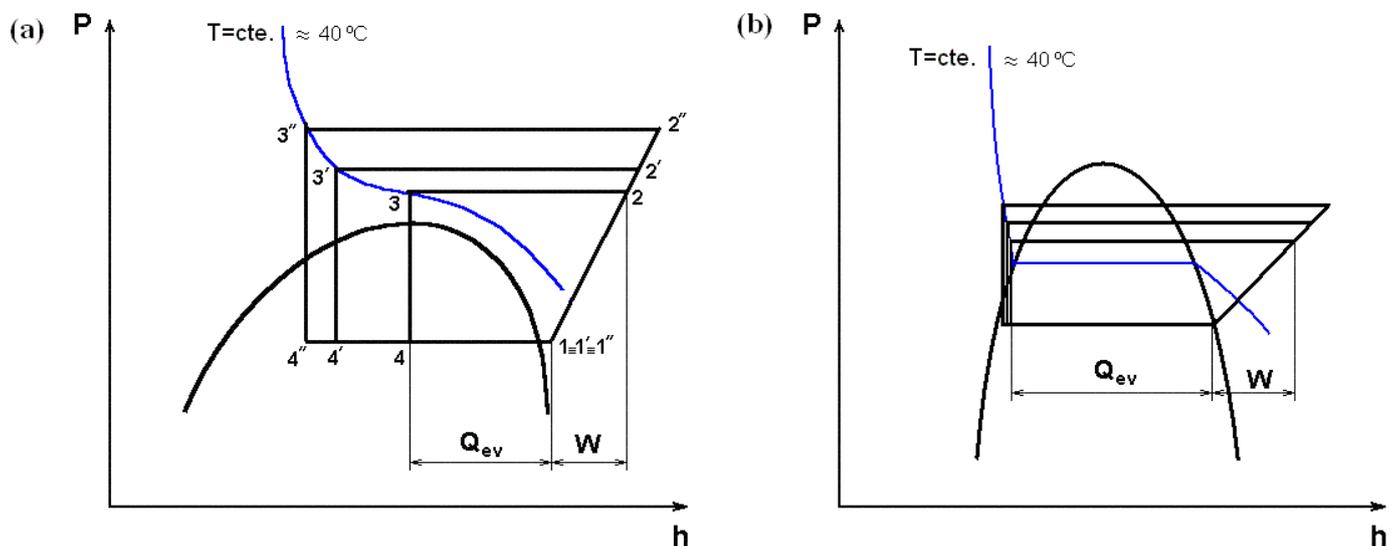


Figura 12: Influencia de la presión de descarga en el diagrama P – h: en un ciclo transcrito (figura a) y en un ciclo convencional (figura b)

Para el presente análisis se fija la temperatura a la salida del evaporador, el título a la salida del evaporador (en el ciclo convencional) o el sobrecalentamiento existente (en el ciclo transcrito) y como temperatura de salida del refrigerante tras el proceso de cesión de calor el mínimo valor posible que es la temperatura ambiente (fijada en unos 40°C). Con estas premisas la única variable libre en el análisis es la presión de descarga del compresor, ya que al fijar temperatura y título a la salida del evaporador (o temperatura y sobrecalentamiento en el caso del ciclo transcrito) la entalpía a la salida del equipo (punto 1) no puede variar. Analizando el ciclo transcrito, al ser la temperatura crítica de 31.1°C la isoterma que representa la temperatura ambiente se sitúa por encima del punto crítico y no es vertical en la región de descarga del enfriador de gas tal y como ocurre en el ciclo convencional en la zona del condensador. Al aumentar la presión de descarga del compresor (punto 2) la salida del enfriador (punto

3) se tiene que desplazar hacia a la izquierda para poder cumplir la hipótesis de enfriar el dióxido de carbono hasta la temperatura ambiente. De este modo la salida de la válvula de expansión (punto 4) también se desplaza hacia la izquierda pero conservando siempre su verticalidad con respecto a 3 (como siempre la válvula se considera isoentálpica). Una gran diferencia, citada con anterioridad, que presenta el ciclo convencional con respecto al transcrito es la verticalidad de la isoterma de temperatura ambiente en la región de descarga del condensador y su paso por debajo de la línea de saturación. Esta verticalidad hace que al fijar la temperatura de salida del condensador el valor de entalpía apenas varíe al modificar la presión de descarga.

Si la entalpía del punto 2 se incrementa a consecuencia de aumentar la presión de descarga, tanto el trabajo de compresión (representado como la diferencia de entalpías entre los estados 2 y 1) como la capacidad frigorífica (diferencia de entalpías entre los estados 1 y 4) aumentan. Mientras que en el ciclo convencional el aumento de la presión genera un mayor aumento de trabajo de compresión que de potencia frigorífica (por lo que disminuye la eficiencia) en el ciclo transcrito ocurre lo contrario: al aumentar la presión de descarga la capacidad frigorífica crece más rápido que el trabajo de compresión, por lo que la eficiencia se incrementa. Sin embargo existe un nivel de presión a la cual esta eficiencia alcanza un valor máximo ya que la isoterma de cesión de calor comienza a adquirir mayor verticalidad, por lo que a partir de esta presión el incremento del trabajo de compresión pasa a ser superior al de capacidad frigorífica y la eficiencia del ciclo decae. Aunque en teoría la potencia frigorífica podría incrementarse hasta que la isoterma de cesión de calor se convierta en una vertical, en la práctica también existe una presión de descarga límite, superior al valor que maximiza la eficiencia, a partir de la cual la capacidad frigorífica disminuye a consecuencia de pérdidas de rendimiento volumétrico en el compresor.

Esta influencia de la presión de descarga sobre la capacidad frigorífica, el trabajo de compresión y la eficiencia se ha representado en la Figura 13 para dos temperaturas distintas de salida del dióxido de carbono del enfriador de gas. Aunque en un ciclo real esta temperatura de salida puede variar al modificar la capacidad frigorífica para el análisis actual se ha considerado constante [2]:

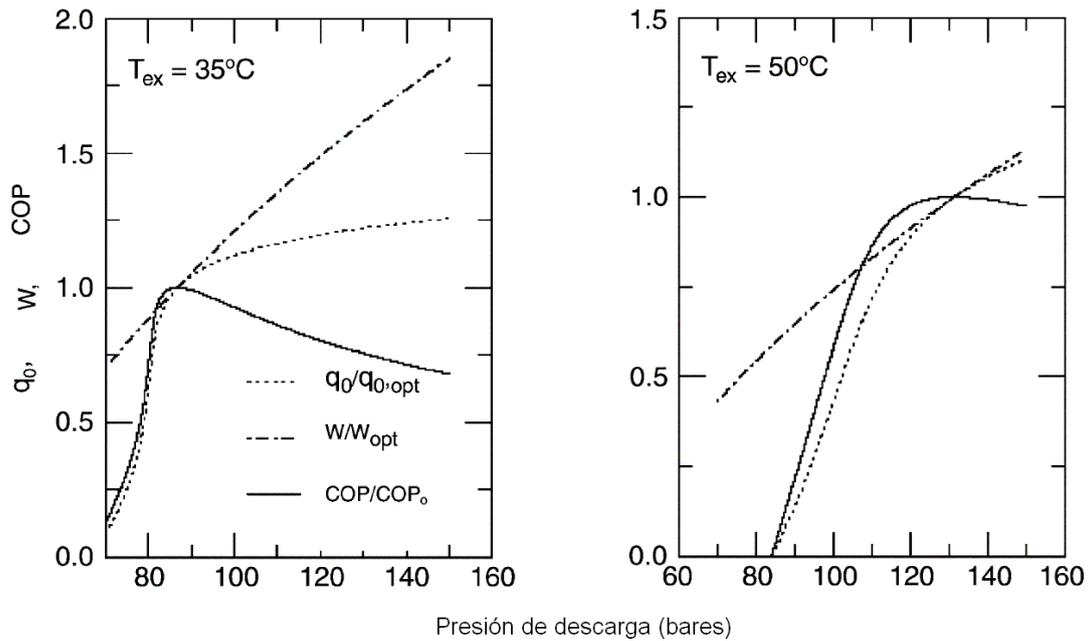


Figura 13: Influencia de la presión de descarga en la capacidad frigorífica (q_0), el trabajo de compresión (W) y la eficiencia (COP) a dos temperaturas de salida ($35^{\circ}C$ y $50^{\circ}C$). Las curvas están normalizadas, la temperatura de evaporación es de $5^{\circ}C$ y la compresión se ha considerado isoentrópica (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems*)

Al fijar las condiciones de cesión de calor existe una presión óptima de descarga del compresor para la cual la eficiencia del ciclo transcrito es máxima, una presión que aumenta conforme se incrementa la temperatura de salida del enfriador de gas. La Figura 13 refleja la necesidad de disponer en todo ciclo transcrito de un buen sistema de regulación de la presión de alta.

Este análisis teórico finaliza con una valoración cualitativa de las pérdidas termodinámicas que presenta el ciclo transcrito de dióxido de carbono en comparación con uno convencional de R134a. La Figura 14 representa dos ciclos distintos que comparten la misma temperatura de evaporación y de salida del refrigerante tras la cesión de calor [2]:

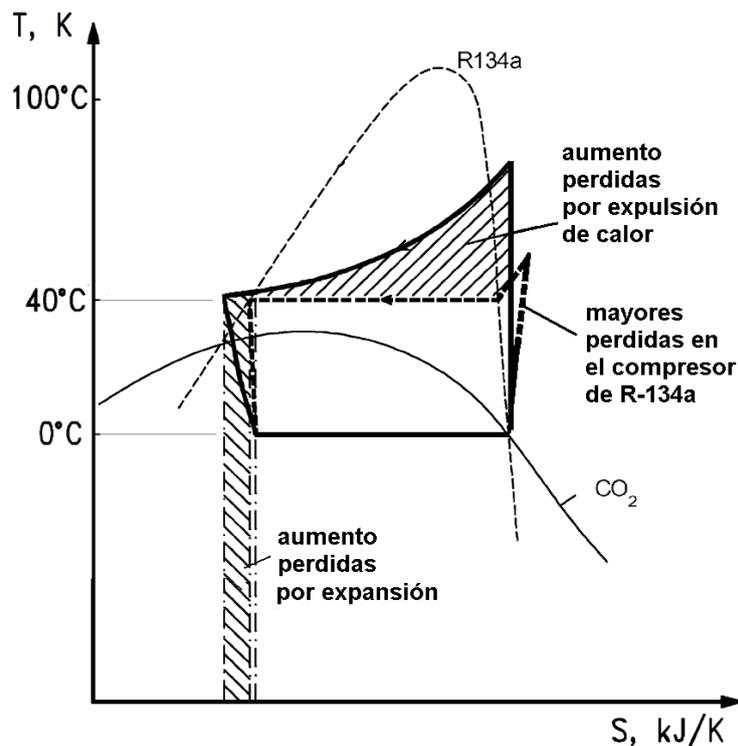


Figura 14: Pérdidas termodinámicas de un ciclo transcrito de CO_2 en relación a un ciclo convencional de R-134a

(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems*)

La mayor temperatura media de cesión de calor en el ciclo transcrito es la responsable de una mayor pérdida exergética durante el proceso de cesión de calor al foco caliente. Así mismo, la menor tensión superficial del dióxido de carbono contribuye a mayores pérdidas exergéticas en el proceso de expansión. Estas dos pérdidas generan un mayor trabajo de compresión en el ciclo transcrito. Aunque la mejora en el rendimiento isoentrópico y volumétrico de los compresores de dióxido de carbono permiten reducir las pérdidas asociadas al proceso de compresión, esta reducción no puede compensar el incremento en la exergía destruida que presenta el ciclo transcrito en comparación con uno convencional.

Para concluir este apartado se presenta la Figura 15, la cual muestra la disposición típica de los componentes que integran el ciclo transcrito de dióxido de carbono enfocado a la refrigeración del interior de un automóvil y que sirve de base para describir con brevedad el recorrido de esta sustancia a lo largo de los equipos. En el Anexo 4 se recoge una descripción más elaborada y detallada de todos estos componentes.

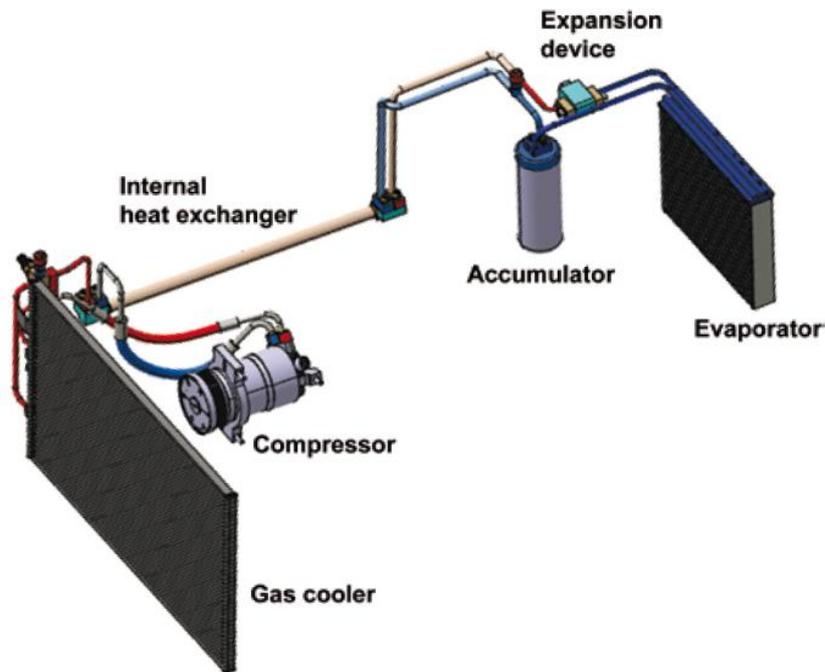


Figura 15: Componentes de un sistema de refrigeración de automoción basado en el ciclo transcrito de CO₂
(Fuente: Behr GmbH & Co.)

El dióxido de carbono abandona el compresor (*compressor*) a presión y temperatura elevada para llegar al enfriador de gas (*gas cooler*), el intercambiador situado en el lado de alta donde el refrigerante cede calor al ambiente a través de un enfriamiento sensible. Tras el proceso de cesión de calor el dióxido de carbono atraviesa el intercambiador interno (*internal heat exchanger*). En este dispositivo la corriente que abandona el enfriador se subenfriá unos grados al enfrentarse con la corriente que abandona el evaporador, un enfrentamiento que tiene por objetivo incrementar la eficiencia del sistema. La corriente subenfriada llega a la válvula de expansión (*expansion device*) donde la presión disminuye para adaptarse a la presente en el lado de baja. En este lado se sitúa el evaporador (*evaporator*) donde el dióxido de carbono cambia de fase al absorber el calor que contiene el aire caliente del recinto, pasando de mezcla bifásica al comienzo de este equipo a vapor ligeramente sobrecalentado a su salida. Tras abandonar el intercambiador esta corriente atraviesa el intercambiador interno, donde se recalienta aun más a consecuencia del subenfriamiento en la corriente que abandona el enfriador. Al final el dióxido de carbono llega al compresor listo para volver a repetir el ciclo.

2.3.2 – Regulación del ciclo transcrito

Como se ha citado en el apartado anterior la regulación de la presión en el enfriador de gas es una cuestión primordial ya que repercute en la eficiencia del ciclo.

Todo ciclo que utiliza dióxido de carbono tiene que ser capaz de operar tanto en condiciones subcríticas como supercríticas, aunque en la gran mayoría de ocasiones serán supercríticas. En el caso de operación subcrítica la regulación de la presión de alta es sencilla puesto que la temperatura de condensación impondrá su valor. Sin embargo, ¿cómo se regula en condiciones supercríticas la presión de alta, cuando está no presenta relación alguna con la temperatura existente en el enfriador? En esta situación la presión de alta se fija a través de la relación establecida entre la carga de refrigerante, el volumen interno y la temperatura; ya que estas tres variables constituyen una ecuación de estado capaz de determinar el resto de propiedades termodinámicas (presión, entalpía, etc.) [2].

En el sector del automóvil el esquema de regulación de la presión de alta predominante para un ciclo transcrito es a través de la carga de refrigerante, esquema que exige disponer de un elemento de control capaz de modificar momentáneamente el flujo de refrigerante entre la salida del compresor y la entrada a la válvula de expansión (es decir, el flujo que alberga el enfriador de gas). Como el ciclo opera en estado estacionario la carga total de refrigerante no puede variar con el tiempo, así que es imprescindible la presencia de un depósito acumulador capaz de absorber estas variaciones del flujo en el enfriador a consecuencia del actuador con la finalidad de no sobrealimentar o secar el evaporador. La Figura 16 esquematiza la disposición típica de los elementos anteriores en un ciclo transcrito: el depósito acumulador entre el evaporador y el intercambiador interno y el dispositivo de control actuando sobre la válvula de expansión [1].

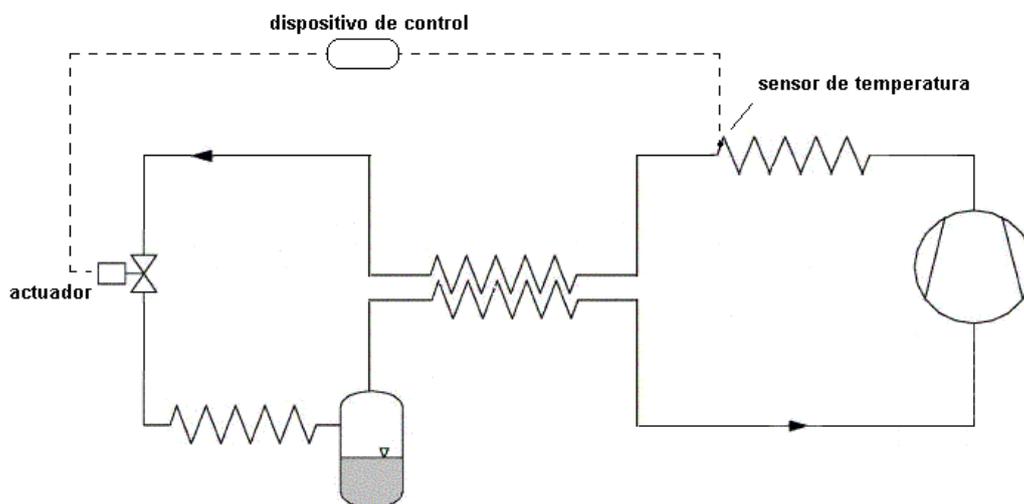


Figura 16: Esquema de regulación de la presión de alta en base a la variación de la carga de refrigerante

Como se acaba de explicar el control de la presión de alta se efectúa a través de la válvula de expansión, modificando momentáneamente el flujo másico entre compresor y válvula. Al reducir momentáneamente el flujo que atraviesa la válvula de expansión se genera una acumulación temporal de refrigerante en el lado de alta presión, por lo que ésta tiene que incrementarse para poder establecer un nuevo equilibrio entre el flujo que abandona el compresor y el flujo que entra a la válvula. Este pulso a consecuencia del incremento de presión hace disminuir el nivel de refrigerante existente en el depósito acumulador con el fin de evitar un hipotético secado del evaporador. Y a la inversa: al favorecer al flujo a atravesar la válvula reduce momentáneamente la carga de refrigerante en el lado de alta, por lo que la presión disminuye reduce y el nivel de refrigerante en el acumulador aumenta al depositarse refrigerante.

El control de la apertura de la válvula se realiza electrónicamente mediante una Unidad de Control Electrónica (*ECU*), que a través de la información recibida por múltiples sensores regula tanto su respuesta como la de otros componentes del ciclo. La Figura 17 simplifica la constitución de este esquema de control:

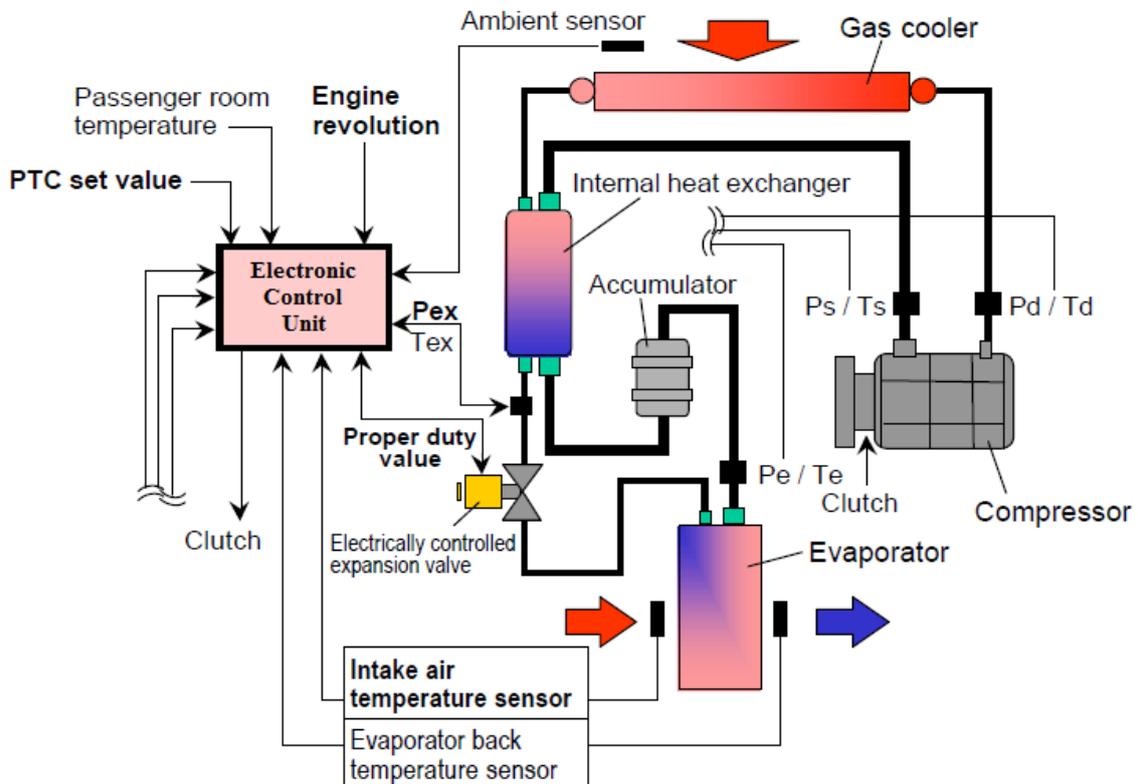


Figura 17: Disposición del esquema de control de un ciclo transcrítico
(Fuente: CalsonicKansei Corporation)

Este esquema consta de distintos sensores que recogen las revoluciones del motor, la temperatura del aire en el interior del habitáculo, en el entorno y en entrada / salida del evaporador y los estados del dióxido de carbono (presión y temperatura) en puntos característicos del ciclo. Toda esta información se pasa a la *ECU*, la unidad de control lógica que determina las condiciones de operación del sistema: potencia frigorífica, presión en el enfriador, flujo de refrigerante, flujo de aire al interior del vehículo, etc. Estos parámetros se regulan, o a través de la apertura de la válvula de expansión mediante una señal eléctrica o a través de las revoluciones de los componentes dinámicos del sistema: el compresor (regulando por ejemplo la inclinación del plato oscilante) y los ventiladores que impulsan el aire al interior del habitáculo.

3. – DESARROLLO DEL MODELO NUMÉRICO

El objetivo del proyecto es el desarrollo de un modelo numérico capaz de describir el estado termodinámico del dióxido de carbono a lo largo de un ciclo orientado a la refrigeración del interior de un automóvil. En esta sección se detalla la constitución de dicho modelo citando las ecuaciones utilizadas.

Este modelo resuelve el estado estacionario del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa, el cual consta de los siguientes equipos: compresor, enfriador de gas, intercambiador interno, válvula de expansión y evaporador. Aunque todo ciclo transcrito precisa de un depósito acumulador para regular la presión de alta es un equipo que no desempeña ningún papel energético relevante (ni recibe trabajo, ni intercambia calor, ni las propiedades del dióxido de carbono cambia considerablemente tras su paso); tan sólo actúa como un reservorio de refrigerante que absorbe los transitorios del ciclo. Por esta razón no se tendrá en cuenta este equipo en la elaboración del modelo. Este modelo se realiza a través del programa EES (*Engineering Equation Solver*) [19], un software de resolución numérica de ecuaciones que gracias a sus librerías de propiedades termodinámicas y termofísicas permite la simulación de multitud de sistemas, la realización de estudios paramétricos y la optimización de operaciones.

3.1. – CONSTITUCIÓN DEL MODELO

En primer lugar se expone el flujo de información que atraviesa el modelo, de cómo a partir de unas variables de entrada éste utiliza sus recursos para determinar unos resultados de interés. Este diagrama, representado en la Figura 18, sirve de guía para la redacción del presente capítulo:

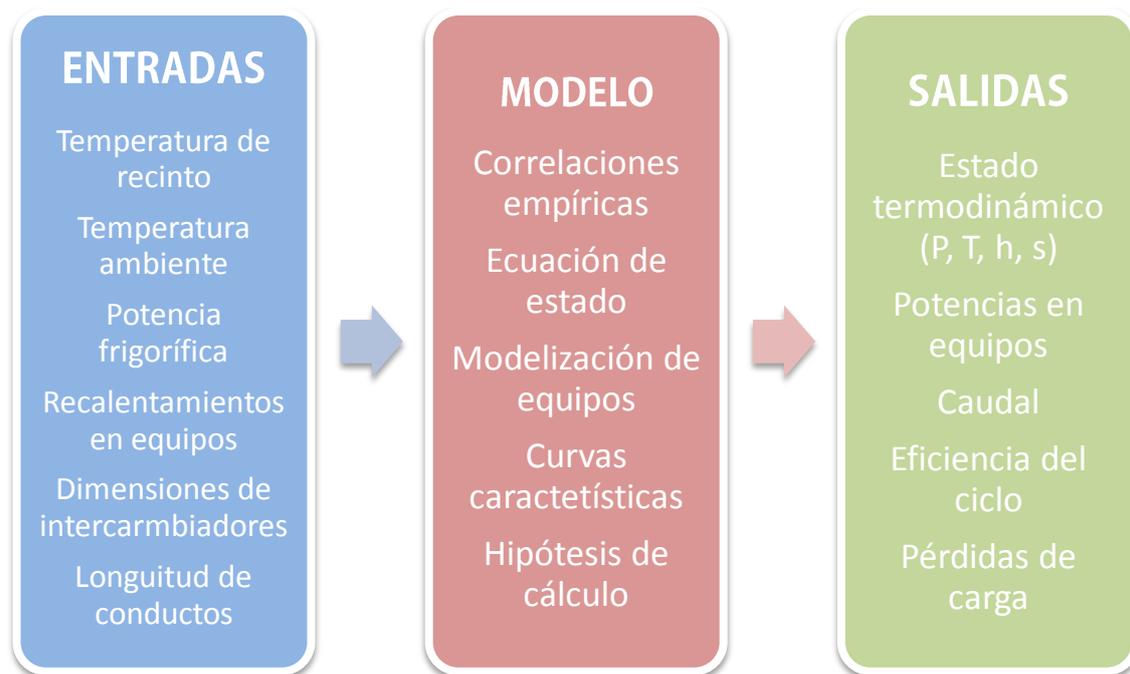


Figura 18: Flujo de información en el modelo

3.1.1 – Variables de entrada

El modelo requiere de la siguiente información para su ejecución, información referida al punto de operación del sistema y la configuración constructiva de los equipos:

- **Temperatura del recinto:** A través de este parámetro se define el foco frío del sistema. Diversos estudios sitúan la temperatura de confort del habitáculo para la práctica de la conducción entre los 18 y 22 °C.
- **Temperatura ambiente:** Como en la inmensa mayoría de situaciones se considera al ambiente como sumidero de calor, un sumidero cuya temperatura permanecerá constante ante cualquier intercambio de calor (ya que como buen foco térmico presenta una capacidad calorífica prácticamente infinita). Con dicha premisa se toma esta temperatura como la temperatura de entrada del aire al enfriador de gas.
- **Potencia frigorífica:** Parámetro que engloba las necesidades de refrigeración en el interior del automóvil, un calor que se evacuará en el evaporador. En aplicaciones automovilísticas esta potencia suele oscilar entre los 5 y 10 kW.
- **Grado de recalentamiento en equipos:** Esta variable hace referencia tanto al evaporador como al conjunto de canalizaciones. Con el fin de asegurar un correcto funcionamiento del evaporador y compresor es recomendable fijar un

pequeño recalentamiento de entre 3 y 7 °C a la salida de dicho equipo. Aunque lo habitual es fijar este pequeño sobrecalentamiento por las ventajas que introduce también se puede imponer al evaporador la ausencia de recalentamiento, seleccionando en tal caso el título de refrigerante a la salida del equipo. Por defecto este valor es la unidad (vapor saturado) pero puede reducirse ligeramente. En cuanto a las canalizaciones se considera un pequeño recalentamiento (no útil) en la línea que une el evaporador con el intercambiador interno a consecuencia de su proximidad al evaporador y la corriente de aire caliente que llega a éste. El resto de líneas se consideran por defecto perfectamente aisladas, por lo que su recalentamiento es nulo. Aunque por supuesto son variables susceptibles de ser modificadas.

- **Dimensiones de equipos:** Hace referencia tanto a las dimensiones geométricas de los componentes fundamentales (evaporador, intercambiador interno, compresor y enfriador de gas) como a la longitud de las canalizaciones. Las dimensiones de los equipos fundamentales están fijadas en el código del modelo, por lo que no son variables que se pueden modificar a través de la interfaz (las razones de esta decisión se explican al final del capítulo); mientras que la longitud de las líneas sí se puede modificar, aunque tan sólo influirá en el cálculo de las pérdidas de carga.

3.1.2 – Desarrollo del modelo: Transferencia de calor

Con estas variables de entrada el modelo es capaz de obtener unos resultados de interés a través de una serie de algoritmos. Este apartado detalla la elaboración de dicho modelo numérico.

1 – Planteamiento del modelo:

El modelo enlaza la termodinámica y la transferencia de calor para resolver en cada equipo que constituye el ciclo un balance energético. Su resolución permite cuantificar la potencia intercambiada por equipo y determinar las temperaturas presentes en cada corriente de fluido. Para cada intercambiador (evaporador, intercambiador interno, enfriador de gas) el balance anterior, considerando operación en estado estacionario e ignorando variaciones de energía cinética y potencial, queda definido por la siguiente ecuación:

$$Q_{HX} = m_{CO_2} \Delta h_{HX} = U_{HX} A_{HX} \Delta T_{HX} \quad (3.1)$$

donde m_{CO_2} es el caudal de refrigerante, Δh_{HX} la diferencia de entalpías, U_{HX} el coeficiente global de transferencia de calor, A_{HX} el área de transferencia de calor y ΔT_{HX} la diferencia de temperaturas que presenta el equipo. Al observar esta expresión es importante que la ecuación de estado utilizada para el cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante sea válida, ya que a partir de las temperaturas recogidas en el término ΔT_{HX} se deberá cuantificar la diferencia de entalpías Δh_{HX} . Para el dióxido de carbono el *EES* hace uso de la ecuación de estado desarrollada por Span y Wagner [2].

La transferencia de calor juega un papel muy importante dentro del modelo, pues define la cinética con la que se desarrolla cada proceso. Para ello es fundamental una correcta definición de las áreas de transferencia de calor de cada equipo. Como éstas dependen de parámetros geométricos (longitud, altura, profundidad, etc.) una primera hipótesis adoptada es la definición previa de todas las dimensiones geométrías que constituyen dichas áreas, necesarias para la resolución de los balances energéticos.

Aparte de estas áreas es imprescindible una correcta determinación del coeficiente global de transferencia de calor en cada intercambiador. De manera genérica para cualquier intercambiador se presenta la ecuación que relaciona este coeficiente U con los coeficientes que definen la transferencia de calor en los fluidos que atraviesan el equipo:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{cond} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3.2)$$

donde h_i y h_e expresan los coeficientes de convección de los fluidos que circulan por la cara interna y externa del intercambiador, A_i y A_e son las respectivas áreas de contacto y R_{cond} es la resistencia térmica de conducción del equipo, generalmente despreciable a consecuencia del material que lo conforma (aluminio).

Estos coeficientes h_i y h_e se determinan a través de una serie de correlaciones empíricas que se detallan en sucesivos puntos de este apartado, ya que en función del intercambiador analizado (enfriador de gas, intercambiador interno y evaporador) las correlaciones utilizadas son muy distintas.

Aparte de estas correlaciones que permiten delimitar el balance energético en cada equipo el modelo también utiliza una correlación empírica para determinar en el enfriador de gas el nivel de presión que maximiza la eficiencia del sistema (ya que en el ciclo transcrito la presión del enfriador y su temperatura son variables independientes) y correlaciones para estimar las caídas de presión en el ciclo, tanto en líneas como en intercambiadores.

2 – Transferencia de calor en el enfriador de gas:

En este intercambiador se lleva a cabo una transferencia de calor gas – gas puesto que las corrientes que lo atraviesan, dióxido de carbono y aire, se encuentran en fase gaseosa. Teniendo en cuenta la Ecuación 3.2 para este equipo en concreto el término h_e representa el coeficiente de convección del aire (que fluye por el exterior del equipo) y el término h_i el coeficiente de convección del dióxido de carbono (que fluye por el interior). Las correlaciones que permiten estimar estos dos coeficientes son las siguientes:

Coefficiente de convección en el lado aire

El coeficiente de convección en el lado aire (representado por h_e en el enfriador de gas) se cuantifica a través de la correlación desarrollada por Kim y Bullard [3], que toma en consideración la geometría de las aletas que constituyen el intercambiador y el grado de humedad del aire. Este coeficiente se presenta de forma adimensional a través del parámetro j definido por la Ecuación 3.3:

$$j = \frac{h_e}{\rho V_c C_p} Pr^{2/3} \quad (3.3)$$

donde ρ , C_p , Pr son la densidad, calor específico y número de Prandtl del aire (calculados todos a una temperatura media) y V_c la velocidad del flujo de aire que incide sobre el equipo.

Este coeficiente j se determina a partir del número de Reynolds y depende de la humedad del aire, pues si la superficie se considera seca se usa una correlación para hallar j y si es mojada otra. La relación entre j y el número de Reynolds queda establecida en la Ecuación 3.4:

$$j = Re_{L_p}^n \prod_{i=1}^7 \lambda_i \quad (3.4)$$

donde el multiplicador \prod recoge el producto de 7 factores de corrección λ_i impuestos por la geometría de las aletas y n es un exponente dependiente de si la correlación es para pared seca o húmeda. Esta ecuación recoge de forma genérica la relación entre j con la geometría y la humedad del aire para facilitar su explicación. Cuando esta descripción finalice se expondrá la expresión completa que permite su determinación.

Como dimensión característica para el cálculo del número de Reynolds se toma la separación entre rendijas de una misma aleta L_p , por lo que este número adimensional se determina como:

$$Re_{L_p} = \frac{\rho V_c L_p}{\mu} \quad (3.5)$$

donde μ es la viscosidad dinámica del aire.

También se tiene en cuenta esta longitud característica L_p para el cálculo de los factores correctores λ_i , adquiriendo la siguiente expresión genérica:

$$\lambda_i = \left(\frac{X_i}{L_p} \right)^{m_i} \quad (3.6)$$

donde X_i son otras dimensiones características de las aletas (altura, espesor...) y m_i exponentes que dependen de si la correlación es para pared seca o mojada

El criterio utilizado para discernir si la pared se considera seca o mojada es la temperatura de rocío, variable determinada a partir de la temperatura (seca) del ambiente y el grado de humedad. Si la temperatura de la pared del intercambiador es mayor que la temperatura de rocío la correlación a utilizar será la de pared seca. En cambio, si es menor la humedad del aire condensará sobre la superficie y por tanto la correlación a usar será la de pared mojada. La estimación de la temperatura de pared T_w introduce dos nuevas hipótesis de cálculo:

- La resistencia térmica de conducción del intercambiador es despreciable frente al resto, por lo que la temperatura de pared en el lado refrigerante y la temperatura de pared en el lado aire serán iguales.
- La temperatura de pared se mantiene constante a lo largo del intercambiador. Con esta hipótesis se presenta la ecuación que permite estimar su valor:

$$Q_{HX} = h_e A_e \eta_e (T_w - T_{air}) \quad (3.7)$$

donde Q_{HX} es la potencia que cede el enfriador, h_e el coeficiente de convección en el lado aire, A_e el área de transferencia de calor en el lado aire, η_e el rendimiento que introduce la presencia de aletas, T_w la temperatura de pared y T_{air} la temperatura de la corriente de aire expresada como un valor medio entre la entrada y salida al intercambiador.

Tras esta descripción se exponen las fórmulas que permiten determinar el coeficiente adimensional j , la primera para pared seca y la segunda para pared mojada:

$$j = Re_{L_p}^{-0.487} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.13} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.235} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (3.8)$$

$$j = Re_{L_p}^{-0.512} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.171} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.245} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (3.9)$$

donde L_p es el espaciado entre rendijas, L_α el ángulo que forman las rendijas de cada aleta (en grados), F_p el espaciado entre aletas, H la altura de la aleta, F_d la profundidad de la aleta, L_l la longitud de la rendija, T_p la suma entre altura de la aleta y espesor del tubo microcanal y δ_f el espesor de la aleta.

Coefficiente de convección en el dióxido de carbono

El coeficiente de convección del dióxido de carbono durante el proceso de enfriamiento sensible llevado a cabo en el enfriador de gas (representado por h_i) se determina a través de una versión modificada de la correlación de Gnielinski, modificación realizada por Dang e Hihara [5] con el fin de ajustar los valores determinados por esta correlación a los que obtuvieron en una serie de experimentos.

La correlación de Gnielinski, muy usada en problemas de convección forzada en el interior de tuberías, relaciona el número de Nusselt (número adimensional del

coeficiente de convección) con los números de Prandtl y Reynolds a través de la siguiente fórmula:

$$Nu = \frac{h_i d}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.10)$$

donde h_i es el coeficiente de convección de la corriente de dióxido de carbono, k su conductividad térmica, d el diámetro de la tubería, f el factor de fricción, Pr el número de Prandtl y Re el número de Reynolds.

Los trabajos de Dang e Hihara reflejaron en primer lugar la influencia de la temperatura utilizada a la hora de determinar los parámetros de la Ecuación 3.10. En una corriente de dióxido de carbono que fluye por el interior de un conducto gran parte de la resistencia térmica se concentra en la capa viscosa próxima a la pared, por lo que las propiedades presentes en dicha capa cobran mayor relevancia para la estimación del coeficiente de convección. Con este fin, aparte de la típica temperatura media de corriente T_b que la correlación utiliza para la evaluación de propiedades los autores introdujeron una temperatura de película T_f que representa mejor a las propiedades en la capa viscosa. Estas dos temperaturas se definen a través de las Ecuaciones 3.11 y 3.12:

$$T_b = \frac{T_{CO_2 \text{ entrada}} + T_{CO_2 \text{ salida}}}{2} \quad (3.11)$$

$$T_f = \frac{T_b + T_w}{2} \quad (3.12)$$

donde $T_{CO_2 \text{ entrada}}$, $T_{CO_2 \text{ salida}}$ son las temperaturas del dióxido de carbono a la entrada / salida del equipo y T_w la temperatura de pared.

La segunda conclusión del trabajo de Dang e Hihara fue la influencia del número de Prandtl en el cálculo del coeficiente de convección, pues estudiaron cómo su variabilidad influía en el mejor o peor ajuste de la correlación a sus experimentos. Debido a ello propusieron tres modos de determinar este parámetro, que tan sólo se diferencian en la temperatura a la cual se evalúan las propiedades que definen dicho número adimensional: el calor específico C_p , la conductividad térmica k y la viscosidad dinámica μ .

$$Pr = \frac{C_{pb}\mu_b}{k_b} ; \text{si } C_{pb} \geq \bar{C}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w} \quad (3.13)$$

$$Pr = \frac{\bar{C}_p \mu_b}{k_b} ; \text{si } C_{pb} < \bar{C}_p \text{ y } \frac{\mu_b}{k_b} \geq \frac{\mu_f}{k_f} \quad (3.14)$$

$$Pr = \frac{\bar{C}_p \mu_f}{k_f} ; \text{si } C_{pb} < \bar{C}_p \text{ y } \frac{\mu_b}{k_b} < \frac{\mu_f}{k_f} \quad (3.15)$$

En éstas y las siguientes ecuaciones de la presente correlación el subíndice b denota propiedades evaluadas a la temperatura media T_b , f a propiedades evaluadas a la temperatura de película T_f y w a propiedades evaluadas a la temperatura de pared T_w . Como aclaración, en la Ecuación 3.13 h_b y h_w representan las entalpías del dióxido de carbono evaluadas a las temperaturas T_b y T_w respectivamente.

Con estas tres ecuaciones para determinar el número de Prandtl (que tan sólo se diferencian en la temperatura usada para evaluar los parámetros C_p , k y μ) se presentan las fórmulas que permiten al modelo cuantificar el coeficiente de convección del dióxido de carbono h_i en el enfriador de gas:

$$h_i = \frac{k_f}{d} \frac{\left(\frac{f_f}{8}\right)(Re_b - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f_f}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.16)$$

$$f_f = (1.82 \log_{10} Re_f - 1.64)^{-2} \quad (3.17)$$

$$Re_b = \frac{G d}{\mu_b} ; Re_f = \frac{G d}{\mu_f} \quad (3.18)$$

donde G es el flujo másico de dióxido de carbono por unidad de superficie y d el diámetro del conducto.

La fuerte variación de las propiedades del dióxido de carbono en las proximidades de los puntos pseudo-críticos es un aspecto a tener en cuenta a la hora de estimar el coeficiente de convección, ya que no hacerlo puede introducir importantes errores de cálculo. En referencia a este aspecto se introduce una nueva hipótesis de cálculo: en vez de evaluar las propiedades una única vez (a una única temperatura media) se sigue la

siguiente rutina de cálculo adoptada en los trabajos de Brown y Domanski [6] para obtener un coeficiente h_i representativo:

- Fragmentar en intervalos de igual magnitud la diferencia de temperaturas del dióxido de carbono entre la entrada y salida del enfriador de gas.
- Determinar para cada intervalo un valor local del coeficiente de convección: se toma las temperaturas de entrada y salida en ese intervalo, se efectúa la media y se calculan propiedades con esa temperatura media para obtener el coeficiente asociado a ese intervalo. Esta rutina de cálculo refleja una hipótesis de trabajo muy importante: considerar que el perfil de temperaturas en el intercambiador es lineal con su longitud (es decir, si en un metro la temperatura decae 5 °C en dos metros decaerá 10 °C).
- El coeficiente que el modelo utilizará en el balance será la media aritmética de estos coeficientes locales. Gracias a esta rutina de cálculo se reduce el error que introduciría el no considerar el comportamiento supercrítico del dióxido de carbono.

3 – Transferencia de calor en el intercambiador interno:

Este equipo presenta una similitud y una diferencia con respecto al enfriador de gas. La similitud es que la transferencia de calor se lleva a cabo entre corrientes gaseosas; la diferencia es que las corrientes que fluyen por este sistema son de la misma especie: dióxido de carbono. En concreto, por la cara interna se tiene dióxido de carbono en condiciones supercríticas (es una corriente que ha abandonado el enfriador de gas) mientras que por la cara externa el dióxido de carbono (que ha abandonado el evaporador) se encuentra en condiciones subcríticas. Particularizando la Ecuación 3.2 para este equipo, el término h_e representa el coeficiente de convección del dióxido de carbono en condiciones subcríticas y el término h_i el coeficiente de convección del dióxido de carbono en condiciones supercríticas.

Al ser éstas unas corrientes gaseosas de dióxido de carbono la correlación modificada de Gnielinski, explicada para el enfriador de gas, permite determinar el valor de estos dos coeficientes. De modo que el conjunto de ecuaciones englobadas entre la Ecuación 3.11 y la Ecuación 3.18 (ambas incluidas) junto a la rutina de cálculo de Brown y Domanski [6] son aplicables para determinar los coeficientes h_e y h_i que presenta el dióxido de carbono a su paso por el intercambiador interno.

4 – Transferencia de calor en el evaporador:

La transferencia de calor que se lleva a cabo en este equipo es distinta a la vista en el enfriador de gas e intercambiador interno, puesto que ahora es una transferencia entre una corriente gaseosa (el aire del recinto) y una mezcla bifásica al encontrarse la corriente de dióxido de carbono en pleno cambio de fase. Teniendo en cuenta la Ecuación 3.2 para este intercambiador, el término h_e representa el coeficiente de convección del aire (que fluye por el exterior del equipo) y el término h_i el coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono (que está cambiando de fase en el interior del equipo). Las correlaciones que permiten estimar estos dos coeficientes son las siguientes:

Coeficiente de convección en el lado aire

Debido a la similitud entre enfriador de gas y evaporador en cuanto a su geometría el coeficiente de convección en el lado aire para el evaporador (representado por h_e) también se cuantifica a través de la correlación desarrollada por Kim y Bullard [3], por lo que el conjunto de expresiones comprendidas entre la Ecuación 3.3 y la Ecuación 3.9 (ambas incluidas) son perfectamente válidas para este equipo.

Coeficiente de transferencia de calor en el dióxido de carbono

El coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono en el evaporador (representado por h_i) se estima a través de la correlación elaborada por Hwang [14], correlación que modifica la versión propuesta por Chen [21] para describir este proceso de evaporación. Antes de su explicación es preciso describir una simplificación efectuada en el modelo. En los casos en los que se considera recalentamiento a la salida del evaporador el coeficiente de transferencia de calor en el refrigerante estaría conformado por dos términos: el coeficiente asociado al proceso de ebullición y el coeficiente asociado al calentamiento sensible ocasionado por el recalentamiento. Teniendo en cuenta los siguientes factores: el grado de recalentamiento suele ser pequeño (en refrigeración de pequeña–mediana potencia rara vez supera los 7 °C), el coeficiente de ebullición es varios órdenes de magnitud superior al coeficiente de convección de una corriente gaseosa y el área de transferencia de calor donde el fluido cambia de fase constituye casi la totalidad del área de contacto del refrigerante; se ha decidido que el coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono en el evaporador esté totalmente constituido por el término de ebullición, despreciando en

consecuencia la contribución del grado de recalentamiento. Esta simplificación ayuda a la modelización del evaporador al eliminar posibles problemas de convergencia.

La correlación utilizada considera que el coeficiente del dióxido de carbono en el evaporador h_i , constituido únicamente por el término de ebullición, se compone de un término h_{nb} debido a la agitación generada por el cambio de fase y de otro término h_{cv} a consecuencia del movimiento del fluido:

$$h_i = h_{nb} + h_{cv} \quad (3.19)$$

El término h_{cv} se calcula a través de una versión modificada de la correlación de Dittus – Boelter:

$$h_{cv} = 0.023 F \frac{k_l}{d} Re_l^{0.8} Pr_l \quad (3.20)$$

donde k es la conductividad térmica del dióxido de carbono, d el diámetro de conducto, Re el número de Reynolds y Pr el número de Prandtl. El subíndice l detona que las propiedades son evaluadas en estado de líquido saturado.

Como se acaba de mencionar el número de Reynolds se calcula considerando únicamente la fracción de líquido saturado del flujo bifásico. Es por ello que:

$$Re_l = \frac{G (1 - x)d}{\mu_l} \quad (3.21)$$

donde G es el flujo másico por unidad de superficie, x el título de la mezcla y μ_l la viscosidad dinámica del dióxido de carbono en estado de líquido saturado.

F es un factor convectivo que depende del título de la mezcla a través del parámetro de Martinelli X_{tt} :

$$F = \begin{cases} 2 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} ; si X_{tt} < 10 \\ 1 ; si X_{tt} \geq 10 \end{cases} \quad (3.22)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (3.23)$$

Mientras que el subíndice l denota propiedades evaluadas en estado de líquido saturado el subíndice v denota propiedades evaluadas en estado de vapor saturado.

El término h_{nb} presenta sin embargo una relación más compleja:

$$h_{nb} = 0.00122 S \frac{k_l^{0.79} C_{p_l}^{0.5} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.6} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} (T_w - T_{sat}(P_{ev}))^{0.4} (P_{sat}(T_w) - P_{ev})^{0.75} \quad (3.24)$$

donde k es la conductividad térmica, C_p el calor específico, ρ la densidad, μ la viscosidad dinámica, σ la tensión superficial, h_{lv} la entalpía de vaporización, T_w la temperatura de pared, $T_{sat}(P_{ev})$, $P_{sat}(T_w)$ la temperatura y presión de saturación del dióxido de carbono a la presión del evaporador P_{ev} y la temperatura de pared T_w (respectivamente) y S el factor de supresión del término de ebullición definido por las Ecuaciones 3.25 y 3.26:

$$S = \frac{1 - \exp\left(-\frac{h_{cv} W}{Pr_l^{0.6} k_l}\right)}{\frac{h_{cv} W}{Pr_l^{0.6} k_l}} \quad (3.25)$$

$$W = 0.05 \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right)^{0.5} \quad (3.26)$$

donde g es la aceleración de la gravedad, k la conductividad térmica del dióxido de carbono, Pr el número de Prandtl y h_{cv} el coeficiente calculado a través de la Ecuación 3.20. El subíndice l denota parámetros evaluados en estado de líquido saturado.

Como reflejan las ecuaciones de esta correlación el coeficiente de ebullición depende del título de la mezcla, por lo que a medida que este parámetro aumenta el coeficiente cambia. Para obtener un valor representativo de este coeficiente se adopta una rutina de cálculo muy similar a la explicada para el coeficiente de convección del dióxido de carbono en el enfriador de gas:

- Fragmentar en intervalos de igual magnitud la diferencia de títulos entre la salida del evaporador y su entrada.
- Asumiendo que el perfil del título es lineal con la longitud del evaporador, en cada intervalo se determina un valor medio del título para hallar un valor local de este coeficiente.

- Como valor representativo y aplicable al balance energético del evaporador se toma la media aritmética de estos coeficientes locales.

3.1.3 – Desarrollo del modelo: Presión y pérdidas de carga

1 – Nivel óptimo de presión en el enfriador de gas:

Una correlación imprescindible para el modelo es la que permite cuantificar la presión del enfriador de gas que maximiza la eficiencia del ciclo, fruto de los trabajos desarrollados por Liao y Jackobsen [13]. Esta correlación se nutre de la temperatura del dióxido de carbono a la entrada del evaporador T_{evp} , la temperatura a la salida del enfriador de gas T_{gc} y las constantes que definen la curva de rendimiento isoentrópico (el termino independiente C y la pendiente K) para determinar la presión óptima del enfriador P_{opt} a través de la siguiente relación:

$$P_{opt} = \left(\frac{2.757 + 0.1304 T_{evp} - 3.072 \frac{K}{C}}{1 + 0.0538 T_{evp} + 0.1606 \frac{K}{C}} \right) T_{gc} - \left(\frac{8.795 + 0.026 T_{evp} - 105.48 \frac{K}{C}}{1 + 0.0516 T_{evp} + 0.2212 \frac{K}{C}} \right) \quad (3.27)$$

donde las temperaturas se expresan en grados Celsius para obtener una presión en bares.

2 – Pérdidas de carga en corrientes gaseosas:

Como se ha descrito con anterioridad el dióxido de carbono se encuentra en estado gaseoso a su paso por el enfriador de gas y el intercambiador interno, al igual que en todas las líneas que conectan los equipos del ciclo. Por esta razón la ecuación utilizada para cuantificar las pérdidas de carga en estos tres sistemas (líneas, enfriador de gas e intercambiador interno) es la misma, una ecuación basada en la expresión estándar que determina la caída de presión a través de un conducto recto:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho f \frac{L}{d} V^2 \quad (3.28)$$

donde ρ es la densidad del dióxido de carbono, f el factor de fricción, L la longitud que recorre el fluido, d el diámetro de la tubería y V la velocidad del flujo dentro de la misma.

En la aplicación de estudio el flujo se puede considerar perfectamente turbulento y las tuberías lisas, así que el factor de fricción f se determina a través el número de Reynolds mediante la correlación de Blasius [6]:

$$f = \begin{cases} \frac{0.316}{Re^{1/4}} ; si Re \leq 20000 \\ \frac{0.184}{Re^{1/5}} ; si Re > 20000 \end{cases} \quad (3.29)$$

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (3.30)$$

Para los intercambiadores considerados (enfriador de gas e intercambiador interno) hay que tener muy en cuenta la definición de su geometría (longitud del equipo, número de pasos, número de tubos microcanal, número de canales en un tubo microcanal, etc.) para una correcta determinación de los parámetros de longitud L y velocidad V . Las siguientes ecuaciones permiten dicha definición:

$$L = N_{pasos} L_{HX} \quad (3.31)$$

$$V = \frac{4 m}{\rho N_{tubos} \frac{N_{micro}}{N_{pasos}} \pi d^2} \quad (3.32)$$

donde N_{pasos} es el número de pasos que realiza el fluido en el equipo, L_{HX} la longitud del equipo, m es flujo másico de refrigerante, ρ la densidad del dióxido de carbono, N_{tubos} el número de canales presentes en un tubo microcanal, N_{micro}/N_{pasos} el número de tubos microcanal presentes en un paso y d el diámetro del canal.

Para el caso de simples tuberías las Ecuaciones 3.31 y 3.32 son idénticas con la salvedad de que ahora N_{tubos} y N_{micro}/N_{pasos} valen 1.

La estimación de estas pérdidas de carga debe tener en cuenta el carácter supercrítico del dióxido de carbono, por lo que se aplica la siguiente rutina de cálculo:

- Fragmentar la longitud del equipo en intervalos de longitud constante.
- Considerando que el perfil de temperaturas en el equipo es lineal con su longitud se calcula en cada intervalo una temperatura media que permita determinar todas aquellas propiedades necesarias para estimar la pérdida de carga asociada a dicho intervalo (factor de ficción, densidad, viscosidad, etc.).
- La pérdida de carga total en el equipo será pues la suma de pérdidas en todos los intervalos.

3 – Pérdida de carga en corriente bifásica:

Las pérdidas de carga en el evaporador no se pueden determinar a través de la Ecuación 3.28 debido a que en este equipo la corriente de dióxido de carbono es una mezcla bifásica en pleno cambio de fase. Por ello es necesario utilizar la siguiente correlación empírica, también desarrollada por Kim y Bullard [3].

Según esta correlación las pérdidas de carga en el evaporador ΔP_{evp} se componen de dos términos: un término ΔP_f originado por la fricción y otro término ΔP_m debido a la aceleración del flujo:

$$\Delta P_{evp} = \Delta P_f + \Delta P_m \quad (3.33)$$

La relación entre el término de caída de presión debido a la fricción ΔP_f y el título de la mezcla x se manifiesta en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_f = \frac{2f_l G^2 (1-x)^2 L}{\rho_l d} \phi_l^2 \quad (3.34)$$

donde G es el flujo másico por unidad de superficie, L la longitud que recorre el refrigerante en el evaporador, d el diámetro del conducto, ρ_l la densidad del dióxido de carbono en estado de líquido saturado y f_l el factor de fricción considerando que toda la mezcla bifásica es líquido saturado:

$$f_l = (0.79 \ln Re_l - 1.64)^{-2} \quad (3.35)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \quad (3.36)$$

ϕ_l^2 es un multiplicador que ajusta la pérdida de carga a consecuencia de la presencia de mezcla bifásica, un factor influenciado por el título de la mezcla:

$$\phi_l^2 = 1 + (4.3\Gamma^2 - 1)(N_{conf}(x - x^2) + x^{1.75}) \quad (3.37)$$

$$\Gamma = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.125} \quad (3.38)$$

$$N_{conf} = \frac{1}{d} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right) \quad (3.39)$$

donde ρ es la densidad, μ la viscosidad dinámica, σ la tensión superficial, g la aceleración de la gravedad, x el título de la mezcla y los subíndices l, v hacen referencia a propiedades evaluadas como líquido saturado o vapor saturado (respectivamente).

La dependencia del título de la mezcla en el término ΔP_f obliga a adoptar una rutina de cálculo muy similar a la explicada en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono en el evaporador para obtener un valor representativo. Y por razones análogas la contribución del grado de recalentamiento útil a la pérdida de carga también se ignora en el cálculo de este término ΔP_f .

Las pérdidas de carga asociadas a la aceleración del flujo ΔP_m se obtienen como simple diferencia de los términos $P_m(x_{sal})$ y $P_m(x_{ent})$, determinados a partir del título de salida del evaporador x_{sal} y del título de entrada al mismo x_{ent} :

$$\Delta P_m = P_m(x_{sal}) - P_m(x_{ent}) \quad (3.40)$$

$$P_m(x) = G^2 \left(\frac{x}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right) \quad (3.41)$$

donde α es la fracción evitada, un factor ligado al parámetro de Martinelli X_{tt} definido en la Ecuación 3.23:

$$\alpha = \left(1 + \frac{1}{F_t} + X_{tt} \right)^{-0.321} \quad (3.42)$$

$$F_t = \left(\frac{G^2 x^3}{(1-x) \rho_v^2 g d} \right)^{0.5} \quad (3.43)$$

Esta pérdida de carga introduce un deslizamiento en el evaporador, por lo que durante el cambio de fase la temperatura del dióxido de carbono no permanecerá constante. Pero como se vio en la revisión de propiedades este deslizamiento es pequeño en comparación con otros refrigerantes.

3.1.4 – Desarrollo del modelo: Modelado de equipos

Tras la descripción detallada de las correlaciones utilizadas para cuantificar los coeficientes de transferencia de calor en los distintos intercambiadores del sistema y la revisión de las fórmulas de presión óptima y pérdidas de carga se presenta el modelado de los cuatro equipos fundamentales que constituyen el ciclo transcrito,

esquemático en la Figura 19, puesto que el proceso de expansión en la válvula se considera adiabático e isoentálpico:

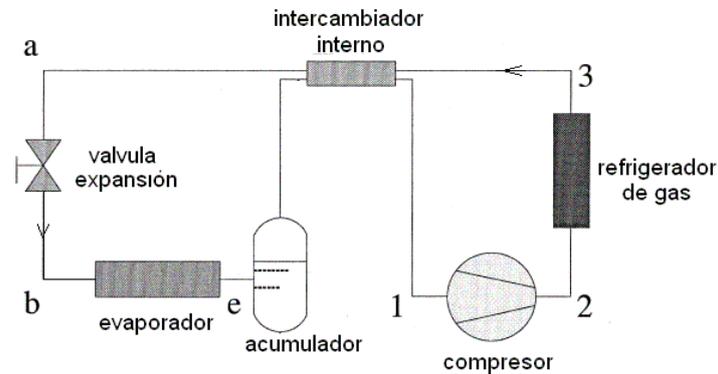


Figura 19: Esquema simplificado del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa

Evaporador

La geometría de este equipo queda definida por: la geometría de una de las aletas (espesor, espaciado, ángulo, altura, profundidad...), el diámetro de los conductos d , el número de secciones que constituyen el equipo N_{slab} , el número de pasos realizados por el refrigerante en una sección N_{pasos} , el número de canales que presenta un tubo microcanal N_{tubos}/N_{slab} , el número de tubos microcanal que constituyen un paso N_{micro}/N_{pasos} y la longitud del equipo L_{HX} . La modificación de estos parámetros permite ajustar sus dimensiones características: longitud, altura, profundidad. La Figura 20 trata de aclarar la definición de todos estos términos, también aplicables al enfriador de gas:

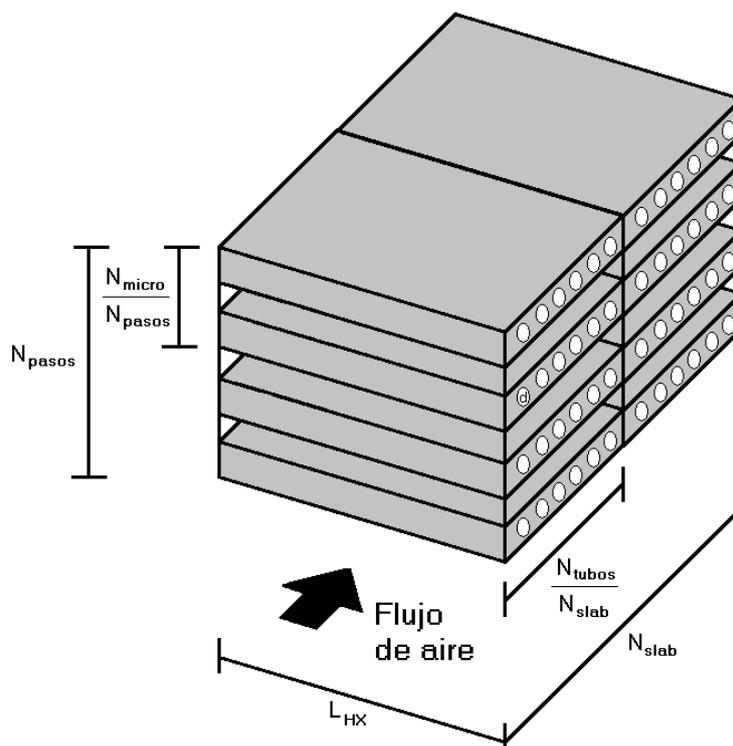


Figura 20: Geometría simplificada del evaporador / enfriador de gas

Estos parámetros geométricos permiten definir las siguientes áreas necesarias para el modelado del equipo:

- **Área frontal efectiva** A_{efect} : Es el área frontal por el que cual el aire atraviesa el evaporador. Para su determinación se descuenta al área frontal del equipo (producto de la longitud por la altura) el área que conforman los perfiles de las aletas y los tubos microcanal.
- **Área de transferencia de calor interna** A_i : Es el área de contacto del refrigerante con el equipo, producto del área superficial de un conducto por el numero de canalizaciones en el equipo:
- **Área de transferencia de calor externa** A_e : Es el área de contacto del aire con el equipo, incrementada por la presencia de aletas. Es la suma del área de contacto de estas aletas y del área presente en las zonas entre tubos microcanal.

Tras estas áreas se presenta el balance energético establecido en el evaporador:

$$Q_{frig} = m_{CO_2}(h_e - h_b) = UA_{evp} \frac{(T_{air\ sal} - T_b) - (T_{air\ ent} - T_e)}{\ln \frac{(T_{air\ sal} - T_b)}{(T_{air\ ent} - T_e)}} \quad (3.44)$$

En la Ecuación 3.44 las únicas variables conocidas a priori son: la potencia frigorífica Q_{frig} , la geometría del equipo que define el área A_{evp} , el grado de recalentamiento del dióxido de carbono a la salida del evaporador y la temperatura del aire de salida $T_{air\ sal}$; las cuales son insuficientes para resolver este balance. Es necesario imponer una condición más para su resolución, que para el evaporador es fijar una diferencia de 10 °C entre las temperaturas de entrada y salida en la corriente de aire. Con este variable ya se puede resolver el balance energético, comenzando por cuantificar el término UA_{evp} que engloba el coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{UA_{evp}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} \right)_{evp} + R_{cond_{evp}} + \left(\frac{1}{h_e A_e \eta_e} \right)_{evp} \quad (3.45)$$

Despreciando la resistencia térmica de conducción R_{cond} el coeficiente h_i se obtiene a través de la correlación de Hwang [14] y el coeficiente h_e a través de la correlación de Kim y Bullard [3], ambas explicadas en el punto *Transferencia de calor en el evaporador*. El rendimiento del conjunto de aletas η_e se obtiene a partir del rendimiento de una de estas aletas η_{aleta} por medio de la Ecuación 3.46:

$$\eta_e = 1 - \frac{A_{aletas}}{A_e} (1 - \eta_{aleta}) \quad (3.46)$$

donde A_{aletas} es el área que otorgan las aletas al equipo a la superficie de transferencia de calor externa A_e y η_{aleta} se calcula a través de la expresión del rendimiento para una aleta de punta adiabática [21]:

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m l)}{m l} \quad (3.47)$$

$$m^2 = \frac{2 h_e}{k_{aleta} \text{espesor}_{aleta}} \quad (3.48)$$

$$l = L_{aleta} + \frac{\text{espesor}_{aleta}}{2} \quad (3.49)$$

Para el cálculo de los coeficientes h_i y h_e es necesario determinar la temperatura de pared T_w y la velocidad del aire incidente al evaporador V_{evp} . Al fijar la diferencia de temperaturas en la corriente de aire estas variables pueden determinarse a través de dos sencillos balances:

$$Q_{frig} = \rho_{air} A_{effect} V_{evp} C_{p_{air}} (T_{air\ ent} - T_{air\ sal}) \quad (3.50)$$

$$Q_{frig} = h_e A_e \eta_e \left(T_w - \frac{T_{air\ ent} + T_{air\ sal}}{2} \right) \quad (3.51)$$

Al imponer pérdidas de carga y un grado de recalentamiento en el evaporador la temperatura de salida del dióxido de carbono será distinta a la de entrada. Esta temperatura de salida T_e se calcula del siguiente modo, donde el término ΔP_{evp} se determina a través de las ecuaciones explicadas en el punto *Pérdida de carga en corriente bifásica*:

$$P_e = P_b - \Delta P_{evp} \quad (3.52)$$

$$T_e = T_{sat}(P_e) + \text{Recalentamiento}_{\text{útil}} \quad (3.53)$$

Este conjunto de ecuaciones permite resolver el balance energético del evaporador, obteniéndose como resultados el caudal másico m_{CO2} y las temperaturas de entrada y salida en ambas corriente (aire y dióxido de carbono).

Intercambiador interno

Al ser este equipo un intercambiador concéntrico las dimensiones geométricas que lo definen son: el diámetro interno del conducto interior d , el diámetro externo del conducto anular D , el número de canalizaciones que conforma el conducto anular por donde fluye el fluido en condiciones subcríticas N_{IHX} y la longitud del equipo L_{IHX} ; dimensiones recogidas en la Figura 21:

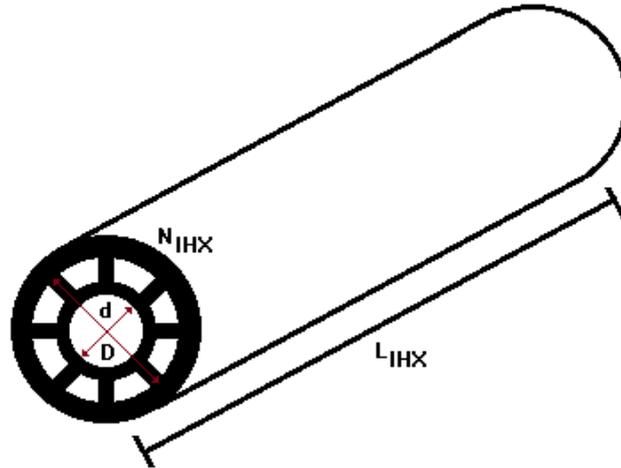


Figura 21: Geometría simplificada del intercambiador interno

Esta geometría permite definir las áreas de transferencia de calor, tanto en el lado supercrítico (conducto interno) como en el lado subcrítico (conducto anular). Es conveniente observar como las distintas canalizaciones del lado subcrítico presentan la misma función que las aletas de un evaporador o enfriador de gas: incrementar el área de transferencia de calor.

El balance energético que se aplica a este intercambiador es el siguiente:

$$Q_{IHX} = m_{CO_2}(h_1 - h_e) = m_{CO_2}(h_3 - h_a) \quad (3.54)$$

$$Q_{IHX} = UA_{IHX} \frac{(T_3 - T_1) - (T_a - T_e)}{\ln \frac{(T_3 - T_1)}{(T_a - T_e)}} \quad (3.55)$$

Para este equipo en concreto:

$$\frac{1}{UA_{IHX}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} \right)_{IHX} + \frac{\ln \left(\frac{d + 2 \text{espesor}_{IHX}}{d} \right)}{2 \pi k_{IHX} L_{IHX}} + \left(\frac{1}{h_e A_e \eta_e} \right)_{IHX} \quad (3.56)$$

donde h_i representa el coeficiente de convección del dióxido de carbono en el conducto interno (sustancia en condiciones supercríticas) y h_e representa el coeficiente de convección del dióxido de carbono en el conducto anular (sustancia en condiciones subcríticas). Estos dos coeficientes obtienen a través de la correlación explicada en el punto *Transferencia de calor en el intercambiador interno*, con la particularidad que en el conducto anular el diámetro a considerar para la correlación es el diámetro hidráulico $D - d - 2\text{espesor}_{IHX}$ [21].

El cálculo del rendimiento η_e se realiza a través del conjunto de ecuaciones comprendidas entre la Ecuación 3.46 y la Ecuación 3.49 (ambas incluidas), mientras que la temperatura de pared T_w necesaria para la correlación anterior se realiza a través de la Ecuación 3.57.

$$Q_{IHX} = h_e A_e \eta_e \left(T_w - \frac{T_1 + T_e}{2} \right) \quad (3.57)$$

Compresor

Para el componente dinámico del ciclo se fija la cilindrada y las curvas características que ligan el rendimiento isoentrópico y volumétrico con el ratio de compresión: cociente entre la presión de descarga y la presión de aspiración. A través de la definición de rendimiento isoentrópico se puede determinar la entalpía (y por ende la temperatura) de descarga del compresor a partir de las condiciones de aspiración:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{salida\ iso} - h_{entrada}}{h_{salida} - h_{entrada}} \quad (3.58)$$

donde $h_{salida\ iso}$ representa las condiciones de descarga isoentrópica: misma presión de descarga y misma entropía que en aspiración.

El balance energético establecido en el compresor recoge la parte del trabajo suministrado al equipo w_t invertida en cambiar el estado termodinámico del refrigerante y la parte no aprovechada para tal fin, representado como un calor cedido al ambiente Q_{cp} :

$$-w_t = m_{CO_2}(h_2 - h_1) + Q_{cp} \quad (3.59)$$

El signo negativo en el trabajo consumido w_t se mantiene para respetar el convenio de signos establecidos en termodinámica, el cual considera todo trabajo

suministrado a un sistema como negativo. Con la información disponible este balance no puede ser resuelto si no se introduce un parámetro más: es el rendimiento mecánico del compresor que liga el trabajo útil con el suministrado al equipo:

$$\eta_{mec} = -\frac{m_{CO_2}(h_2 - h_1)}{w_t} \quad (3.60)$$

Al disponer como información la cilindrada del compresor V_g , el caudal másico de refrigerante m_{CO_2} y la curva de rendimiento volumétrico η_{vol} se puede estimar las revoluciones por minuto N_{CP} del equipo a través de la Ecuación 3.61:

$$m_{CO_2} = \rho_{CO_2} \frac{N_{CP}}{60} V_g \eta_{vol} \quad (3.61)$$

donde ρ_{CO_2} es la densidad del refrigerante referida a las condiciones de aspiración.

Enfriador de gas

La geometría del enfriador es prácticamente igual a la del evaporador, así que ya está vista. Con esta información se establece el siguiente balance de energía:

$$Q_{GC} = m_{CO_2}(h_2 - h_3) = UA_{GC} \frac{(T_3 - T_{air\ ent}) - (T_2 - T_{air\ sal})}{\ln \frac{(T_3 - T_{air\ ent})}{(T_2 - T_{air\ sal})}} F_{GC} \quad (3.62)$$

Gracias a los balances anteriores se dispone como información el caudal de refrigerante m_{CO_2} y las temperaturas del aire y dióxido de carbono a la entrada del enfriador. A la vista de la Ecuación 3.62 es necesario definir una condición más para su modelización, que para el enfriador de gas es fijar la velocidad con la que incide el aire sobre el equipo, donde 2.5 m/s es un valor típico.

El término F_{GC} que presenta la Ecuación 3.62 es un factor correctivo de la diferencia de temperaturas logarítmica impuesta por la configuración adoptada en el equipo (flujo cruzado), un factor dependiente de las 4 temperaturas presentes en el intercambiador. Por otro lado, el término UA_{gc} que recoge el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene a través de la Ecuación 3.63:

$$\frac{1}{UA_{GC}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} \right)_{GC} + R_{cond_{GC}} + \left(\frac{1}{h_e A_e \eta_e} \right)_{GC} \quad (3.63)$$

Despreciando la resistencia térmica de conducción R_{cond} el coeficiente h_i se calcula gracias a la correlación modificada de Gnielinski [5] y el coeficiente h_e a través de la correlación de Kim y Bullard [3], ambas explicadas en el punto *Transferencia de calor en el enfriador de gas*. Al igual en los dos intercambiadores anteriores el rendimiento del conjunto de aletas η_e se determina mediante el conjunto de ecuaciones comprendidas entre la Ecuación 3.46 y la Ecuación 3.49 (ambas incluidas),

Al fijar la velocidad del aire que incide sobre el enfriador de gas V_{GC} se puede determinar la temperatura de salida del aire $T_{air\ sal}$ y la temperatura de pared T_w a través de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{GC} = \rho_{air} A_{effect} V_{GC} C_{p\ air} (T_{air\ sal} - T_{air\ ent}) \quad (3.64)$$

$$Q_{GC} = h_e A_e \eta_e \left(T_w - \frac{T_{air\ sal} + T_{air\ ent}}{2} \right) \quad (3.65)$$

Cálculos en conductos

En el conjunto de líneas no se efectúa ningún balance energético puesto que la gran mayoría de ellas son tuberías aisladas (y por ende no transmiten calor al ambiente). No obstante si se determina la potencia que absorbe la línea de aspiración a consecuencia del recalentamiento no útil:

$$Q_{línea} = m_{CO_2} (h_{sal} - h_{ent}) \quad (3.66)$$

donde m_{CO_2} es el caudal de refrigerante y h_{sal} , h_{ent} los valores de entalpía a la salida y entrada de la línea de admisión.

Al igual que en los tres intercambiadores, las pérdidas de carga si se determinan para todas las líneas. Las ecuaciones descritas en el punto *Pérdidas de carga en corrientes gaseosas* permiten una sencilla estimación de su valor.

3.1.5 – Variables de salida

Tras el proceso de cálculo el modelo es capaz de reflejar la siguiente información por pantalla:

- ❖ **Estado termodinámico del dióxido de carbono a lo largo del ciclo:** El modelo determina la presión, temperatura, entalpía y entropía del refrigerante a la entrada y salida de cualquier componente del ciclo. Del mismo modo representa

en un diagrama $P - h$ y $T - s$ el ciclo simulado. Con respecto a estas representaciones gráficas, decir que las referencias en entalpía y entropía son las implementadas en la ecuación de estado del *EES*, las cuales no coinciden con la *IIR - Standar*. Por esta razón, y con el único fin de comparar más adelante estos resultados con otros programas de cálculo, se han introducido unas sencillas fórmulas de conversión que transforman los valores de entalpías y entropías obtenidos con el *EES* a sus equivalentes en relación con la *IIR - Standar*: h_{IIR} y s_{IIR} .

- ❖ **Potencias en equipos:** La resolución del balance energético en los distintos equipos permite mostrar: la potencia consumida por el compresor, la potencia cedida al ambiente en el enfriador de gas, la potencia transferida en el intercambiador interno de la corriente caliente a la fría (el equipo en si no intercambia calor con el ambiente, es adiabático) y las pérdidas de calor en el compresor por disipación. Estos valores están obligados a cumplir el balance energético global de todo sistema que opera de forma cíclica: el sumatorio de calores intercambiados ha de ser igual al trabajo suministrado al compresor.
- ❖ **Eficiencia energética de refrigeración (EER):** Se define como el cociente entre la potencia frigorífica y la potencia suministrada al compresor. Es el parámetro globalizador por excelencia, ya que refleja el grado de transformación del trabajo suministrado en efecto útil (evacuar calor).
- ❖ **Información de interés:** Como información adicional el modelo presenta las pérdidas de carga en todos los equipos, las revoluciones a las que gira el compresor, el caudal de refrigerante que recorre el ciclo, la potencia intercambiada en los conductos a consecuencia de los recalentamientos no útiles y la eficiencia del intercambiador interno. Este último parámetro se define como la relación entre el calor transferido en el intercambiador interno (de la corriente caliente a la fría) y el valor máximo que se podría intercambiar en el equipo. Este calor máximo sería el valor mínimo de dos corrientes hipotéticas:
 - Una corriente caliente que está a la temperatura de salida del enfriador de gas y se enfriaría hasta la temperatura de entrada al evaporador.
 - Una corriente fría que está a la temperatura de salida del evaporador y se calentaría hasta la temperatura de descarga del compresor.

El esquema de la Figura 22 ayuda a comprender el concepto anterior:

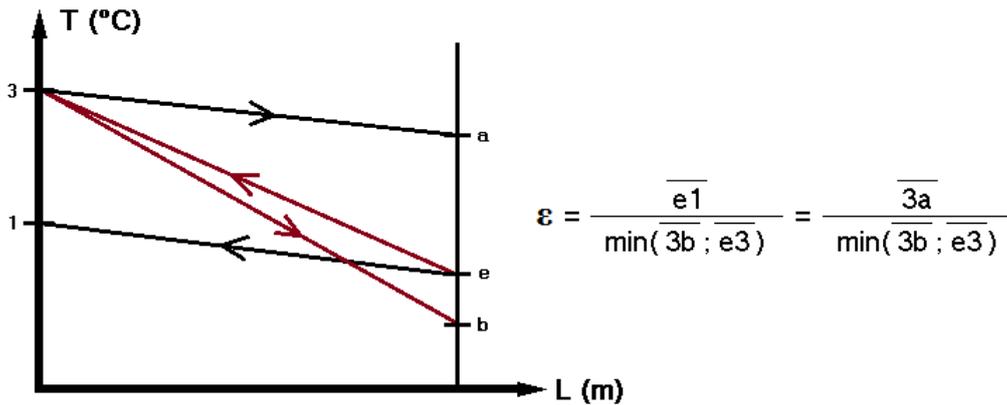


Figura 22: Perfil de temperaturas en el intercambiador interno

3.1.6 – Equipos seleccionados

Como se acaba de describir en el apartado *Desarrollo del modelo* una de las premisas consideradas es la elección anticipada de los equipos integrantes del ciclo transcrito fijando su geometría. Su definición junto con el punto de operación (potencia frigorífica y niveles de temperatura) constituyen la información básica para poder cuantificar a través del modelo el estado termodinámico del dióxido de carbono a lo largo del ciclo.

Este modelo permite simular un ciclo de refrigeración para automóvil que utiliza dióxido de carbono. Para que tenga cierta utilidad práctica es lógico pensar que sus componentes (evaporador, compresor, enfriador de gas, intercambiador interno, válvula de expansión) deben presentar unas dimensiones geométricas (longitud, altura, profundidad, etc.) muy similares a las de equipos reales diseñados para tal fin (refrigeración en automoción). Como los sistemas de refrigeración basados en dióxido de carbono tienen que reemplazar a los actuales que operan con R134a, un criterio adoptado para poder realizar una comparación razonable entre ciclos es considerar para ambos (dióxido de carbono y R134a) unas dimensiones similares en los intercambiadores de calor. Siguiendo este criterio se ha consultado a un proveedor de sistemas de refrigeración con R134a para averiguar las dimensiones características de un evaporador y condensador orientados al sector del automóvil [28]. Con esta información se ha acudido a otro proveedor, éste de equipos adaptados al dióxido de carbono, para seleccionar un evaporador y un enfriador de gas de dimensiones similares. En las Tablas 3 y 4 se sintetiza la información más significativa del evaporador y del enfriador de gas seleccionado [22], [24]:



Proveedor	Behr Gmbh
Tipología de intercambiador	Flujo paralelo
Tipología de tuberías	Microcanales
Longitud (mm)	245
Altura (mm)	228
Profundidad (mm)	84
Numero de secciones	2
Numero de pasos del refrigerante por sección	3
Espesor de microcanal (mm)	1.65
Altura de las aletas (mm)	8
Diámetro de un conducto del microcanal (mm)	0.8

Tabla 3: Información relevante del evaporador



Proveedor	Blissfield
Tipología de intercambiador	Flujo paralelo
Tipología de tuberías	Microcanales
Longitud (mm)	650
Altura (mm)	343
Profundidad (mm)	17
Numero de secciones	1
Numero de pasos del refrigerante por sección	4
Espesor de microcanal (mm)	1.65
Altura de las aletas (mm)	8
Diámetro de un conducto del microcanal (mm)	0.8

Tabla 4: Información relevante del enfriador de gas

Por sus ventajas en cuestión de eficiencia todo ciclo transcrito está provisto de un intercambiador interno. A continuación se presenta en la Tabla 5 las características geométricas del intercambiador modelizado [26]:



Proveedor	Hydro Aluminium
Tipología de intercambiador	Concéntrico
Longitud (m)	2
Diámetro interno (mm)	6
Diámetro externo (mm)	18
Espesor de tubería (mm)	1.5
Número de canales	8

Tabla 5: Información relevante del intercambiador interno

Las propiedades del dióxido de carbono obligan a seleccionar un compresor acorde con ellas, un compresor que presenta una cilindrada menor. El siguiente compresor recogido en la Tabla 6 es el simulado en el modelo [25]:



Proveedor	Zexel
Tipología de compresor	De plato oscilante
Control del desplazamiento	Externo
Cilindrada (cm³)	28
Número de cilindros	6
Tipo de aceite lubricante	PAG
Rango de revoluciones (rpm)	650 ; 9500

Tabla 6: Información relevante del compresor

El último equipo a seleccionar es la válvula de expansión. La regulación del ciclo transcrito exige el uso una válvula controlada electrónicamente. La Tabla 9 recoge sus principales características:



Proveedor	Danfoss
Modelo	CCMT
Tipología de control	Electrónica
Presión de trabajo máxima (bar)	140
Rango de temperatura del refrigerante (°C)	-40 ; 60

Tabla 7: Información relevante de la válvula de expansión

Con los componentes seleccionados se define un punto de operación nominal para el modelo desarrollado, constituido por la potencia frigorífica y las temperaturas de recinto y ambiente. Como potencia frigorífica se toma un valor nominal de 7.5 kW (un valor medio dentro del rango habitual de potencias frigoríficas en el automóvil), para la temperatura del recinto un valor de 20 °C (en recomendación con una cómoda práctica de la conducción) y como temperatura ambiente un valor representativo de un día de verano: 35 °C.

Con este apartado queda por concluido el capítulo de constitución del modelo numérico del ciclo transcrito. Las siguientes pasos a seguir es garantizar la validez del modelo desarrollado y analizar la influencia de las condiciones de operación en las prestaciones del ciclo.

3.2. – VALIDACIÓN DEL MODELO

Antes de poder analizar las prestaciones del ciclo transcrito es necesario comprobar si los resultados ofrecidos por el modelo desarrollado pueden considerarse válidos. Con este fin se comparan estos resultados (estados termodinámicos del dióxido de carbono, potencias intercambiadas en equipos, caudal y eficiencia) con un simulador independiente denominado *CoolPack* [20], un paquete de herramientas informáticas integrado en el *EES* que permite la simulación de infinidad de configuraciones de ciclos frigoríficos con flexibilidad a la hora de seleccionar las variables de entrada, la consulta y comparación de propiedades termodinámicas y termofísicas de todos los refrigerantes comerciales, el dimensionado de componentes de un sistema frigorífico, la simulación de estados transitorios, etc. Durante este capítulo se tomará el modelo implementado en el *CoolPack* como referencia para así valorar el grado de desviación presentado por el modelo desarrollado.

Las variables de entrada requeridas por el *CoolPack* para definir un ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa difieren ligeramente de las seleccionadas en el modelo, así que es necesario primero comentar estas diferencias:

- **Temperatura de evaporación:** Para caracterizar el foco frío el *CoolPack* utiliza la temperatura del refrigerante durante la fase de evaporación, a diferencia del modelo que utiliza la temperatura del recinto. Un aspecto diferenciador entre el modelo a validar y el modelo de contraste es que ningún ciclo del *CoolPack* considera pérdidas de carga. Este hecho hace no tener en cuenta el deslizamiento que experimenta la temperatura del refrigerante a causa de la caída de presión en el evaporador, un aspecto que deberá considerarse para realizar una correcta comparación.
- **Temperatura de salida del enfriador de gas:** Mientras que en el modelo desarrollado la temperatura ambiente define el foco caliente, en el *CoolPack* el lado de cesión de calor se caracteriza a través de la temperatura del dióxido de carbono a la salida del enfriador de gas.
- **Presión en el enfriador de gas:** Como en todo ciclo transcrito hay que fijar la presión del lado de alta, ya que el *CoolPack* no dispone de correlaciones que permitan optimizar su valor en base a un criterio.

- **Recalentamiento (útil) en el evaporador:** Como se ha explicado el modelo de referencia no considera pérdidas de carga en equipos, por lo que no cuantifica el deslizamiento experimentado por la temperatura del refrigerante al atravesar el evaporador. Como en la gran mayoría de situaciones el dióxido de carbono sale ligeramente sobrecalentado (entre 3 y 7 °C), un ajuste realizado para que el *CoolPack* tenga en consideración estos dos efectos (deslizamiento de temperatura a causa de la pérdida de carga y recalentamiento útil a la salida) es fijar como recalentamiento en el *CoolPack* un valor igual a la diferencia entre el recalentamiento introducido y el deslizamiento experimentado.
- **Eficiencia del intercambiador intermedio:** Mientras que en el modelo desarrollado ésta es una variable de salida, en el *CoolPack* se exige como variable de entrada.
- **Rendimiento mecánico del compresor:** Aunque este parámetro se define y se introduce igual que en el modelo a validar se incluye como diferencia por su repercusión sobre los valores de trabajo de compresión y eficiencia cuantificados por el *CoolPack*. A diferencia del modelo elaborado, el trabajo de compresión calculado por la referencia es el trabajo realmente invertido en comprimir el refrigerante (el denominado trabajo efectivo), un trabajo que es independiente del valor de rendimiento mecánico. Este trabajo efectivo (y no el trabajo suministrado) es el utilizado por el *CoolPack* para determinar la eficiencia del ciclo. Aunque es cierto que este software refleja en la variable Q_{LOSS} las pérdidas del compresor a causa del rendimiento mecánico, su no consideración en el trabajo de compresión hace extremar las precauciones a la hora de comparar entre modelos trabajo y eficiencia.

Tras comentar las diferencias existentes se detalla el procedimiento adoptado para verificar el modelo con el *CoolPack*:

- Con el fin de evitar errores a la hora de comparar los resultados de potencia de compresión y eficiencia (a raíz de su definición), se va considerar para este contraste un rendimiento mecánico igual a la unidad. Es decir, un compresor sin pérdidas.
- Con esta premisa se fija un punto de operación arbitrario en el modelo desarrollado (potencia frigorífica, temperatura de recinto, temperatura ambiente,

recalentamientos útil y no útil) y se ejecuta. Tras el proceso de cálculo se pasa la siguiente información al *CoolPack*: potencia frigorífica, presión en el lado de alta, temperaturas del dióxido de carbono a la entrada del evaporador y la salida del enfriador de gas, grado de recalentamiento no útil, rendimiento isoentrópico del compresor, eficiencia del intercambiador interno y grado de recalentamiento útil (este último teniendo en cuenta el ajuste explicado con anterioridad). Con estos datos introducidos se ejecuta el modelo de referencia y se comparan los resultados obtenidos.

- Repetir el paso anterior hasta disponer de una cantidad significativa de simulaciones.

Un procedimiento gráfico que ilustra con claridad el buen ajuste de un modelo a una referencia es representar sobre un diagrama los resultados adoptados por una misma variable de análisis (temperatura, potencia...) en ambos modelos. Si los valores representados se sitúan dentro de una banda centrada en torno a una recta de pendiente unidad que pasa por el origen, banda que representa un grado de desviación bajo; el ajuste es bueno y el modelo podría darse por válido. Con esta idea el criterio establecido para dar por válido el modelo desarrollado es que el grado de desviación presentado en las variables analizadas no supere el 5%. La Figura 23 recoge este procedimiento de verificación:

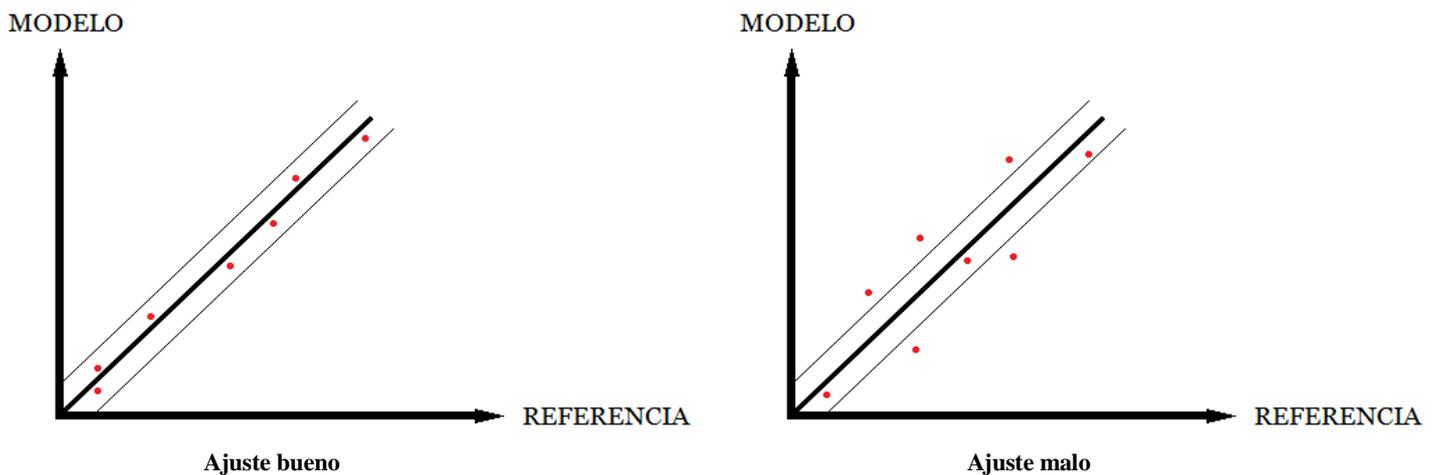
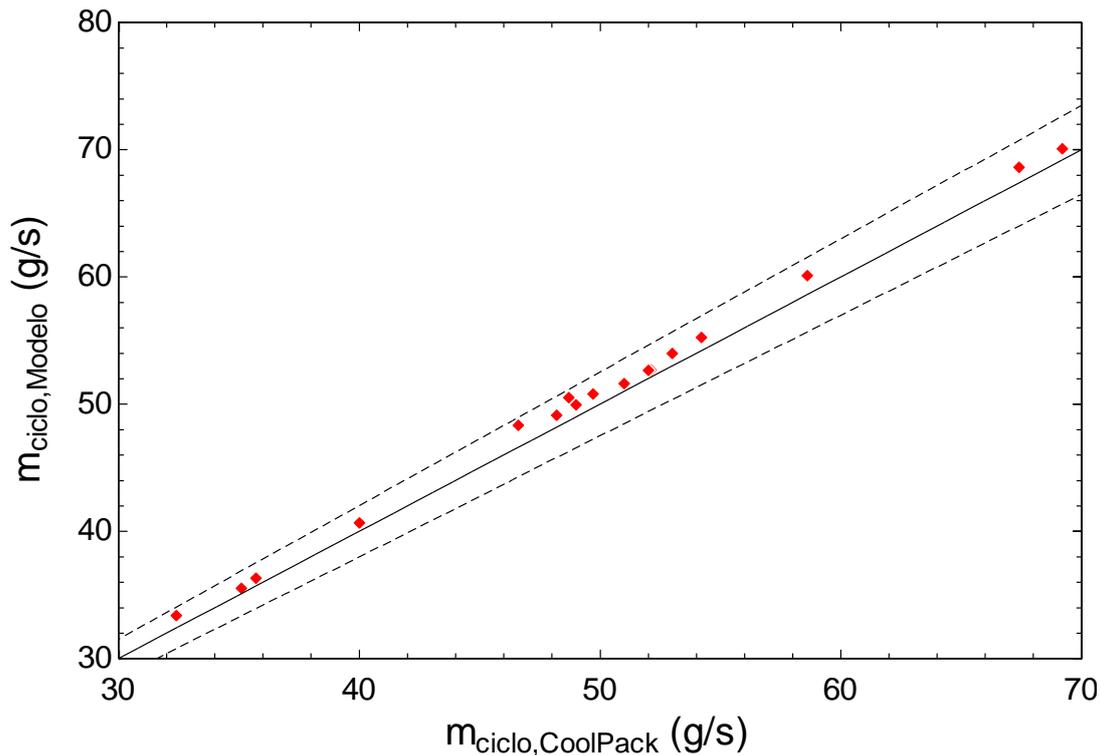


Figura 23: Criterio de verificación

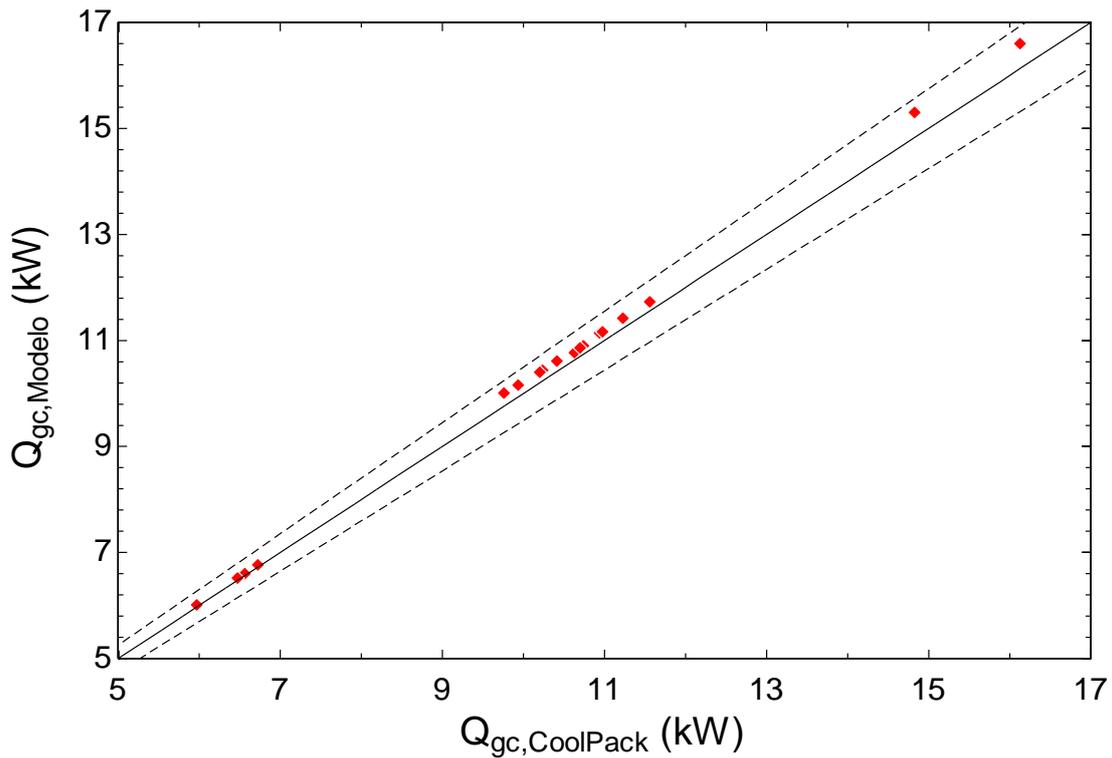
Bajo este criterio se analizan distintos parámetros de interés comenzando por el flujo másico de refrigerante, ya que esta variable es el nexo común que comparten los cinco equipos del ciclo transcrito:



Gráfica 1: Flujo másico proporcionado por el modelo y el *CoolPack*

A la vista de la Gráfica 1 se puede afirmar que el modelo sobredimensiona ligeramente el cálculo del caudal másico. Sin embargo presenta poca importancia ya que en todas las simulaciones los resultados de caudal másico están dentro de la banda de aceptación (región delimitada por las líneas de trazos donde el error entre variables es menor del 5%) y muy próximos a la línea diagonal; aunque existen dos ligeros repuntes en el error a consecuencia de una baja temperatura ambiente en la simulación.

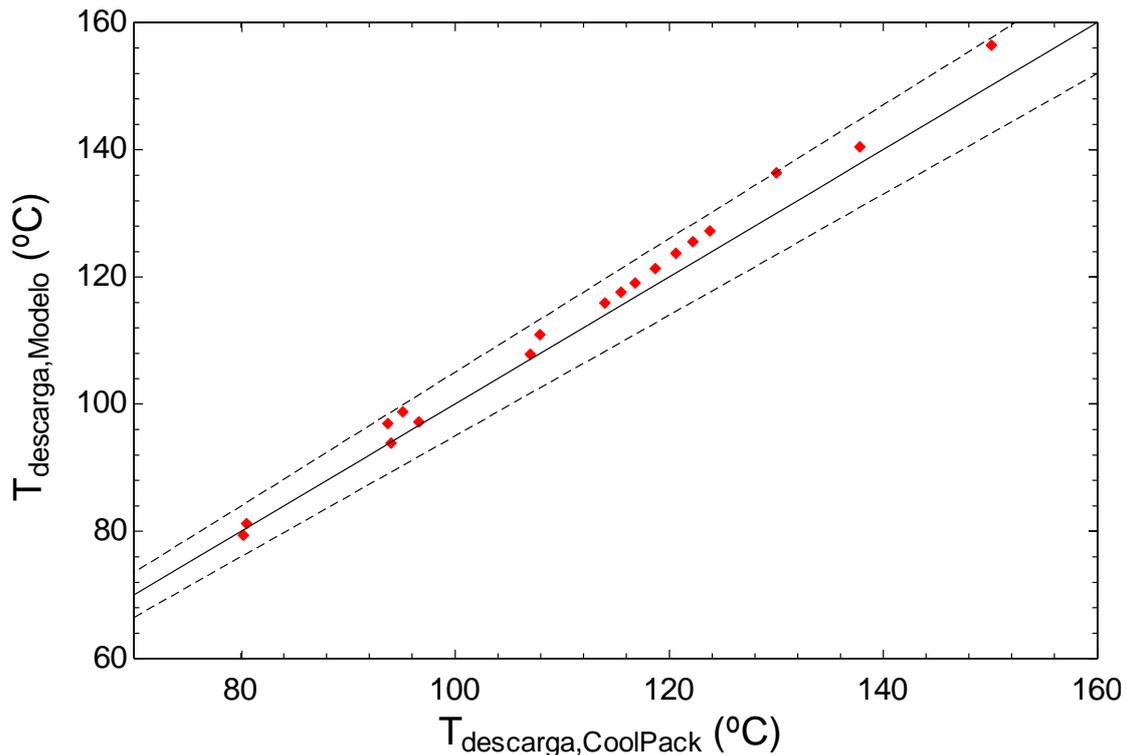
Como la potencia frigorífica debe fijarse en ambos modelos, los flujos de energía que pueden compararse son: el consumo en el compresor, la potencia cedida en el enfriador y la potencia transferida en el intercambiador interno. De estas tres se representa en la Gráfica 2 el ajuste en la potencia cedida ya que el consumo en el compresor guarda relación con la eficiencia (que se analizará posteriormente) y la potencia transferida en el intercambiador interno depende de la eficiencia de este equipo:



Gráfica 2: Potencia cedida proporcionada por el modelo y el *CoolPack*

Al igual que la variable anterior todos los resultados están dentro de la banda de aceptación. Sin embargo se observa un repunte en el error cometido por el modelo cuando la potencia cedida es superior a 14 kW, circunstancia que ocurre cuando la potencia frigorífica es elevada. Del mismo modo destacar el buen ajuste del modelo cuando la potencia cedida es menor de 7 kW.

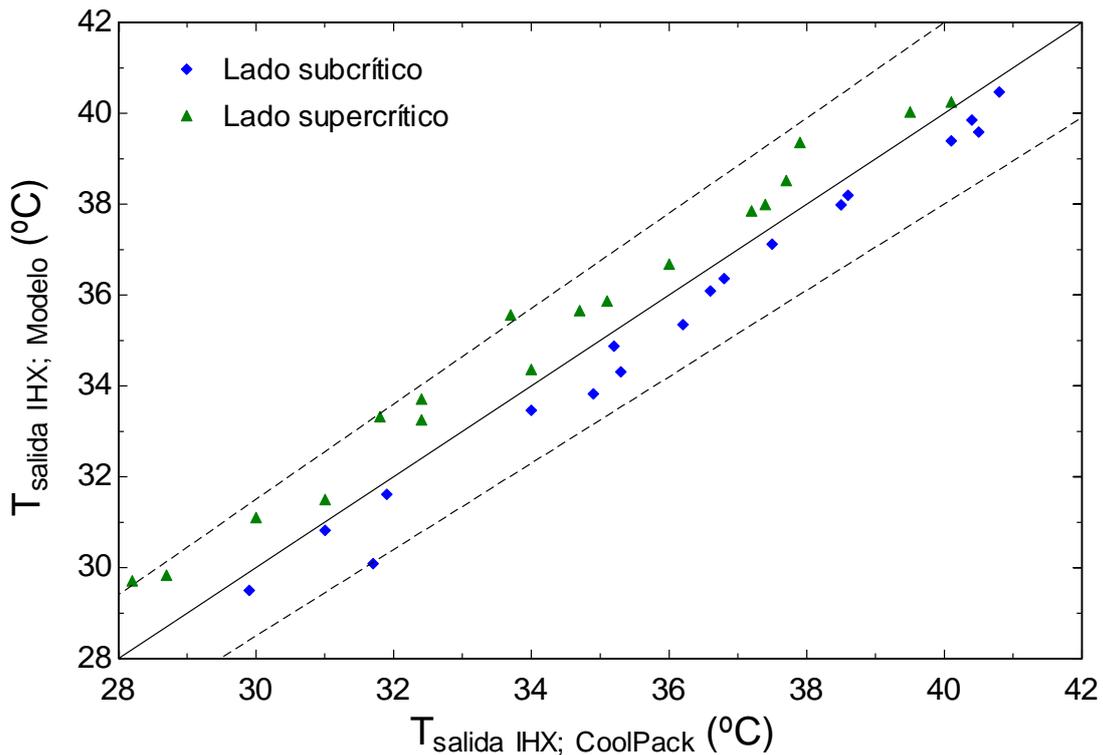
De los estados termodinámicos que presenta el dióxido de carbono a lo largo del ciclo se representa en la Gráfica 3 la temperatura de descarga del compresor estimada por ambos modelos. Se ha elegido esta variable en concreto porque es la máxima temperatura que se alcanza en el ciclo, un valor que sirve de referencia para seleccionar el material de las líneas que unen compresor con enfriador de gas y el aceite lubricante del dispositivo dinámico (compresor).



Gráfica 3: Temperatura de descarga proporcionada por el modelo y el *CoolPack*

Aunque en los ciclos simulados la temperatura de descarga del compresor se engloba dentro de la banda de aceptación no se puede pasar por alto varios repuntes en el error cometido, repuntes que ocurren cuando en la simulación la potencia frigorífica es elevada o la temperatura ambiente reducida.

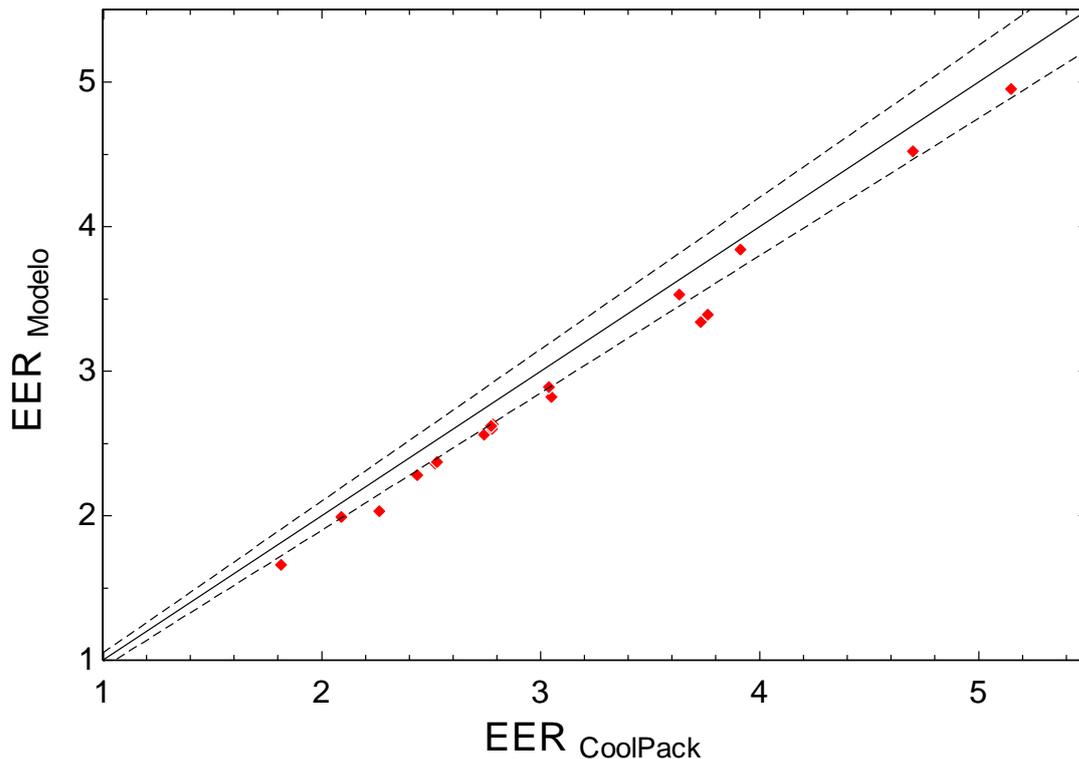
Otra variable que influye en las prestaciones del ciclo es la temperatura del dióxido de carbono a la salida del intercambiador interno, tanto en el lado subcrítico como en el supercrítico. Este equipo mejora la potencia frigorífica del ciclo pero incrementa el consumo del compresor, por lo que hay que ser cuidadoso a la hora de modelizarlo. Los resultados obtenidos se visualizan en la Gráfica 4:



Gráfica 4: Temperatura de salida del intercambiador interno proporcionada por el modelo y el *CoolPack*

La dispersión presentada por esta variable en torno a la línea de referencia es mucho mayor en comparación con otros parámetros ya analizados, además de ser la primera variable que presenta algunos resultados fuera de la banda de aceptación (aunque sea por poco). Se observa cómo el modelo sobredimensiona la temperatura de salida en el lado supercrítico a la par que en el lado subcrítico la temperatura ofrecida por el modelo es menor a la del *CoolPack*. Los errores de cálculo son mayoritarios en el lado supercrítico, motivados por una baja temperatura ambiente o la ausencia de recalentamiento (no útil) en la línea de aspiración durante la simulación. Los errores en estas temperaturas repercuten en el cálculo de la potencia consumida por el compresor, lo cual afectará a la eficiencia.

Como se acaba de mencionar la última variable que se compara en la Gráfica 5 es la eficiencia del ciclo, parámetro globalizador que plasma el grado de transformación del trabajo suministrado en efecto útil:



Gráfica 5: Eficiencia proporcionada por el modelo y el *CoolPack*

De esta gráfica destaca la existencia de varios resultados fuera de la banda de aceptación, aunque muchos se sitúan en torno al límite inferior. Este hecho es consecuencia de la dispersión y estimación en la temperatura de salida del intercambiador interno en el lado subcrítico: como el trabajo de compresión se determina como diferencia de entalpías entre descarga y admisión, una menor estimación de la temperatura de admisión hace que esta entalpía sea menor; por lo que el trabajo considerado resulta mayor y la eficiencia menor.

Con estos análisis, de los cuales se han graficado los resultados representativos de 18 simulaciones donde se han modificado los parámetros de potencia frigorífica, temperatura de focos y grados de recalentamiento; y a la vista de la buena correspondencia (en la inmensa mayoría de situaciones) entre variables estimadas y variables obtenidas con el *CoolPack* se puede considerar como válido el modelo desarrollado para el ciclo transcrito de dióxido de carbono. En el Anexo 5 se recogen los resultados numéricos de estas 18 simulaciones.

Este resultado positivo permite considerar el modelo desarrollado como herramienta para poder valorar las prestaciones del ciclo transcrito en función de las condiciones de operación.

4. – ANÁLISIS DE PRESTACIONES

Esta sección pretende analizar y valorar las prestaciones que otorga el ciclo frigorífico de dióxido de carbono, utilizando el modelo desarrollado como herramienta para la realización de estudios paramétricos que reflejen la influencia de las condiciones de operación. En concreto se desea valorar la importancia de dichas variables de entrada sobre la eficiencia: el cociente entre potencia frigorífica y consumo del compresor. Este primer análisis dará paso a un segundo análisis en el cual se compara el ciclo de dióxido de carbono estudiado con uno convencional de R134a con la intención de determinar si esta sustancia está capacitada para sustituir al HFC más utilizado, al menos en el sector del automóvil.

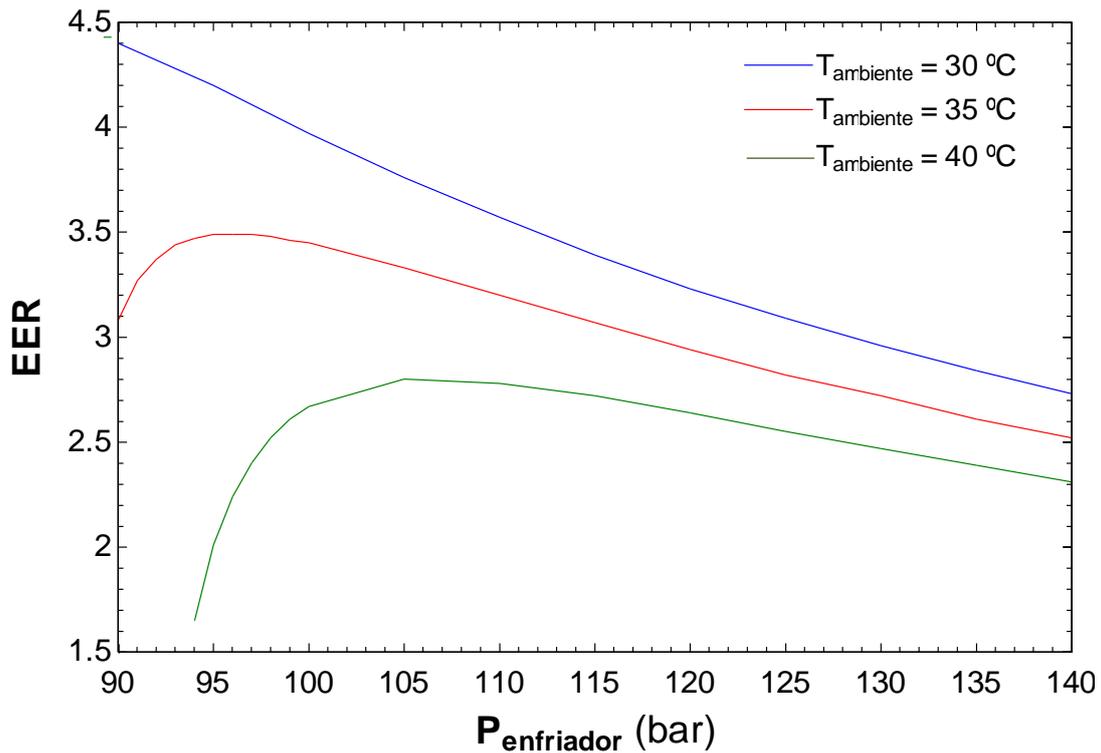
4.1. – INFLUENCIA DE FACTORES

4.1.1. – Presión de cesión de calor

Como se explicó en el estudio previo la presión presente en el enfriador de gas influye en las prestaciones del sistema, ya que para unas condiciones de operación dadas existe un valor que maximiza la eficiencia del ciclo. El primer bloque de estudio analiza la influencia de esta variable sobre la eficiencia con el fin último de comprobar si la correlación utilizada en el modelo es válida para cuantificar dicha presión.

La correlación elaborada por Liao y Jackobsen [13] para determinar la presión óptima tiene como variables de entrada, aparte de las constantes de la curva de rendimiento isoentrópico del compresor, las temperaturas del dióxido de carbono a la salida del enfriador de gas y a la entrada del evaporador. Con estas variables un primer análisis puede valorar la influencia de los focos térmicos a la hora de establecer el nivel óptimo de presión en el enfriador de gas: para distintos niveles de temperatura ambiente y de temperatura de recinto se representa la evolución de la eficiencia del sistema con la presión del enfriador con el fin de establecer conclusiones.

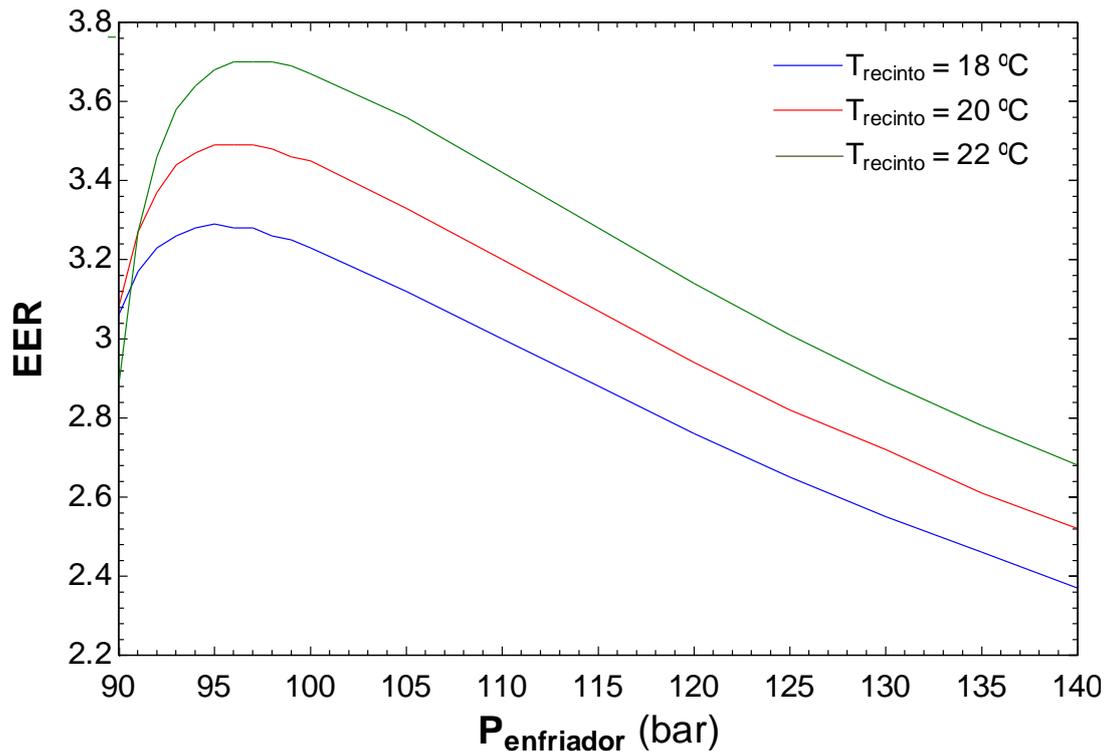
La Gráfica 6 refleja la influencia de la temperatura ambiente a la hora de establecer el nivel óptimo de operación del enfriador de gas:



Gráfica 6: Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 3 niveles de temperatura ambiente
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Potencia frigorífica: 5 kW ; Recalentamientos: 0 °C)

Al aumentar la temperatura ambiente la eficiencia disminuye porque se incrementa el salto térmico entre foco frío y foco caliente. En cuanto a los perfiles representados la temperatura ambiente influye en la posición del máximo de eficiencia. En concreto, un incremento de ésta hace que el máximo de eficiencia se desplace hacia presiones mayores, la magnitud de dicho máximo disminuya y se reduzca el ritmo al cual desciende la eficiencia cuando la presión supera el valor óptimo.

La influencia de la temperatura de recinto a la hora de establecer la presión que maximiza la eficiencia del ciclo se recoge en la Gráfica 7:

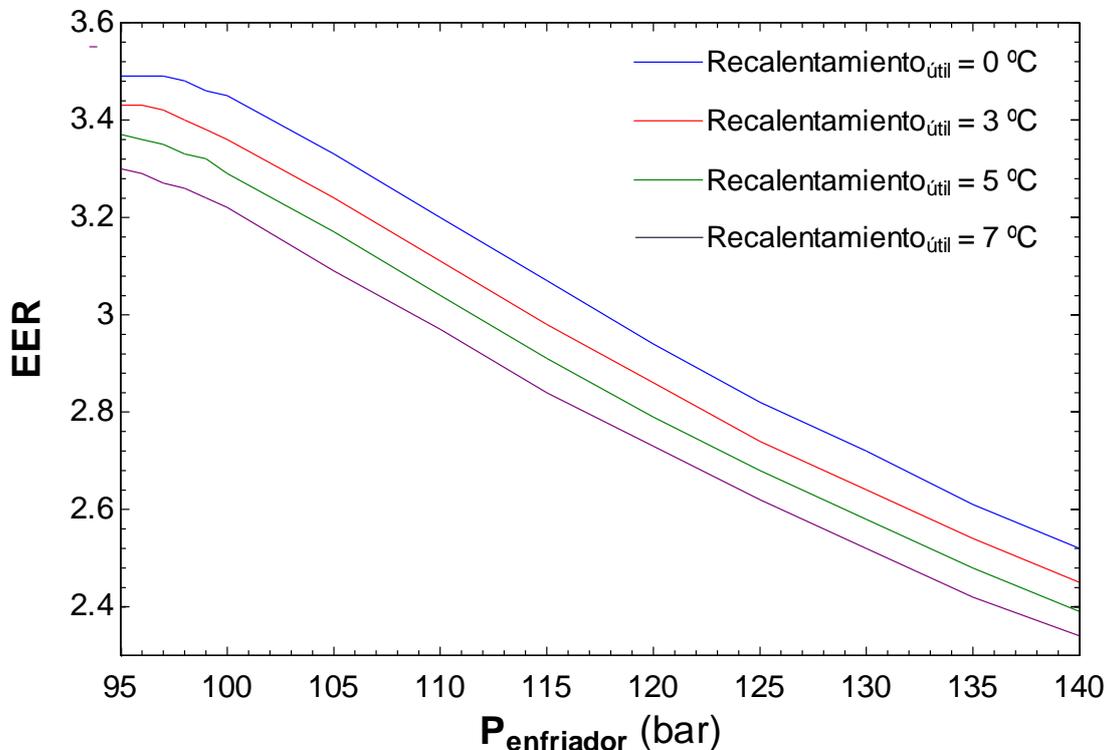


Gráfica 7: Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 3 niveles de temperatura de recinto (Temperatura ambiente: 35 °C ; Potencia frigorífica: 5 kW ; Recalentamientos: 0 °C)

Al contrario que la temperatura ambiente esta variable apenas influye en la determinación de la presión óptima del enfriador de gas, ya que al incrementar la temperatura de recinto el máximo de eficiencia ligeramente se desplaza hacia presiones mayores. Donde sí influye es en la pendiente de la curva: en el tramo creciente cuanto mayor es la temperatura de recinto mayor es el ritmo de crecimiento de la eficiencia con la presión, mientras que en el tramo decreciente las tres curvas presentan un perfil similar. Y del mismo modo que en la Gráfica 6 al incrementar la temperatura de recinto se reduce el salto térmico, por lo que la eficiencia del ciclo crece.

Las dos gráficas anteriores indican que es desaconsejable que, tras fijar los focos térmicos, el enfriador de gas opere con una presión inferior al valor óptimo. En esta zona, donde el incremento en capacidad frigorífica es superior al incremento en consumo, una ligera reducción en la presión origina un descenso brusco en la eficiencia. Tampoco la presión del enfriador debe superar en exceso al valor óptimo por los problemas que podría ocasionar al compresor, pero en este caso el descenso en eficiencia por incremento de presión es menor que en el tramo creciente de la curva. En resumen, para que el ciclo transcrito opere con una eficiencia aceptable la presión del enfriador debe situarse en torno al valor óptimo evitado en todo caso que ésta sea inferior a dicho valor.

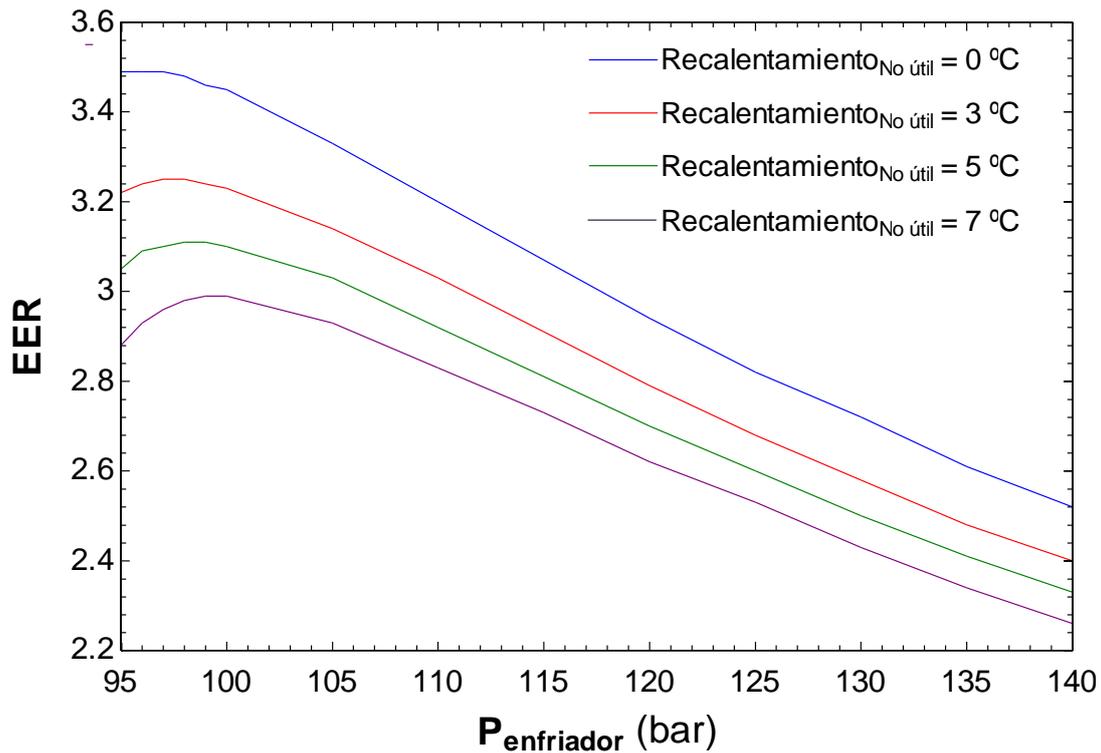
También se analizan los efectos de los recalentamientos sobre el valor óptimo en la presión del enfriador, ya que estos influyen en el rendimiento del intercambiador interno. En primer lugar se representa en la Gráfica 8 las consecuencias del recalentamiento útil al final del evaporador:



Gráfica 8: Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 4 niveles de recalentamiento útil (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Potencia frigorífica: 5 kW Recalentamiento no útil: 0 °C)

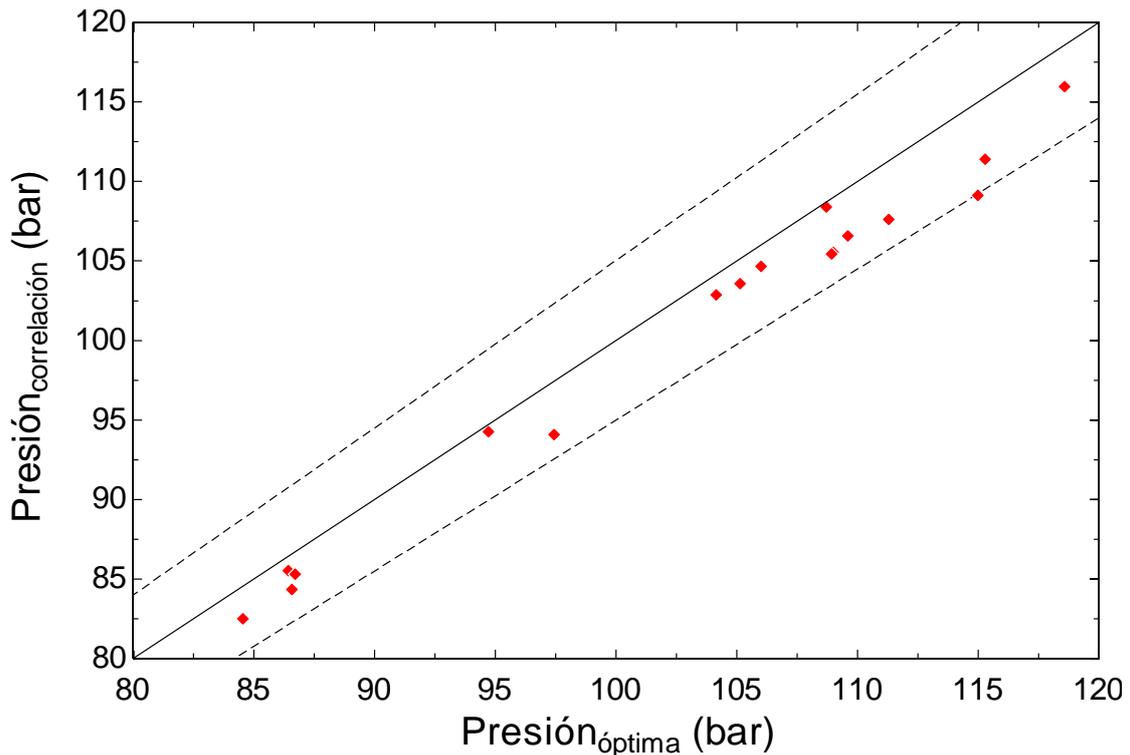
El recalentamiento útil, al igual que la temperatura de recinto, apenas influye en el comportamiento de la presión del enfriador en la eficiencia pues la posición del máximo y el perfil de las curvas obtenidas apenas cambia al incrementar este parámetro. Sin embargo si influye en la eficiencia del sistema, ya que un incremento en la temperatura del vapor de salida del evaporador incrementa la temperatura de admisión al compresor dando lugar a un mayor consumo que reduce la eficiencia.

Con respecto al recalentamiento no útil presente en la línea de admisión (entre evaporador e intercambiador interno), la Gráfica 9 muestra como al aumentar este parámetro se incrementa ligeramente la presión que maximiza la eficiencia y se reduce su valor:



Gráfica 9: Eficiencia frente a presión en el enfriador de gas para 4 niveles de recalentamiento no útil (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Potencia frigorífica: 5 kW Recalentamiento útil: 0 °C)

Para concluir este primer bloque de estudio se verifica la validez de la correlación utilizada para determinar la presión del enfriador que maximiza la eficiencia. Para ello se usa el mismo procedimiento utilizado en el capítulo *Validación del modelo*: para distintos ciclos se enfrenta el valor de presión que maximiza la eficiencia, obtenido tras un estudio paramétrico de cada ciclo, con el valor propuesto por la correlación. Si los resultados obtenidos y representados en la Gráfica 10 están dentro de una región que representa una desviación menor o igual al 5% la correlación utilizada puede darse por válida.



Gráfica 10: Verificación de la correlación de Liao y Jackobsen para determinar la presión del enfriador

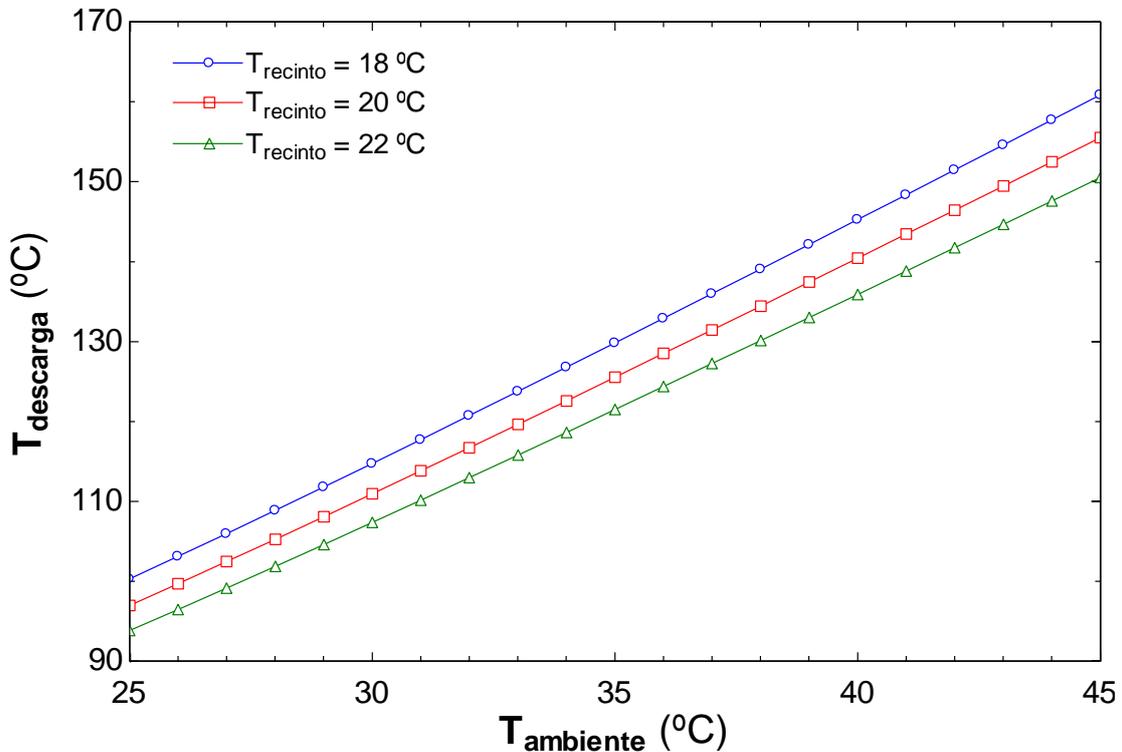
La dispersión de los resultados muestra como la correlación estima unos valores de presión óptima menores a los obtenidos en los estudios paramétricos. Sin embargo, al situarse todos estos dentro de la banda de aceptación (con la salvedad de uno justo en el límite inferior) la correlación utilizada en el modelo puede darse por válida.

Con este resultado se cambia el enfoque de los estudios: a partir de ahora la presión en el enfriador de gas no se mantendrá en un nivel constante sino que se usará la correlación para tratar en todo momento de maximizar la eficiencia del ciclo, haciendo que la presión de alta cambie en función de las condiciones de los focos.

4.1.2. – Límites de operación

El siguiente bloque de análisis valora los límites de operación del ciclo transcrito, en concreto la temperatura de descarga del compresor por ser el límite térmico del ciclo y por su influencia en la selección de componentes. Una de las premisas que deben garantizarse para un correcto funcionamiento tanto del compresor como del propio sistema es la no degradación del aceite lubricante a consecuencia de una temperatura elevada. Aunque todos los análisis de este apartado se realizan con la premisa de maximizar la eficiencia del ciclo (es decir, minimizando el trabajo de compresión) porque el modelo se ha constituido así; este análisis puede enriquecerse si se considera al menos cualitativamente el efecto de una posible limitación en la

temperatura de descarga del compresor, un límite que se puede fijar en 140 °C (una temperatura de degradación típica de muchos lubricantes sintéticos). La Gráfica 11 representa para una potencia frigorífica de 7.5 kW la evolución de la temperatura de descarga con la temperatura ambiente para tres temperaturas de interior de vehículo compatibles con una cómoda práctica de la conducción:



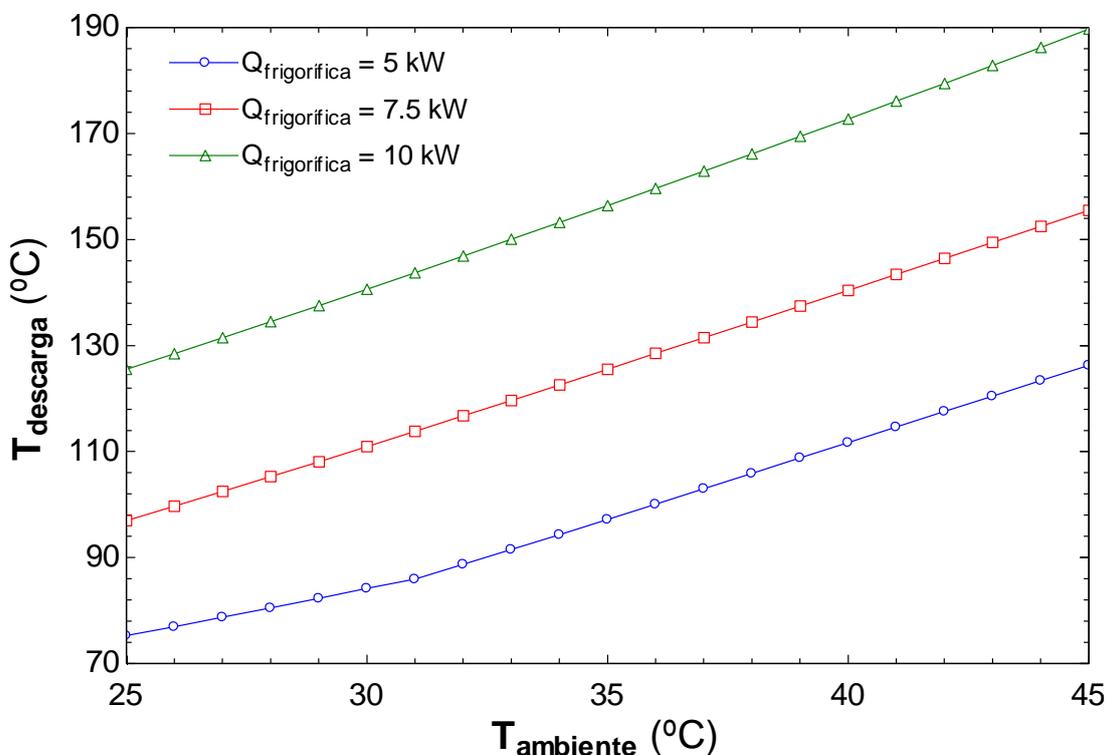
Gráfica 11: Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia) (Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5 °C)

Para una misma temperatura ambiente al reducir la temperatura de recinto la temperatura de descarga es mayor. Al fijar las condiciones ambientales la presión del enfriador de gas queda prácticamente definida (ya que el ambiente es el parámetro determinante en la obtención del valor óptimo), así que al bajar la temperatura de recinto la temperatura del dióxido de carbono en el evaporador disminuye. Al disminuir esta temperatura la presión del evaporador se reduce por lo que la relación de compresión aumenta, que unido a la disposición de las isoentrópicas en el diagrama P – h incrementa la temperatura de descarga.

Al fijar el límite en 140 °C la gráfica refleja que tras superar los 38 °C el sistema de refrigeración no sería capaz de operar con el criterio de minimizar el trabajo invertido en compresión, pues se superaría este valor límite. Ante esta situación el controlador encargado de regular el ciclo transcrito sólo podría actuar de dos formas:

- Reduciendo la presión del enfriador de gas para reducir la temperatura de descarga. Tal y como se ha visto en el primer bloque de análisis esta decisión haría descender bruscamente la eficiencia del ciclo, pues la presión se situaría por debajo del valor óptimo.
- Modificar las revoluciones del compresor para modificar el caudal vehiculado en el sistema. En última instancia lo que se persigue con esto es disminuir la potencia frigorífica para reducir la presión óptima en el enfriador de gas, de modo que el sistema pueda seguir operando con un consumo mínimo y la temperatura de descarga del compresor no supere el valor límite. Esta opción casi nunca se podrá llevar a cabo pues significaría cambiar el punto de operación del sistema (éste se diseña para evacuar un nivel de potencia en concreto), así que en realidad el controlador únicamente podrá responder ante esta adversidad reduciendo la presión del enfriador y manteniendo la potencia frigorífica.

La siguiente gráfica trata de reflejar la influencia de la potencia frigorífica en la temperatura de descarga. Considerando que el mismo sistema (con los mismos equipos) se planteara para evacuar tres potencias distintas se representa en la Gráfica 12 para cada nivel la evolución de la temperatura de descarga con la temperatura ambiente.



Gráfica 12: Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

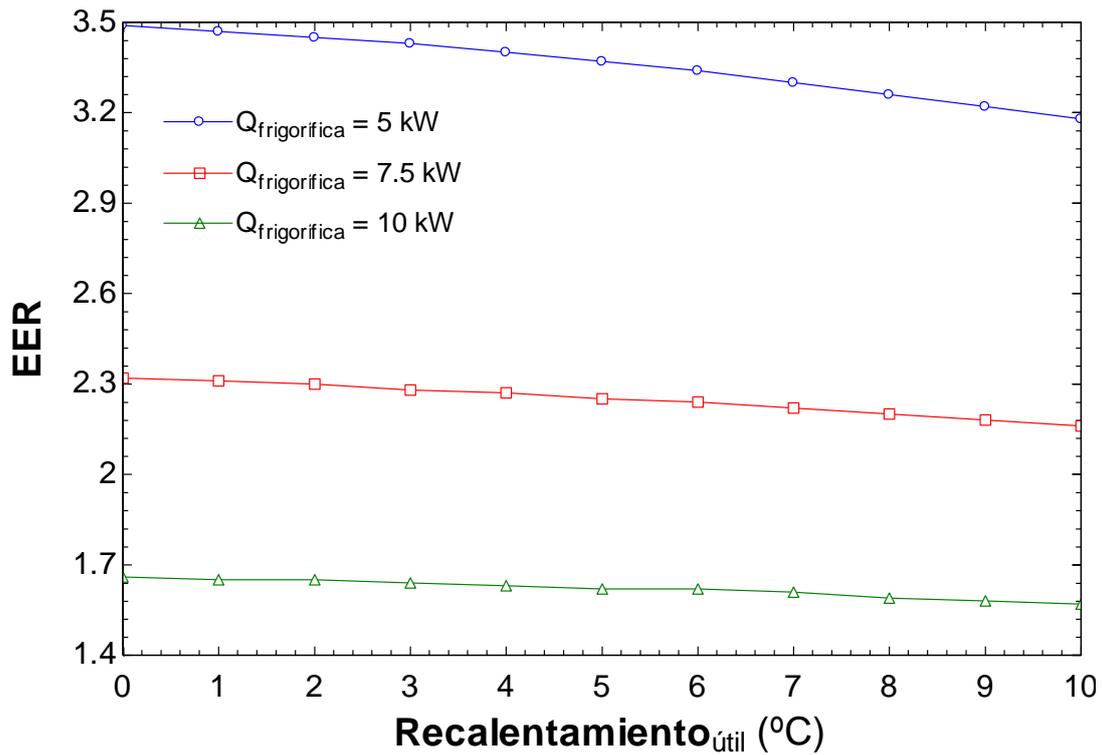
Al reducirse la demanda manteniendo la temperatura ambiente la temperatura del evaporador aumenta, por lo que la relación de compresión se reduce (al aumentar la presión en el evaporador) y en consecuencia la temperatura de descarga también. Con la configuración actual de equipos en el sistema y considerando el periodo de uso habitual (verano), éste no podría proporcionar una potencia frigorífica de 10 kW con un consumo mínimo sin superar el límite de 140 °C en la temperatura de descarga. A través del perfil de estas curvas se puede estimar la máxima potencia que es capaz de evacuar el sistema (con los equipos seleccionados) con mínimo consumo, con independencia del ambiente y sin superar el límite de descarga. Un valor que se sitúa en 6 kW, incrementable a 7.5 kW si se garantiza que la temperatura ambiente no va a superar los 40 °C.

Esta gráfica trata de recoger el límite de operación que presentan los equipos seleccionados a la hora de constituir un ciclo transcrito. Si por las condiciones de operación (potencia frigorífica y temperaturas ambiente / de recinto) la temperatura de descarga del compresor supera el límite marcado por el lubricante cuando el ciclo opera con eficiencia máxima, la única solución factible es seleccionar otros equipos (evaporador, compresor, intercambiador interno, enfriador de gas) cuya geometría permitan al ciclo transcrito operar con un consumo mínimo y sin contratiempos; pues trabajar con presiones en el lado de alta inferiores al valor óptimo afecta negativamente a la eficiencia del sistema.

4.1.3. – Eficiencia del sistema

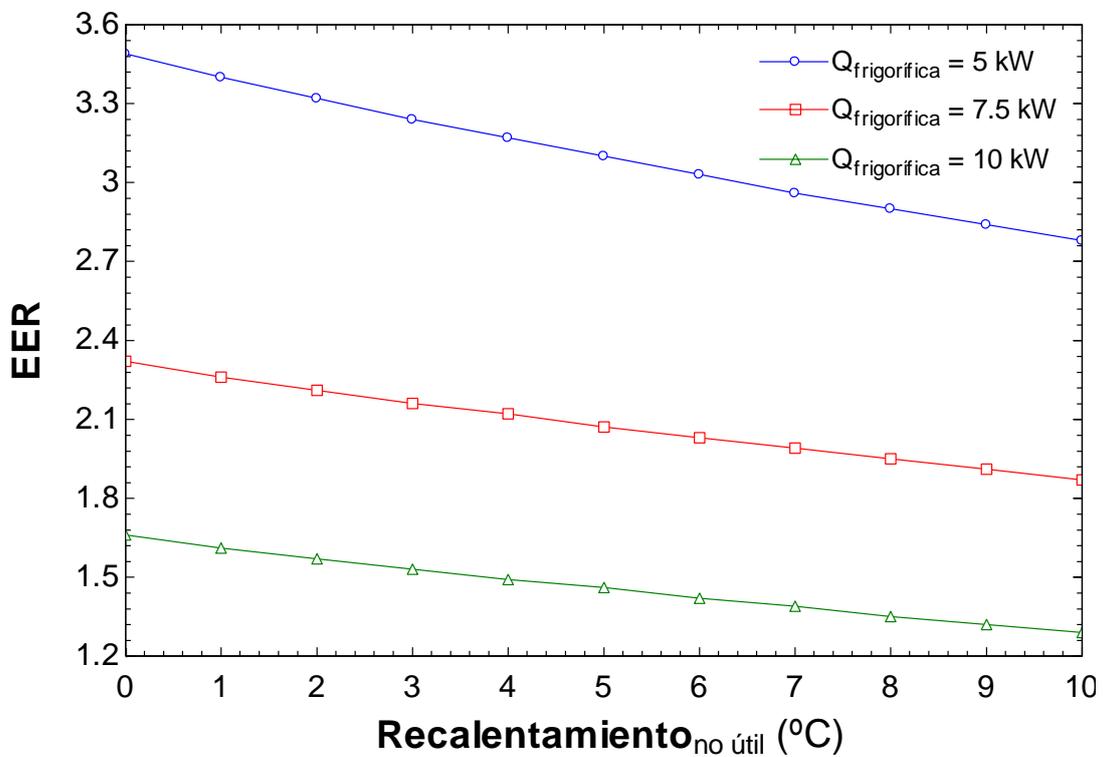
El último bloque de estudio valora la eficiencia del sistema cuando la presión del enfriador de gas se selecciona con el criterio de maximizar esta variable. El primer análisis de este bloque versa (otra vez) sobre la influencia de los recalentamientos útil y no útil, parámetros que apenas influían en la elección del nivel de presión óptimo en el lado de alta.

Con respecto al recalentamiento útil la Gráfica 13 refleja como la eficiencia es prácticamente insensible a este parámetro a consecuencia de la hipótesis adoptada de despreciar éste en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor del evaporador. Tan sólo tiene algo de influencia cuando la demanda frigorífica es baja.



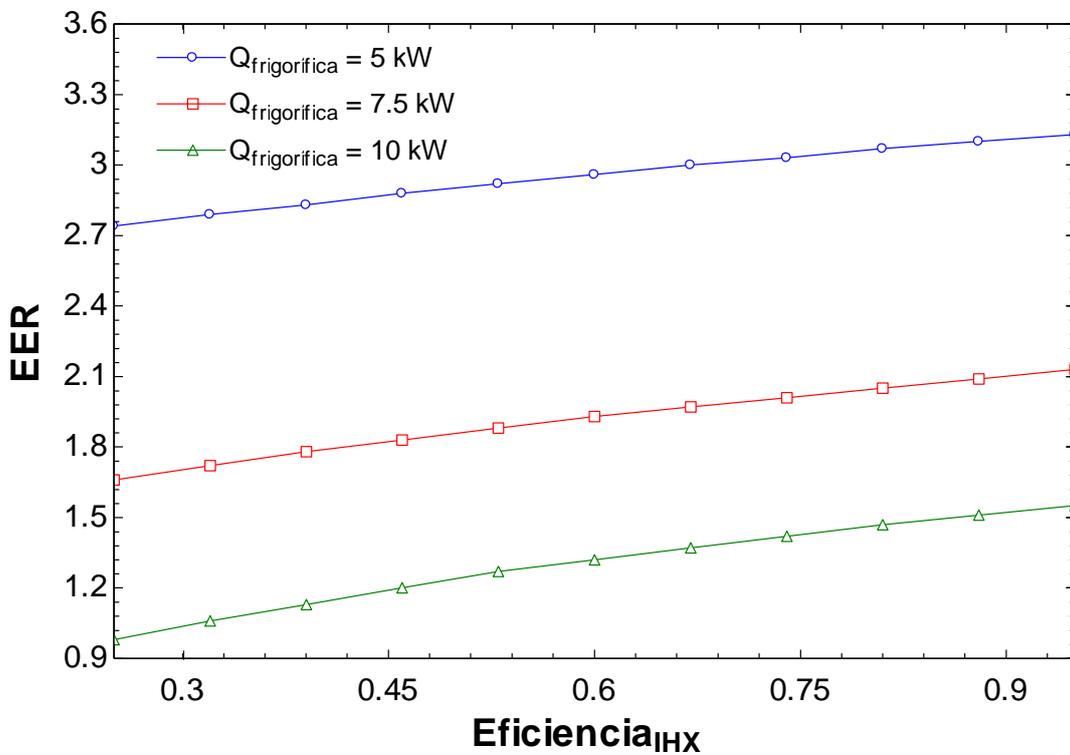
Gráfica 13: Eficiencia frente a recalentamiento útil (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamiento no útil: 0 °C)

En cuanto al recalentamiento no útil, tal y como muestra la Gráfica 14 cuando se trata de maximizar la eficiencia del ciclo un valor elevado en esta variable contribuye a un descenso, sobre todo cuando la potencia frigorífica es baja:



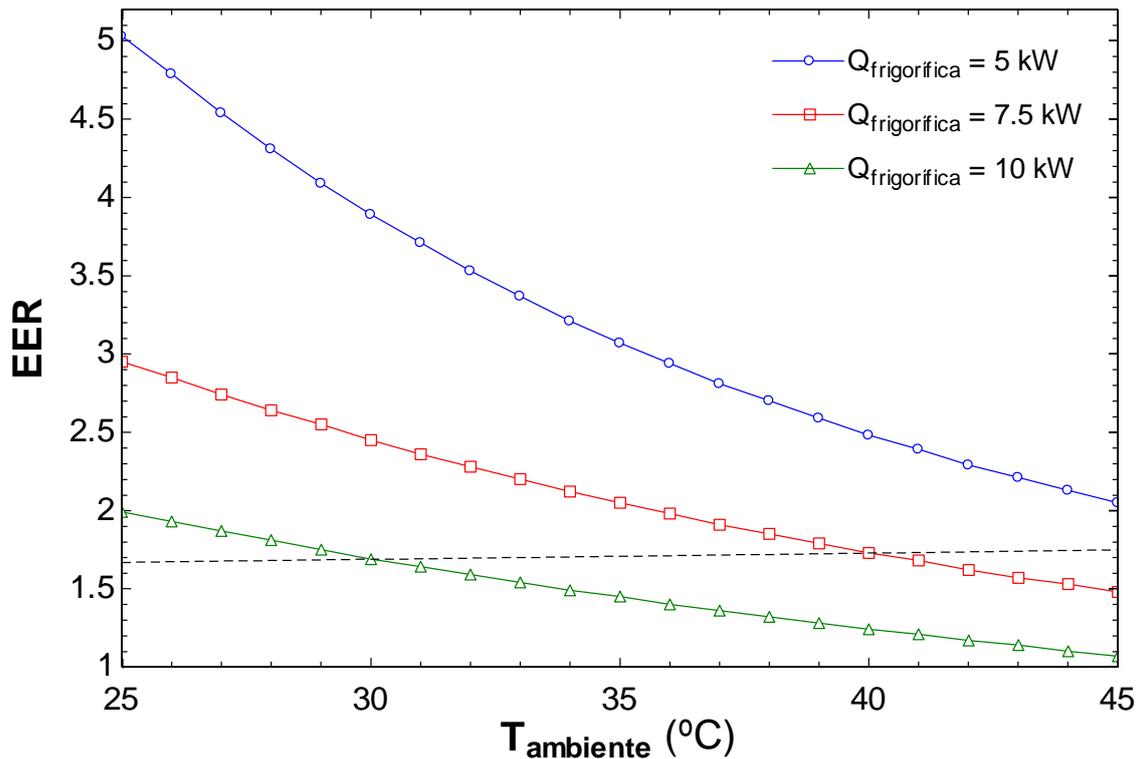
Gráfica 14: Eficiencia frente a recalentamiento no útil (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamiento útil: 0 °C)

Uno de los motivos que explican la presencia del intercambiador interno en todo ciclo transcrito es su capacidad de mejorar la eficiencia del sistema. El siguiente análisis trata de cuantificar esta mejora para distintos niveles de potencia frigorífica. Aunque en el modelo se considera la eficiencia del intercambiador interno como una variable de salida, en este estudio se ha modificado ligeramente el código para considerarla de entrada: como la geometría del intercambiador interno (en concreto su longitud) influye en la eficiencia lo que se hace indirectamente en este análisis es modificar la longitud del equipo. La Gráfica 15 refleja como una mayor eficiencia en el intercambiador interno incrementa la eficiencia del ciclo, en especial cuando la potencia frigorífica es elevada.



Gráfica 15: Eficiencia frente a eficiencia del intercambiador interno (tratando de maximizar la primera)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

La Gráfica 16 representa la evolución la eficiencia del sistema con respecto a la temperatura ambiente sí se vuelve a tomar en consideración las tres potencias frigoríficas anteriores:



Gráfica 16: Eficiencia frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

Como era de esperar la eficiencia del sistema disminuye tanto al incrementar la potencia frigorífica como al incrementar la temperatura ambiente. Aunque este análisis se ha realizado con el criterio de maximizar la eficiencia, a la vista del estudio sobre la temperatura de descarga es conveniente valorar al menos cualitativamente los efectos de una posible limitación en esta temperatura. Con esta idea se ha representado una línea discontinua para reflejar que cuando la eficiencia atraviesa esta línea se debe esperar una reducción en sus valores a consecuencia de la necesidad de reducir la presión en el enfriador de gas para no superar el límite de degradación del lubricante.

Tras este análisis se concluye que la elevada temperatura obtenida a la salida del compresor es el principal hándicap del ciclo transcrito. Para los equipos seleccionados, esta limitación impide con independencia del entorno de trabajo la evacuación de potencias superiores a 6 kW con un mínimo consumo en el compresor sin sobrepasar el límite impuesto por el lubricante para evitar su degradación. Este aspecto desfavorable introduce la última sección del Proyecto, la cual trata de aportar soluciones constrictivas que permitan incrementar el rango de operación del sistema con un consumo mínimo, independientemente de las condiciones ambientales y sin cambiar la geometría de los equipos.

4.2. – COMPARACIÓN DE CICLOS FRIGORÍFICOS

El estudio del dióxido de carbono como refrigerante ha estado justificado por sus propiedades termodinámicas capaces de conferir al ciclo transcrito unas prestaciones equiparables a las de cualquier sistema convencional, hecho al que recientemente se le ha sumado la necesidad de cumplir normativas medioambientales. En este capítulo se realiza una valoración de esta afirmación muy analizada en el sector de la automoción.

Como se explicó en el estudio previo el dióxido de carbono es el futuro sustituto del R134a en los sistemas de refrigeración de automóvil por sus similitudes en cuanto a eficiencia. Si se desea realizar una valoración de la eficiencia lograda con ambos refrigerantes (dióxido de carbono y R134a) tan sólo hay que comparar estos ciclos teniendo en cuenta lo siguiente:

- Ambos ciclos deben operar con las mismas condiciones: mismo punto de operación y misma geometría en equipos.
- La cesión de calor al ambiente se realiza de forma distinta en cada refrigerante: el dióxido de carbono experimenta un enfriamiento sensible caracterizado por la presión y temperatura de salida del gas, mientras que en el R134a la cesión de calor se lleva a cabo a través de un cambio de fase a la temperatura de condensación.

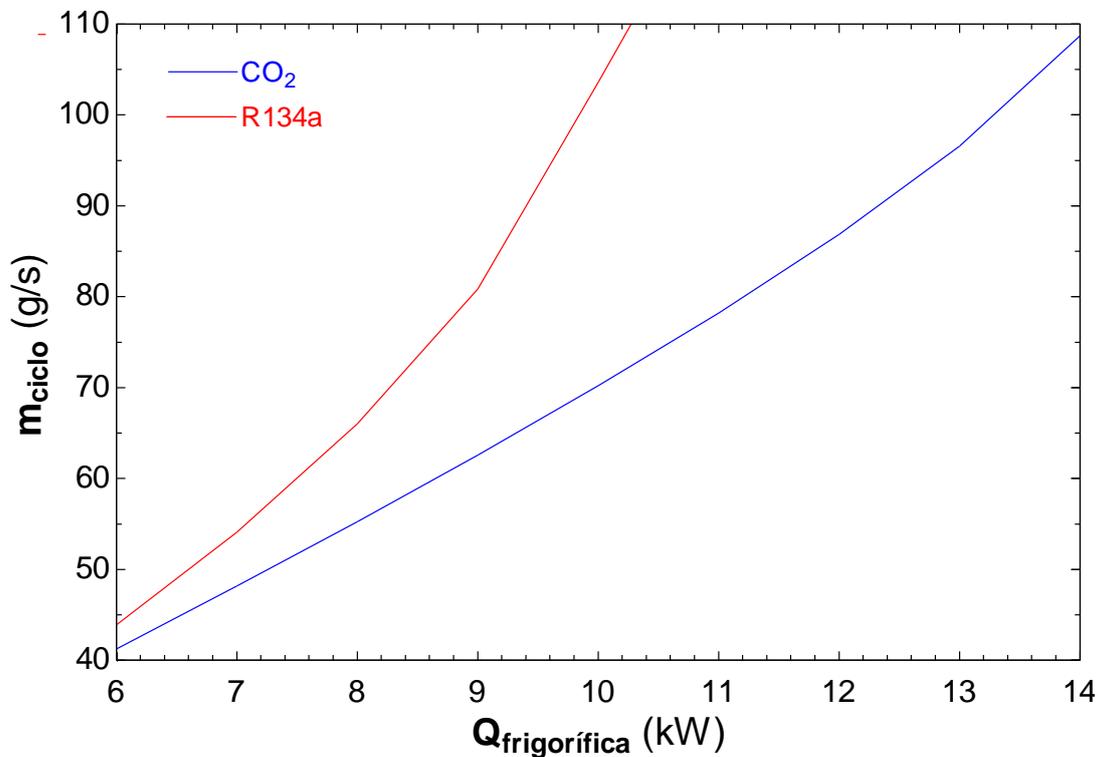
Como el *CoolPack* no permite introducir para el ciclo convencional las mismas variables de entrada que en el modelo desarrollado (exige temperatura de evaporación en vez de temperatura de recinto y temperatura de condensación en vez de temperatura ambiente), es necesario elaborar un modelo numérico capaz de simular el comportamiento del ciclo frigorífico de R134a a través de las mismas variables de entrada que el modelo propuesto para el dióxido de carbono: potencia frigorífica, temperatura de recinto, temperatura ambiente, grado de recalentamiento (útil) en evaporador y grado de recalentamiento (no útil) en línea de aspiración.

Como el objetivo de este proyecto no es el desarrollo de un sofisticado modelo numérico del ciclo convencional, para realizar este análisis se tiene en cuenta el trabajo de los investigadores Belman-Flores y Barroso-Maldonado [8]; quienes elaboraron un modelo físico del sistema buscado, con las variables de entrada requeridas y capaz de describir el estado termodinámico del R134a a lo largo de los equipos básicos: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. El listado anterior muestra

la primera diferencia de este ciclo con respecto al transcrito: ausencia de intercambiador interno. El modelado de este ciclo convencional se describe en el Anexo 6.

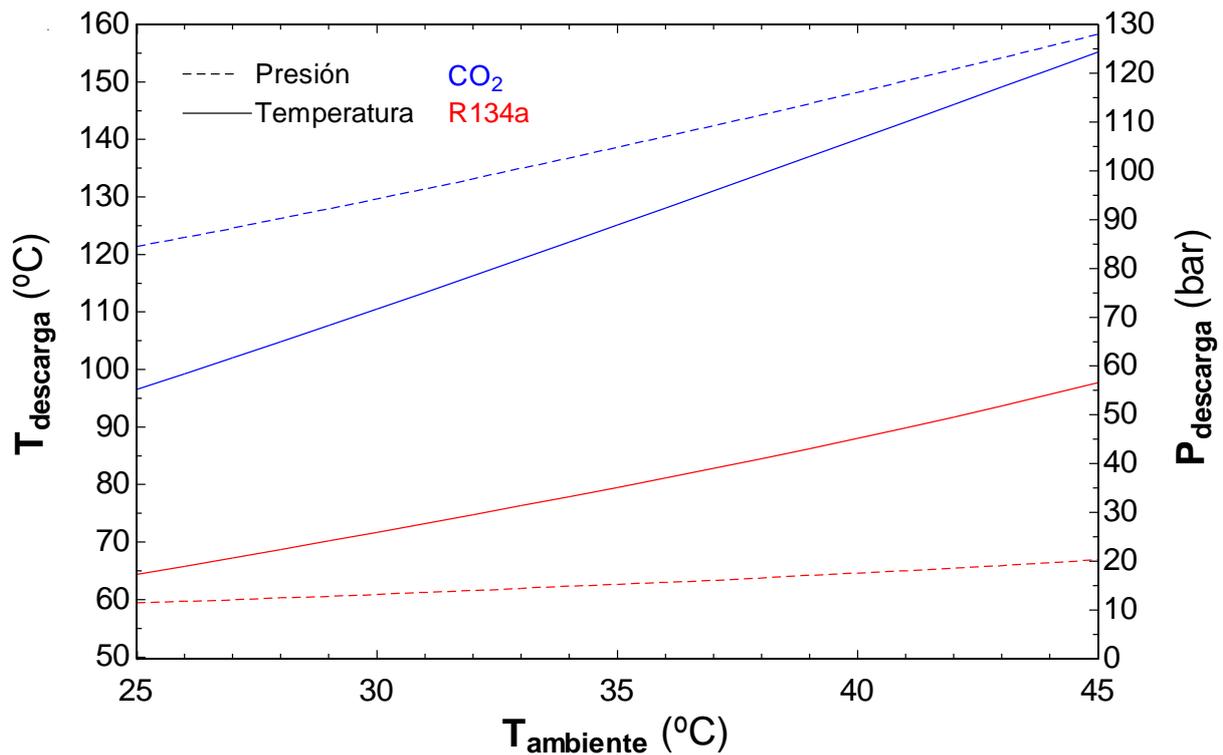
El uso de este modelo permite comparar ambos ciclos adoptando un mismo punto de operación y realizando distintos estudios paramétricos. Se describe con brevedad el punto de operación elegido: 7.5 kW de potencia frigorífica, 20 °C de temperatura de recinto, 35 °C de temperatura ambiente y 5 °C de recalentamientos útil y no útil.

El primer estudio, representado en la Gráfica 17, refleja la evolución del caudal másico de refrigerante con la potencia frigorífica. La mayor capacidad volumétrica de refrigeración del dióxido de carbono permite reducir el flujo másico circulante por la instalación, sobre todo cuando la potencia frigorífica es elevada.



Gráfica 17: Caudal másico frente a potencia frigorífica para ambos ciclos
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

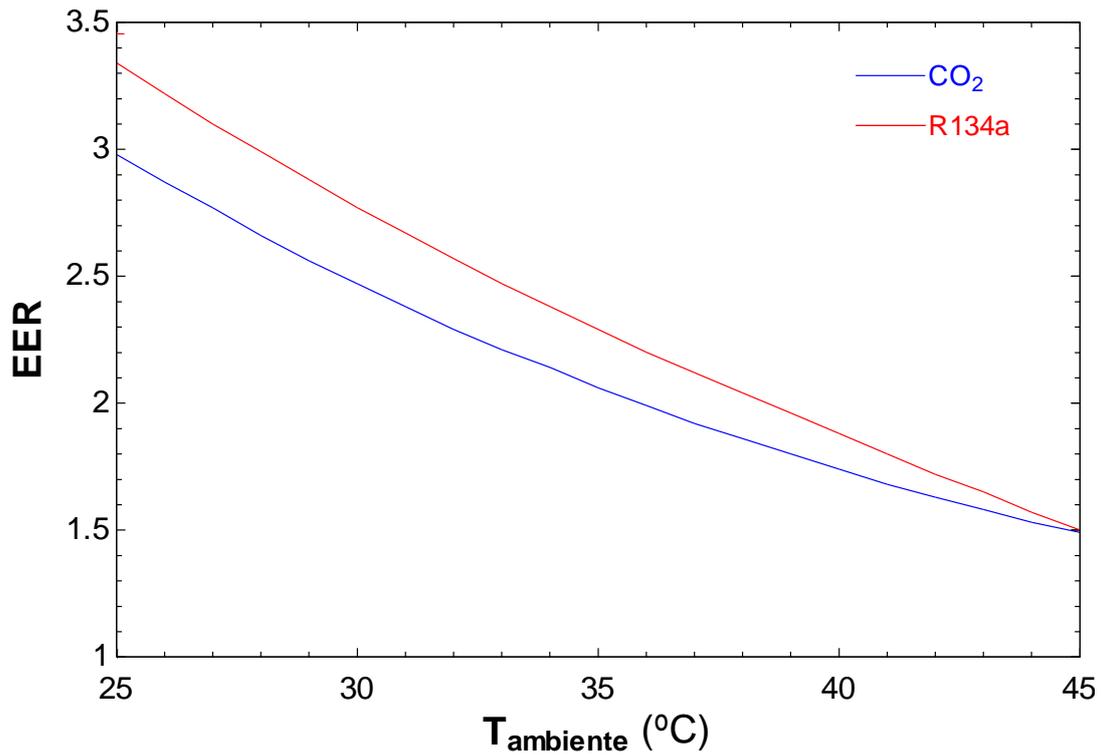
El análisis recogido en la Gráfica 18 versa sobre la evolución de los límites de operación de ambos ciclos con respecto a la temperatura ambiente, en concreto la presión y la temperatura de descarga del compresor; valores que marcan el límite superior de funcionamiento del ciclo:



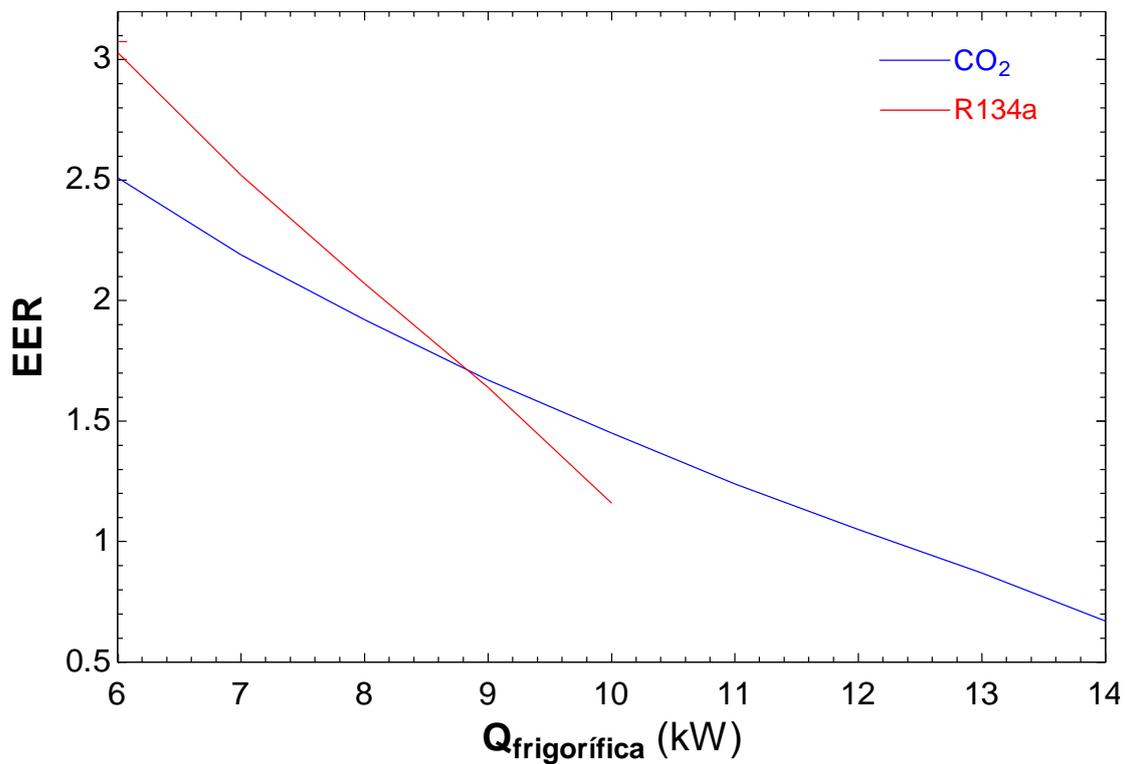
Gráfica 18: Presión y temperatura de descarga frente a temperatura ambiente para ambos ciclos (Temperatura de recinto: 20°C ; Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5°C)

Las presiones a la que opera un ciclo transcrito (10 veces superior a las de un ciclo convencional) permiten explicar las temperaturas alcanzadas a la salida del compresor. Conforme se incrementa la temperatura ambiente mayor tiene que ser la temperatura de descarga para poder garantizar durante el proceso de cesión de calor un gradiente adecuado. A diferencia del condensador donde la presión es impuesta por la temperatura de condensación, en el enfriador de gas está se determina con el objetivo de minimizar el consumo del compresor. Los valores elevados de presión en el ciclo transcrito hacen que el trabajo de compresión se incremente a la par que la temperatura alcanzada en la descarga limita su funcionamiento a causa de evitar la degradación del lubricante.

El último análisis evalúa el parámetro más estudiado desde la vuelta del dióxido de carbono como refrigerante: la eficiencia del ciclo. Con esta finalidad se ha representado en las Gráficas 19 y 20 la influencia de la temperatura ambiente y la potencia frigorífica en esta variable tan significativa:



Gráfica 19: Eficiencia frente a temperatura ambiente para ambos ciclos
(Temperatura de recinto: 20 $^{\circ}\text{C}$; Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5 $^{\circ}\text{C}$)



Gráfica 20: Eficiencia frente a potencia frigorífica para ambos ciclos
(Temperatura de recinto: 20 $^{\circ}\text{C}$; Temperatura ambiente: 35 $^{\circ}\text{C}$; Recalentamientos: 5 $^{\circ}\text{C}$)

La diferencia entre eficiencias se reduce conforme aumenta la temperatura ambiente, ya que la Gráfica 19 refleja como para una potencia de 7.5 kW una diferencia inicial del 11% va disminuyendo hasta desaparecer al final del rango de estudio. Por

otro lado, a potencias bajas la eficiencia del ciclo convencional es ligeramente superior al ciclo transcrito, pero a partir de 9 kW se invierte la tendencia de modo que el ciclo transcrito se convierte en claro dominante. La Gráfica 20 tan sólo representa para el ciclo convencional valores de eficiencia en potencias de hasta 10 kW por problemas de convergencia presentados en el modelo de R134a a raíz de la geometría seleccionada, pero al menos permite reflejar la tendencia de esta variable.

A la vista de estos análisis lo primero a pensar del ciclo transcrito, si se deja de lado la necesidad de cumplir normativas medioambientales, es que los mayores límites de operación y los valores ligeramente menores en eficiencia constituyen un disuasorio para continuar con el desarrollo de estos. Pero antes de determinar un juicio final también hay que tener en cuenta lo siguiente:

- El incremento de presión logrado por unidad de trabajo suministrado al compresor que presenta el dióxido de carbono es muy superior al del R134a, ya que con tan sólo un 11% más de trabajo que el ciclo convencional el transcrito es capaz de incrementar el nivel de presión (para una misma potencia frigorífica de 7.5 kW) una media de 65 bar frente a los 10 bar del convencional. Las buenas propiedades termofísicas del dióxido de carbono constituyen un claro motivo para seguir mejorando los ciclos transcritos.
- Estos ciclos se han comparado a través de dos modelos numéricos que presentan cierto grado de realismo, pero el hecho que los autores no hayan considerado pérdidas de carga en los equipos resta realismo al modelo de R134a. En el capítulo *Propiedades del dióxido de carbono* se vio como la caída en la temperatura de saturación por unidad de presión presentada por el R134a es unas 10 veces superior. Con este dato y considerando unas pérdidas de carga en el evaporador del mismo orden para ambos ciclos (aunque con frecuencia éstas son ligeramente menores en el R134a) se deduce que el deslizamiento experimentado por la temperatura de evaporación del R134a es superior, lo que hace disminuir tanto la temperatura media de absorción de calor en el equipo como la temperatura de admisión al compresor. Si se considera que el rendimiento isoentrópico apenas varia, una reducción en la temperatura de admisión incrementa la de descarga generando un trabajo de compresión superior al valor ofrecido por el modelo que no considera pérdidas de carga y por ende una menor eficiencia. Con este comentario no se pretende sugerir que

la eficiencia del ciclo de R134a caerá hasta ser igual (o menor) a la de dióxido de carbono, si no que la diferencia entre ellas serán al menos inferior al 11%. Una estimación simple, despreciando las pérdidas de carga en el modelo de dióxido de carbono, siguiere que esta diferencia puede pasar del 11% al 7%; de modo que las eficiencias de ambos ciclos (dióxido de carbono y R134a) pueden ya considerarse como similares.

Con este análisis se ha deseado poner de manifiesto la similitud del ciclo transcrito de dióxido de carbono con respecto al convencional de R134a en cuanto sus prestaciones, un análisis que concluye su buena disposición para ser un sustituto adecuado de los actuales sistemas de refrigeración en automoción. Aunque para ello hay que seguir investigando con el fin de mitigar el impacto de sus inconvenientes.

5. – MEJORAS CONSTRUCTIVAS

En la sección *Análisis de prestaciones* se concluyó como un inconveniente del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa era la elevada temperatura alcanzada a la salida del compresor, ya que dificulta (según las condiciones de operación) minimizar el trabajo invertido en el ciclo sin evitar la degradación del lubricante. Además de esta temperatura otro problema común a todo ciclo de refrigeración, pero acentuado en los transcritos, es el asegurar la correcta distribución de la mezcla bifásica a lo largo del evaporador con el fin de mejorar el rendimiento del equipo. Esta sección propone y valora dos mejoras constructivas capaces de reducir el impacto de estos inconvenientes con la finalidad de ampliar el rango de potencias a las cuales el ciclo es capaz operar con un trabajo de compresión mínimo sin tener que recurrir a la sustitución de componentes. Para cada solución constructiva se seguirá el siguiente guión:

- Introducción teórica de la mejora, explicando su fundamento y las ventajas que aporta al ciclo transcrito.
- Desarrollo de un modelo numérico que contenga la mejora para poder cuantificar sus ventajas. Este modelo no será tan sofisticado como el desarrollado en el ciclo de una etapa y expansión directa ya que ignorará las pérdidas de carga en conductos (sólo las considerará en los intercambiadores).
- Valoración de los beneficios introducidos, en especial los referidos a la eficiencia del ciclo y la temperatura de descarga.

Tras el análisis detallado de cada solución constructiva el Proyecto concluye con una valoración global del ciclo estándar y las dos mejoras establecidas para reflexionar sobre cuando una configuración es mejor que otra.

5.1. – VÁLVULA BYPASS

5.1.1. – Fundamento y ventajas

Esta solución estudiada en el ámbito de la refrigeración residencial por investigadores como Elbel y Hrvak [4] trata de incrementar la eficiencia del ciclo mejorando la distribución del dióxido de carbono dentro del evaporador. En el ciclo de expansión directa el dióxido de carbono que procede del enfriador de gas, atraviesa el intercambiador interno y entra a la válvula de expansión se encuentra en condiciones

supercríticas. A su paso por este dispositivo el refrigerante experimenta un proceso de expansión isoentálpica por el cual se adecua la presión de éste a la del evaporador, pasando de sustancia supercrítica a mezcla líquido + vapor. Al ser una mezcla bifásica lo que alimenta el evaporador un porcentaje de ésta ya es vapor saturado, por lo que no presenta un efecto útil de enfriamiento al no poder cambiar de fase.

La idea que persigue el bypass de gas (también denominado *Flash Gas Bypass* o *FGB*) es recircular este vapor saturado para que no entre al evaporador. De este modo se dispondría de un evaporador inundado donde sólo el líquido saturado alimentaría al equipo, que es quién realmente presenta la capacidad de enfriar al poder evaporarse. La derivación se efectuaría a través de un conducto paralelo que une el acumulador con la salida del evaporador a través de una válvula regulable, la cual introduciría la misma caída de presión que en el evaporador para evitar problemas de recirculación. Este acumulador desempeña dentro del ciclo las funciones de depósito de almacenamiento (acumulando el exceso de refrigerante y permitiendo la regulación de la presión de alta) y de separador de corrientes (a través de la diferencia de densidades que presentan las corrientes líquida y gaseosa). La Figura 24 recoge la disposición de esta mejora dentro del ciclo transcrito de una etapa de compresión:

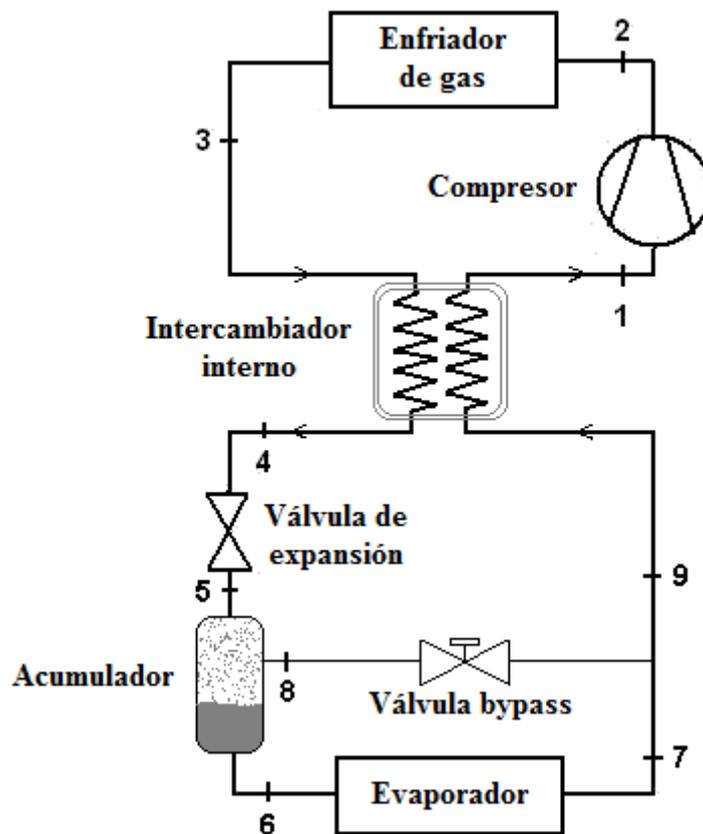


Figura 24: Esquema del ciclo transcrito de una etapa de compresión con válvula bypass

Los beneficios introducidos por esta configuración son los siguientes [1], [4]:

❖ **Mejora en la distribución del refrigerante dentro del evaporador:** Los evaporadores de un ciclo transcrito orientados al sector del automóvil están constituidos por tubos planos con canalizaciones extruidas (tubos microcanal). Aunque ésta es una configuración capaz de operar con presiones elevadas también es muy propensa a padecer una mala distribución de refrigerante en el colector de entrada. En el peor de los casos existiría una completa separación de las dos fases en el colector, provocando que unos canales únicamente alberguen vapor puro y otros sólo líquido saturado. Esta situación reduciría el área efectiva de transferencia de calor del evaporador, repercutiendo negativamente en la eficiencia (tanto de equipo como de sistema).

La válvula bypass mejora la distribución del refrigerante en el evaporador al alimentar el equipo únicamente con líquido saturado (evaporador inundado), lo que reduce las zonas de sobrecalentamiento y otorga un perfil de temperaturas en el lado aire mucho más uniforme, tal y como ilustra la Figura 25 [2]:

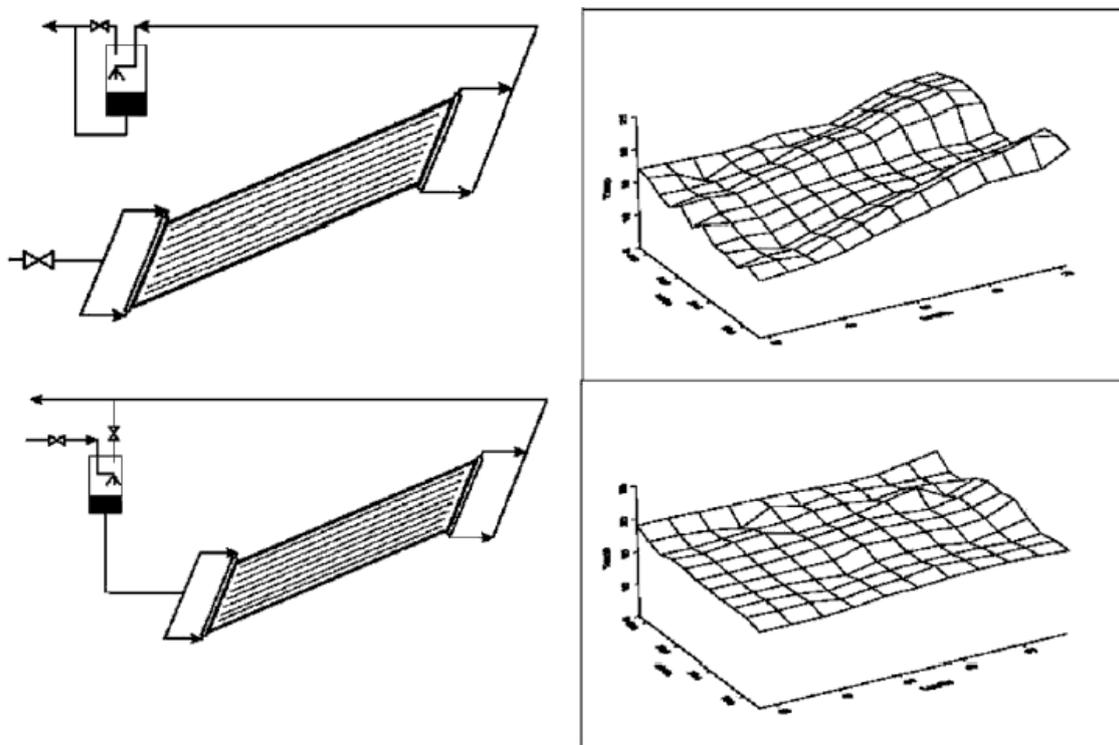


Figura 25: Perfiles de temperatura en el lado aire del evaporador: en la parte superior con acumulador a la salida del evaporador y en la parte inferior con el dispositivo de bypass. A igual capacidad frigorífica la temperatura de evaporación del ciclo con bypass se incrementó en 3 °C, mejorando la eficiencia en un 17% (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

La mejora en la distribución incrementa la temperatura de evaporación, por lo que la presión de aspiración del compresor aumenta. Si se considera que la

presión de descarga en ambos ciclos (estándar y con bypass) apenas cambia el bypass reduce tanto la relación de compresión como el trabajo suministrado al ciclo, incrementando en consecuencia la eficiencia del sistema.

❖ **Reducción de la pérdida de carga en el evaporador:** Existen muchas razones que argumentan cómo la válvula bypass logra reducir las pérdidas de carga en el evaporador. La primera de ellas (y la más evidente) es la reducción del flujo másico de refrigerante entrante al evaporador al permitir tan sólo la fracción de líquido saturado. Otra razón es la disminución en la fracción del volumen de vapor con respecto al volumen total. La ecuación de continuidad exige para el vapor saturado una velocidad mayor a causa de su menor densidad. Al eliminar el gas del evaporador gracias al bypass la velocidad del refrigerante es menor, por lo que la caída en la presión será menor. La última razón guarda relación con la posición relativa del bypass dentro del ciclo. Si en el ciclo transcrito de expansión directa el depósito acumulador se sitúa a la salida del evaporador, al considerar como referencia la entrada del compresor este equipo constituye una pérdida de carga más. Al instalar el bypass el depósito acumulador se sitúa a la salida de la válvula de expansión, por lo que la caída de presión de este depósito se puede integrar dentro del proceso de expansión.

❖ **Incremento del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante:** A diferencia de otros refrigerantes artificiales el coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono mejora cuanto menor es el título de la mezcla. Distintas investigaciones han reflejado como este coeficiente puede llegar a reducirse en hasta un 75% cuando el título supera 0.5 [4]. Si se instala un bypass de gas se incrementa el área de transferencia de calor donde el título de la mezcla es inferior a 0.5, por lo que el valor promedio de este coeficiente a lo largo del evaporador aumenta.

A parte de actuar como reservorio el depósito acumulador constituye un separador que divide la corriente líquida que alimenta el evaporador de la corriente gaseosa que se deriva por el bypass. Sean x_5 el título de la mezcla a la salida de la válvula de expansión y m_{ciclo} el caudal másico de refrigerante en el ciclo, los caudales que atraviesan evaporador y bypass se definen como:

$$m_{evap} = m_{ciclo} (1 - x_5) \quad (5.1)$$

$$m_{bypass} = m_{ciclo} x_5 \quad (5.2)$$

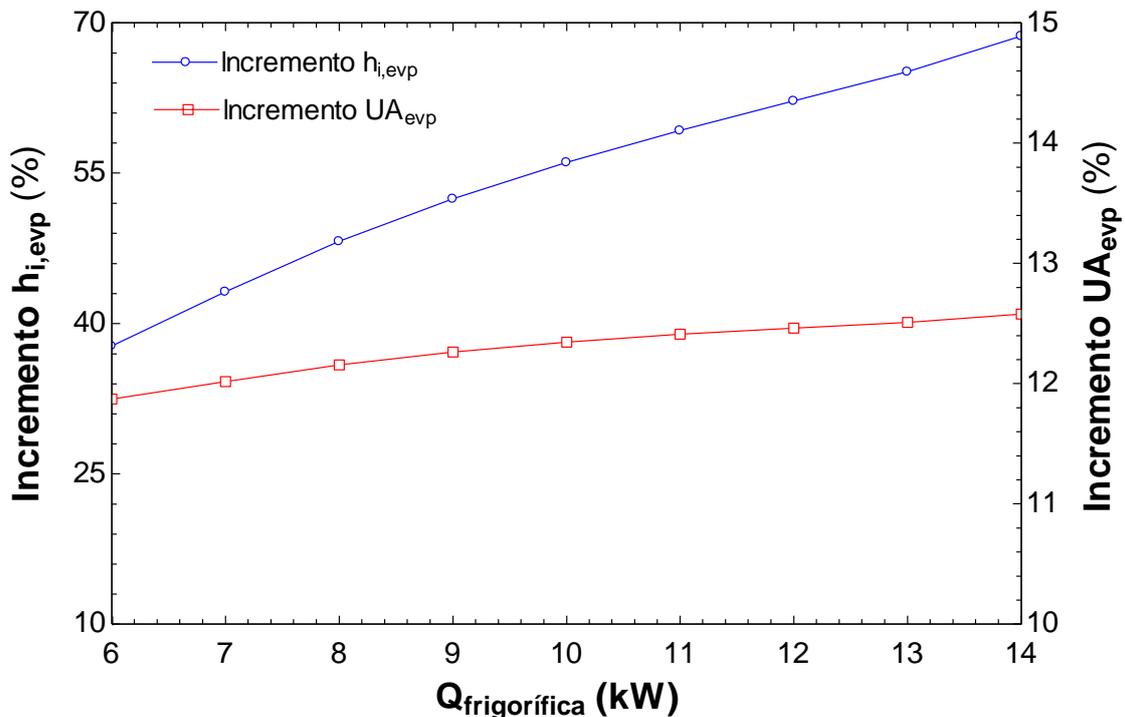
Este caudal m_{evap} constituido únicamente por líquido saturado será por tanto utilizado en el balance energético del evaporador:

$$Q_{frig} = m_{evap}(h_7 - h_6) = UA_{evp} \frac{(T_{air\ sal} - T_6) - (T_{air\ ent} - T_7)}{\ln \frac{(T_{air\ sal} - T_6)}{(T_{air\ ent} - T_7)}} \quad (5.3)$$

5.1.2. – Análisis de la mejora

Para valorar las mejoras introducidas por la válvula bypass en relación al ciclo de expansión directa se ha desarrollado un modelo numérico cuya única simplificación es la depreciación de las pérdidas de carga en conductos. Con este modelo se estudian en primer lugar las ventajas descritas al principio para luego valorar como éstas mejoran las prestaciones del ciclo, en especial la temperatura de descarga y la eficiencia.

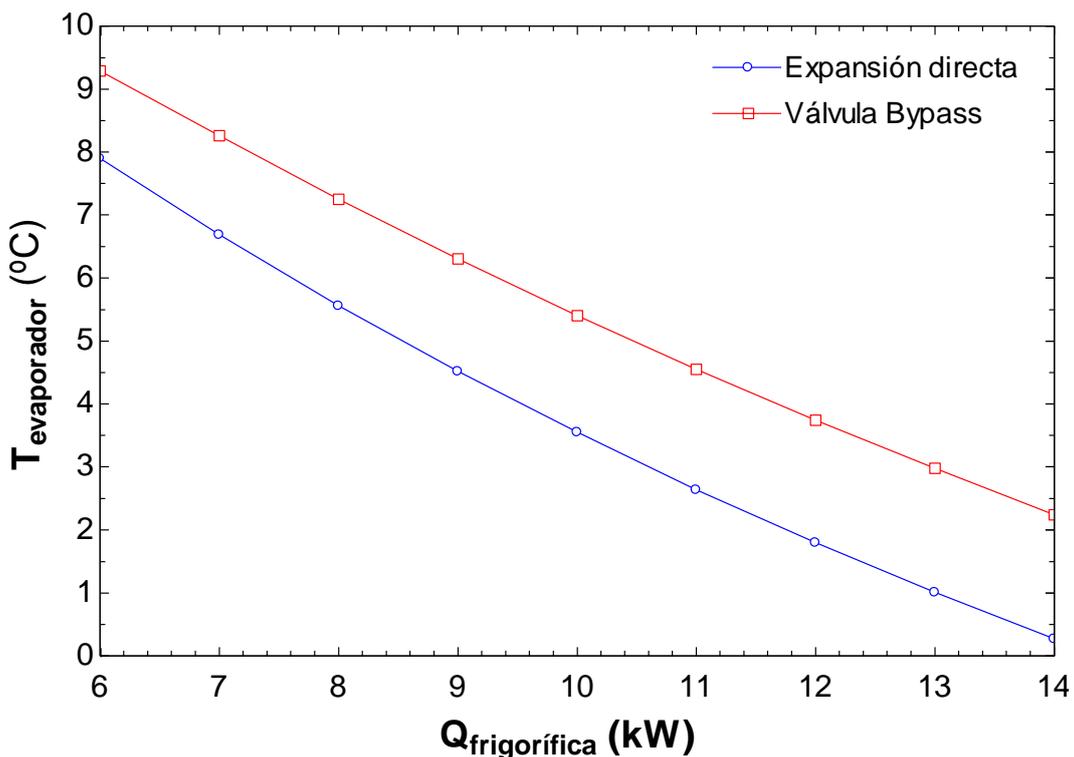
El hecho de alimentar el evaporador con líquido incrementa el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, lo que mejora el coeficiente global del evaporador. Para valorar este hecho con respecto al ciclo estándar se representa en la Gráfica 21 y en función de la potencia frigorífica la evolución del coeficiente de transferencia de calor del dióxido de carbono h_i y la capacidad térmica del equipo UA_{evp} :



Gráfica 21: Incremento en los coeficientes h_i y UA del evaporador logrados por la válvula bypass (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

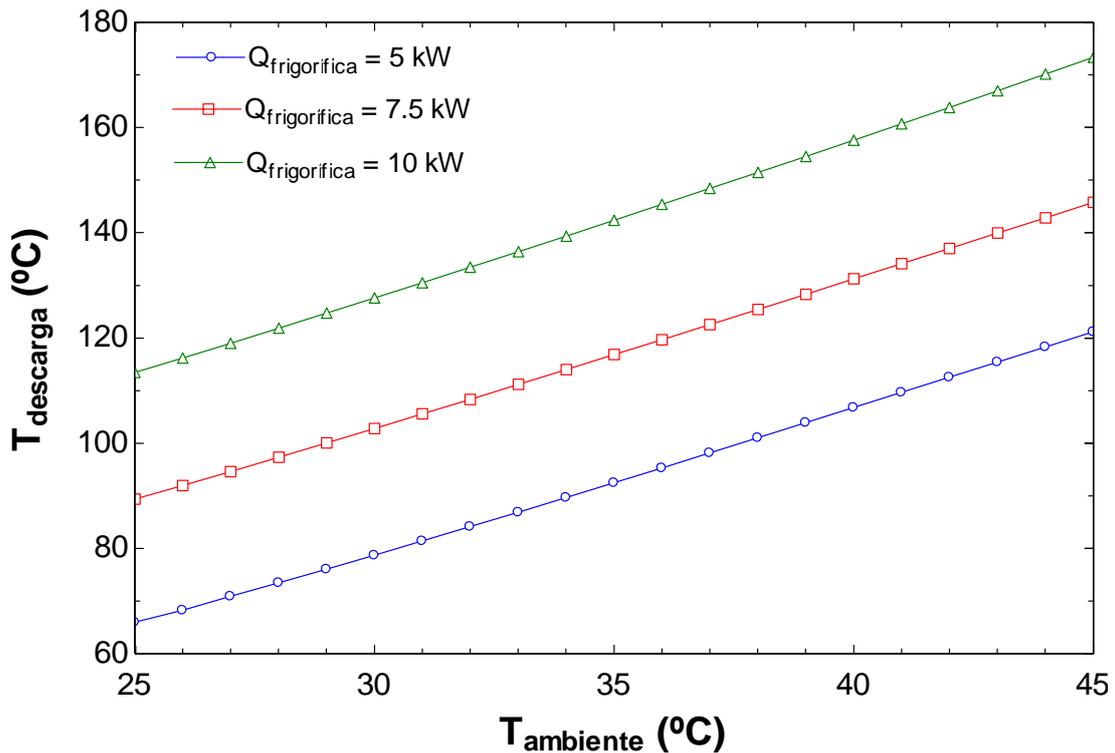
A medida que se incrementa la potencia frigorífica el coeficiente de transferencia de calor en el evaporador inundado aumenta a consecuencia de un mayor caudal derivado por el bypass. El incremento en el coeficiente de transferencia de calor h_i implica un aumento en el término global UA_{evp} , sin embargo este coeficiente apenas cambia con la potencia frigorífica. Este comportamiento es consecuencia de la resistencia térmica asociada al lado aire del evaporador, la cual es mucho mayor que la resistencia asociada al refrigerante. Este dominio hace que cualquier reducción en la resistencia térmica del refrigerante quede enmascarada por la resistencia dominante.

El incremento en el término global UA_{evp} reduce la diferencia de temperaturas logarítmica en el evaporador, así que la temperatura de evaporación del equipo aumentará. Tal y como refleja la Gráfica 22 el incremento en esta temperatura se acentúa cuanto mayor es la potencia frigorífica. Una mayor temperatura de evaporación implica una mayor presión en el equipo, ayudando a reducir el trabajo de compresión.



Gráfica 22: Temperatura de evaporación frente a potencia frigorífica (tratando de maximizar la eficiencia del ciclo)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

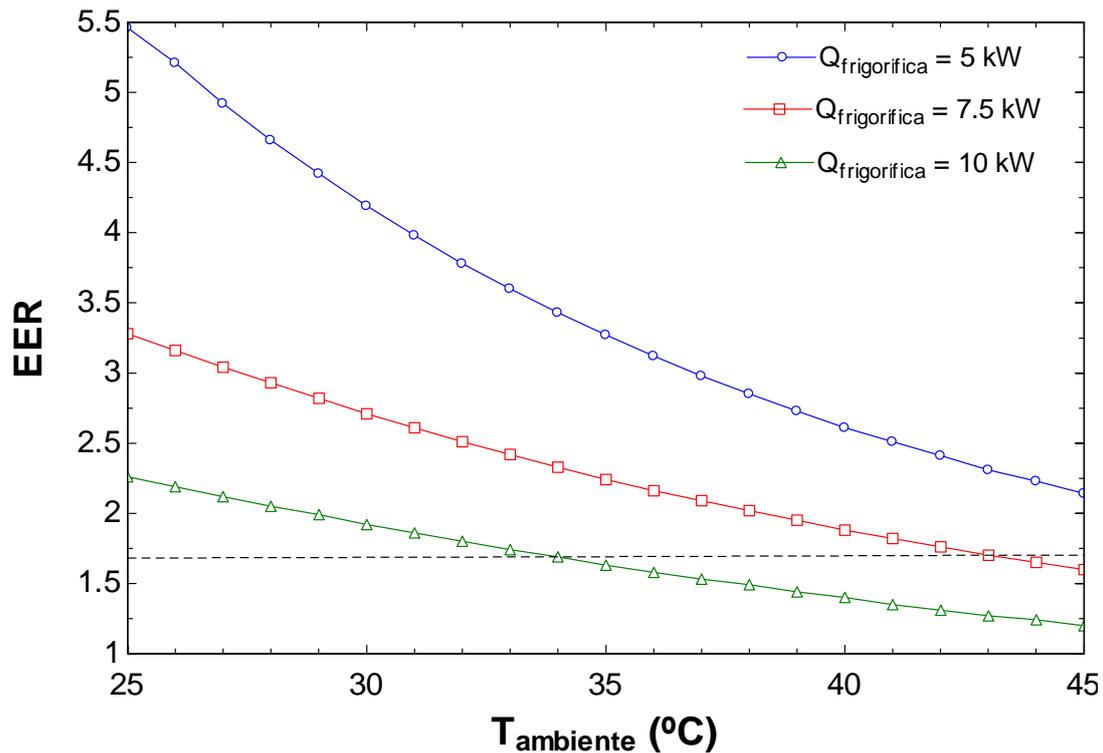
A parte de mejorar el funcionamiento del evaporador se espera que la válvula bypass reduzca tanto el trabajo de compresión como la temperatura de descarga. Con respecto al segundo parámetro la Gráfica 23 muestra su evolución con la temperatura ambiente para tres niveles de potencia frigorífica:



Gráfica 23: Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

Al comparar esta gráfica con la número 12 (realizada para el ciclo de expansión directa) se observa como la válvula bypass reduce ligeramente la temperatura de descarga del compresor, lo que permite ampliar el rango de potencias donde el sistema es capaz de operar con eficiencia máxima. Si se vuelve a fijar los 140 °C como valor límite, con independencia de las condiciones ambientales el ciclo transcrito de una etapa de compresión y válvula bypass (con los mismos componentes del ciclo de expansión directa) sería capaz de operar minimizando su consumo con potencias de hasta 7 kW, un kilowatio más que en la configuración de expansión directa.

La Gráfica 24 representa la evolución de la eficiencia del ciclo con respecto a las variables anteriores: temperatura ambiente y potencia frigorífica.



Gráfica 24: Eficiencia frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
(Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C)

Al aumentar la potencia frigorífica la eficiencia cae de valor así como el ritmo de descenso. En la gráfica anterior se ha visto como en ciertos supuestos de trabajo la temperatura de descarga superaba el límite de referencia (140 °C). Así que, al igual que se hizo en la Gráfica 16, se representa una línea discontinua para recordar que cuando la eficiencia atraviesa esta línea se debe esperar un descenso brusco en la eficiencia debido a que en esta región ya no es posible minimizar el trabajo de compresión sin superar la temperatura de degradación del lubricante.

5.2. – DOBLE ETAPA DE COMPRESIÓN

5.2.1. – Fundamento

Cuando el ciclo de una etapa de compresión requiere de unas presiones de trabajo elevadas este esfuerzo origina problemas mecánicos dentro del compresor que dan lugar a los siguientes fenómenos:

- Incremento en la temperatura de descarga del compresor, acelerando la degradación del aceite lubricante.
- Descenso del rendimiento isoentrópico del equipo a consecuencia de la mayor relación de compresión, lo que repercute en la eficiencia del ciclo.

- Aumento en la potencia consumida a raíz de la disposición de las isoentrópicas dentro del diagrama P – h.

El deterioro experimentado en las prestaciones del ciclo de una etapa puede mitigarse a través del uso de varias etapas de compresión apoyadas por enfriamientos intermedios del refrigerante entre etapas: la denominada compresión múltiple que ya planteo Voorhess en los orígenes de la refrigeración artificial [1]. Del mismo modo que la compresión la expansión también puede realizarse en varias etapas para facilitar el enfriamiento entre compresores. La configuración habitual de esta disposición constructiva, por cuestiones de efecto útil conseguido – coste económico de equipos, es la compresión de doble etapa con un subenfriamiento intermedio entre equipos. Para el ciclo transcrito en concreto esta mejora incrementa la eficiencia al reducir la temperatura de descarga. La Figura 26 recoge un esquema de la configuración propuesta:

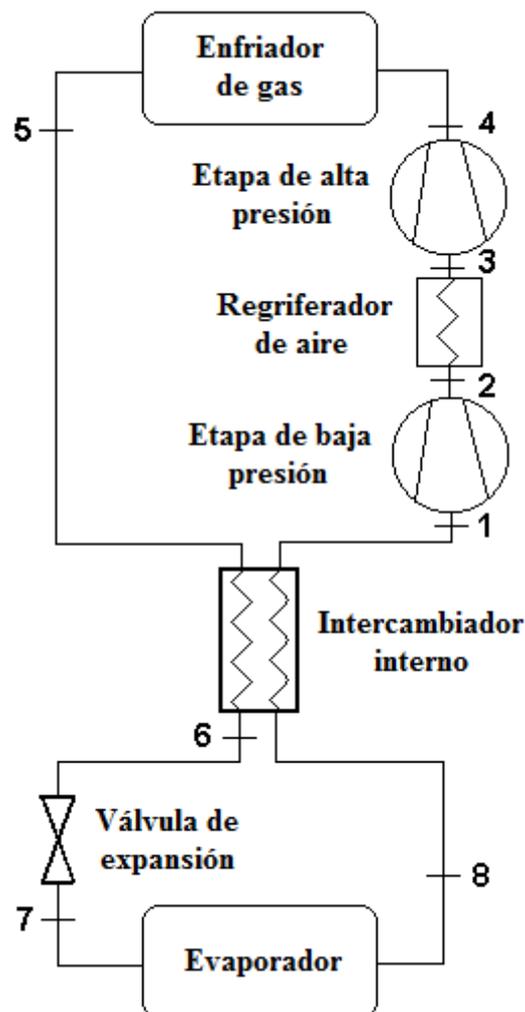


Figura 26: Esquema del ciclo transcrito de doble etapa de compresión y expansión directa

Al igual que en la válvula bypass se ha desarrollado otro modelo numérico que recoge esta configuración constructiva con el fin de valorar los beneficios introducidos. Antes de analizar estos beneficios es conveniente explicar cómo se ha modelizado los elementos clave. El primero de ellos es la refrigeración intermedia entre las etapas de compresión, un enfriamiento que se lleva a cabo en un refrigerador de aire. En este equipo el dióxido de carbono procedente de la etapa de baja presión se enfría con aire ambiental para tratar de reducir el consumo de energía en la segunda etapa de compresión, y por ende el consumo global. En este modelo el refrigerador se representa a través de su eficiencia, que como en el intercambiador interno expresa el ratio entre la potencia cedida al aire y la máxima cesión posible, correspondiente a la de un hipotético enfriamiento del dióxido de carbono desde la temperatura de descarga del primer compresor hasta la temperatura ambiente:

$$\epsilon_{refrigerador} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h(CO_2, T_{amb})} \quad (5.4)$$

Otro elemento distintivo del ciclo de doble etapa es el nivel de presión intermedia a la cual se practica este enfriamiento intermedio, ya que su valor influye en las prestaciones globales del ciclo. Para este modelo se han establecido dos criterios perfectamente seleccionables en la interfaz gráfica:

- ❖ **Igualdad en la relación de compresión:** Consiste en mantener constante el ratio de presiones en ambos compresores. Si se desprecian las pérdidas de carga en el refrigerador la presión intermedia P_i se determina a partir de la presión de entrada a la etapa de baja P_e y la presión de salida de la etapa de alta P_c :

$$r_{pb} = r_{pa} \rightarrow \frac{P_i}{P_e} = \frac{P_c}{P_i} \rightarrow P_i = \sqrt{P_e P_c} \quad (5.5)$$

Bajo este criterio la presión intermedia es igual a la media geométrica de las presiones en evaporador y enfriador de gas (ignorando evidentemente las pérdidas de carga en ambos intercambiadores).

- ❖ **Minimizar el trabajo de compresión:** Como su nombre indica se busca reducir el trabajo invertido en comprimir el refrigerante, por lo que la eficiencia bajo este criterio será máxima. Con la intención de encontrar una expresión matemática que ligue la presión intermedia con el resto de parámetros del ciclo

se considera un comportamiento ideal al refrigerante vapor que atraviesa ambas etapas. Como se ha dicho antes se busca minimizar el trabajo de compresión, suma de los trabajos en las dos etapas.

Para la primera etapa se tiene:

$$W_b = \frac{C_p(T_i - T_1)}{\eta_b} = \frac{\gamma_1 R}{\gamma_1 - 1} \frac{T_1}{\eta_b} \left(\left(\frac{P_i}{P_e} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right) \quad (5.6)$$

donde C_p es el calor específico (a presión constante), γ_1 el cociente de calores específicos en las condiciones de admisión de la etapa de baja, R la constante universal de gas ideal, η_b el rendimiento isoentrópico de la etapa de baja, P_e la presión de aspiración del compresor de baja, T_i la temperatura de descarga y T_1 la temperatura de admisión a este compresor.

Mientras que para el compresor de alta:

$$W_a = \frac{C_p(T_a - T_2)}{\eta_a} = \frac{\gamma_2 R}{\gamma_2 - 1} \frac{T_2}{\eta_a} \left(\left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right) \quad (5.7)$$

donde η_a es el rendimiento isoentrópico de la etapa de alta, γ_2 el cociente de calores específicos en las condiciones de admisión de la etapa de alta, P_c la presión de descarga del compresor de alta, T_a la temperatura de descarga y T_2 la temperatura de admisión a dicho compresor.

Conocido el trabajo de cada etapa el trabajo total de compresión será:

$$W_t = W_b + W_a = \frac{\gamma_1 R}{\gamma_1 - 1} \frac{T_1}{\eta_b} \left(\left(\frac{P_i}{P_e} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right) + \frac{\gamma_2 R}{\gamma_2 - 1} \frac{T_2}{\eta_a} \left(\left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right) \quad (5.8)$$

Lo único desconocido es la presión intermedia P_i , de modo que para encontrar el valor que minimiza el trabajo W_t tan sólo hay que derivar la expresión anterior con respecto a la presión intermedia e igualarla a cero:

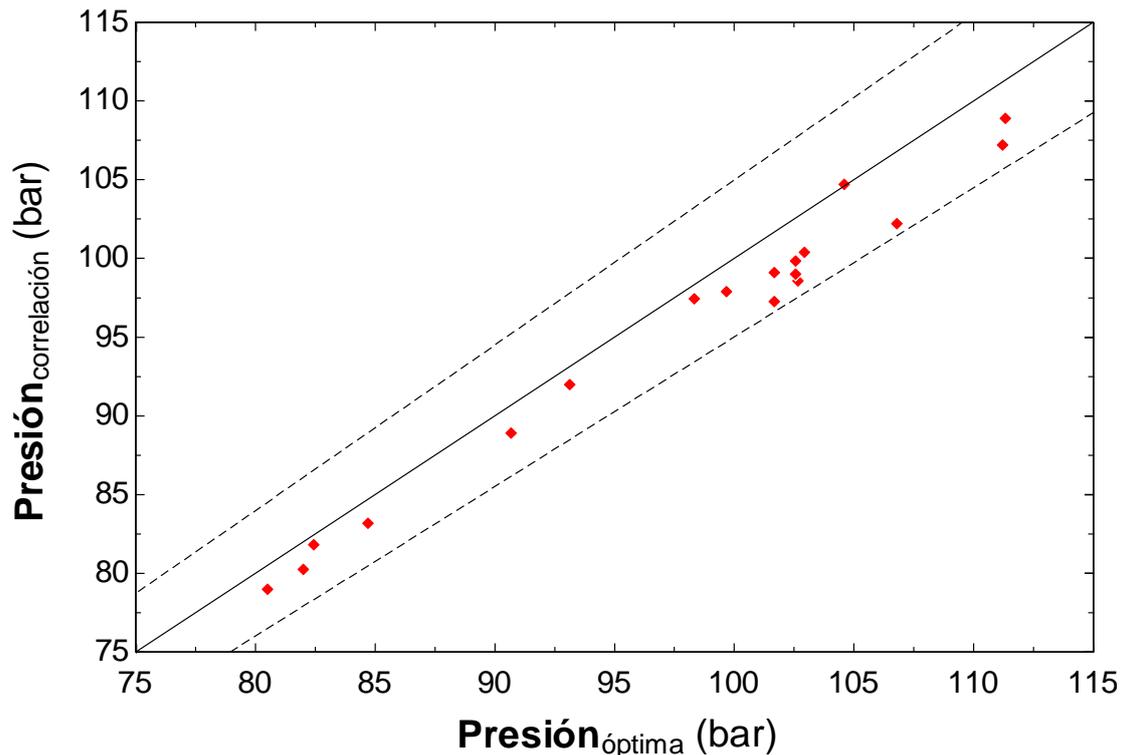
$$\frac{\partial W_t}{\partial P_i} = \frac{\gamma_1 R}{\gamma_1 - 1} \frac{T_1}{\eta_b} \frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} \left(\frac{P_i}{P_e} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1} - 1} \frac{1}{P_i} - \frac{\gamma_2 R}{\gamma_2 - 1} \frac{T_2}{\eta_a} \frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2} \left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2} - 1} \frac{1}{P_i} \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial W_t}{\partial P_i} = 0 \rightarrow P_i^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1} + \frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} = \frac{T_2}{\eta_a} P_C^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} \frac{\eta_b}{T_1} P_e^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} \quad (5.10)$$

$$P_{i_{opt}} = \left(\frac{\eta_b T_2}{\eta_a T_1} P_C^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} P_e^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} \right)^{\frac{\gamma_1 \gamma_2}{2\gamma_1 \gamma_2 - \gamma_1 - \gamma_2}} \quad (5.11)$$

5.2.2. – Análisis de la mejora

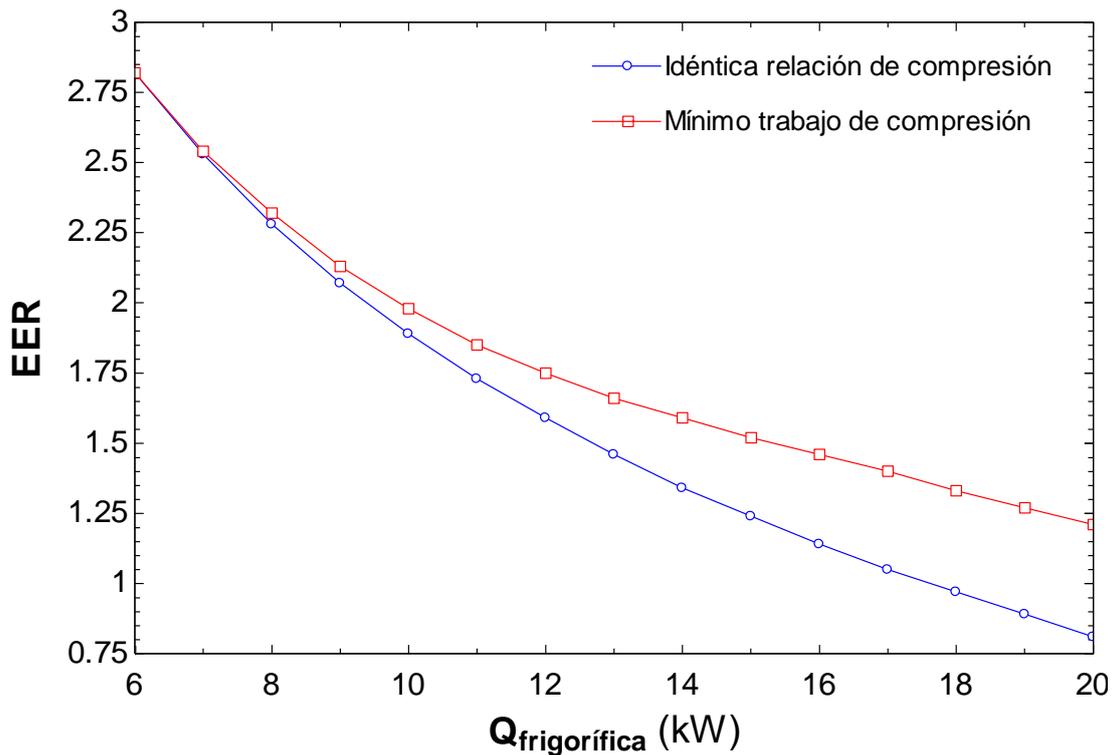
El objetivo perseguido por esta mejora es reducir la temperatura de descarga del dióxido de carbono en la etapa de alta (que coincide con la temperatura de entrada al enfriador de gas) con la intención de ampliar el rango donde el ciclo transcrito puede operar con un consumo mínimo. Al reducir la temperatura de descarga se espera que la presión de descarga de la etapa de alta, presión que debe maximizar la eficiencia del ciclo también disminuya. Como la correlación utilizada para determinar esta presión óptima fue planteada para un ciclo de una etapa de compresión, ésta no puede ser usada directamente en este ciclo de doble etapa (utilizando las temperaturas de evaporación y salida del enfriador de gas como variables de entrada). Sin embargo se desea estudiar si en vez de la temperatura de evaporador el uso de la temperatura de salida del refrigerador permitiría utilizar la correlación de Liao y Jackobsen [13] para dar una primera estimación de la presión de descarga del compresor de alta, una presión que maximizaría la eficiencia del ciclo de doble etapa. Con este primer análisis en mente se recurre a la misma técnica de contraste de secciones anteriores: enfrentar para distintos ciclos de doble etapa los valores de presión óptima obtenidos a través de estudios paramétricos con los propuestos por la correlación, y si los resultados difieren en menos de un 5% esta hipótesis de cálculo puede darse por válida. Los resultados de este análisis se presentan en la Gráfica 25:



Gráfica 25: Uso de la correlación de Liao y Jackobsen para estimar la presión de descarga de la segunda etapa de compresión

Al igual que antes la correlación otorga unos valores de presión óptima inferiores a los deducidos en los correspondientes estudios paramétricos. Aun así los resultados cumplen el criterio de aceptación, por lo que este modelo utilizará las variables de temperatura de salida del refrigerador y salida del enfriador de gas para cuantificar a través de la correlación de Liao y Jackobsen la presión de descarga de la segunda etapa de compresión, una presión que maximiza la eficiencia del ciclo transcrito de doble etapa y expansión directa.

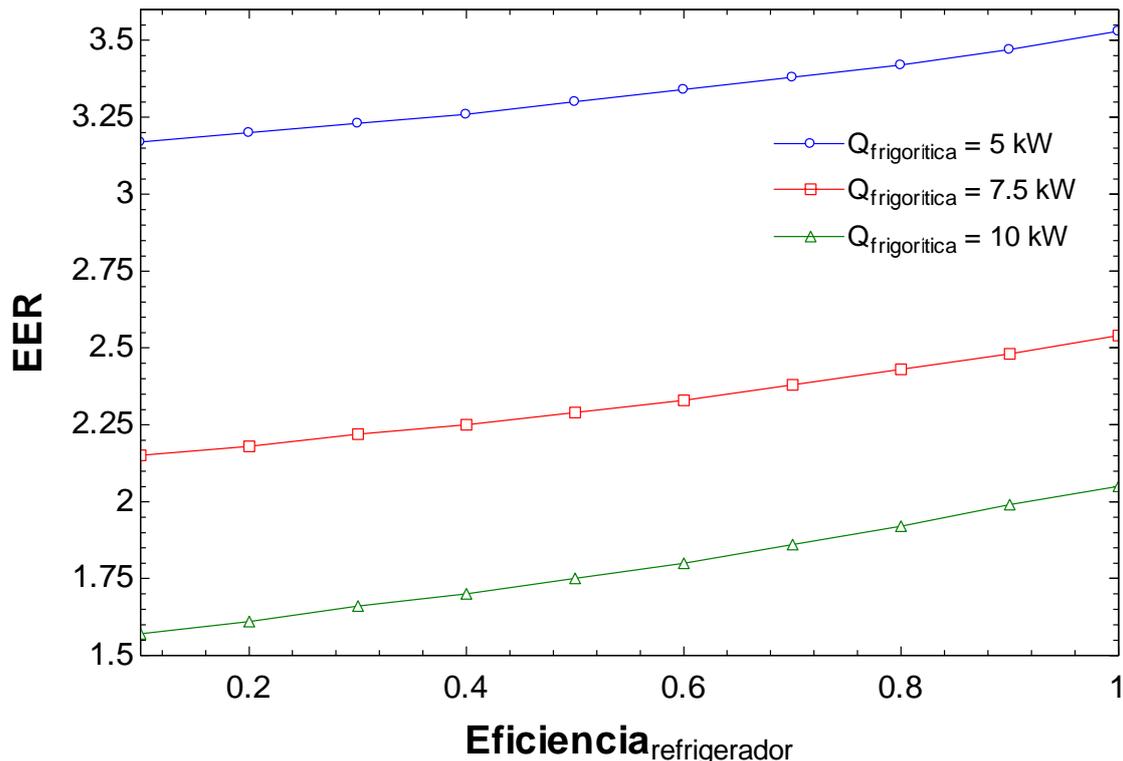
Este modelo es capaz de utilizar dos criterios para definir el nivel de presión intermedia: mantener la relación de compresión constante o minimizar el trabajo de compresión. El siguiente análisis estudia la influencia del criterio seleccionado sobre las prestaciones del ciclo, en concreto sobre la eficiencia. La Gráfica 26 representa eficiencia frente a potencia frigorífica para los dos criterios establecidos:



Gráfica 26: Influencia del criterio de elección de la presión intermedia en la eficiencia
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C ; Eficiencia refrigerador: 0.75)

La gráfica sugiere que el criterio seleccionado para determinar la presión intermedia tan sólo influye cuando la potencia frigorífica es elevada. A priori se esperaba una mayor eficiencia en el ciclo cuando la presión intermedia se determina con el criterio de minimizar el trabajo de compresión, pero tan solo se aprecian diferencias significativas cuando la potencia requerida es superior a 10 kW, una potencia no muy habitual en el ámbito de la refrigeración en automóvil. Con estos resultados, y con el fin de ahorrar coste computacional, para el resto de análisis se ha decidido usar como criterio para la presión intermedia el igualar las relaciones de compresión.

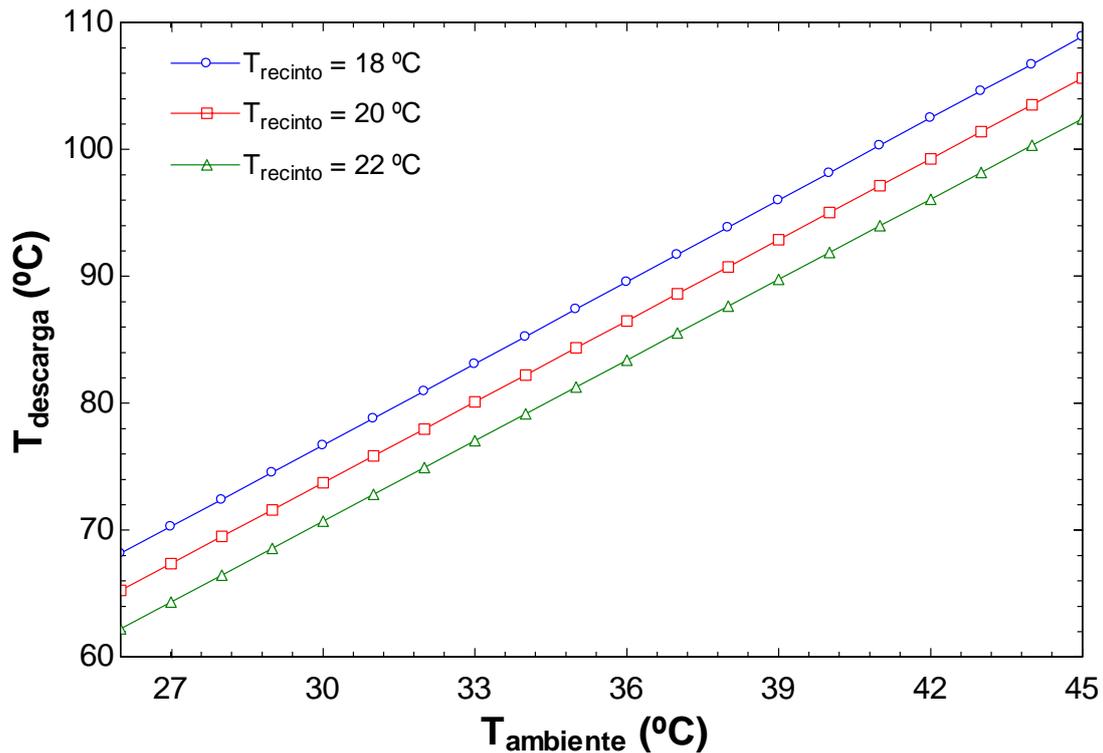
La eficiencia que presenta el refrigerador de aire determina la temperatura de admisión del dióxido de carbono a la etapa de alta, lo cual repercute en el trabajo consumido por esta etapa y por ende en la eficiencia del ciclo. Del mismo modo que se procedió con el intercambiador interno se analiza en la Gráfica 27 para tres niveles de potencia (y unas temperaturas de foco fijas) la evolución de la eficiencia del ciclo con la eficiencia de refrigerador:



Gráfica 27: Eficiencia del ciclo frente a eficiencia del refrigerador (tratando de maximizar la primera)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C
 Recalentamientos: 5 °C ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Como es lógico cuanto mejor opere el refrigerador mejor será la eficiencia del ciclo, puesto que al reducir la temperatura de admisión de la etapa de alta disminuye el trabajo consumido. Una diferencia con respecto al intercambiador interno es que en el refrigerador el incremento en eficiencia de ciclo por décima de rendimiento de equipo no depende de la potencia frigorífica. Si en el intercambiador interno el incremento en la eficiencia del ciclo era mayor cuanto mayor era la potencia frigorífica, en el refrigerador el incremento en eficiencia es idéntico para cualquier nivel de potencia.

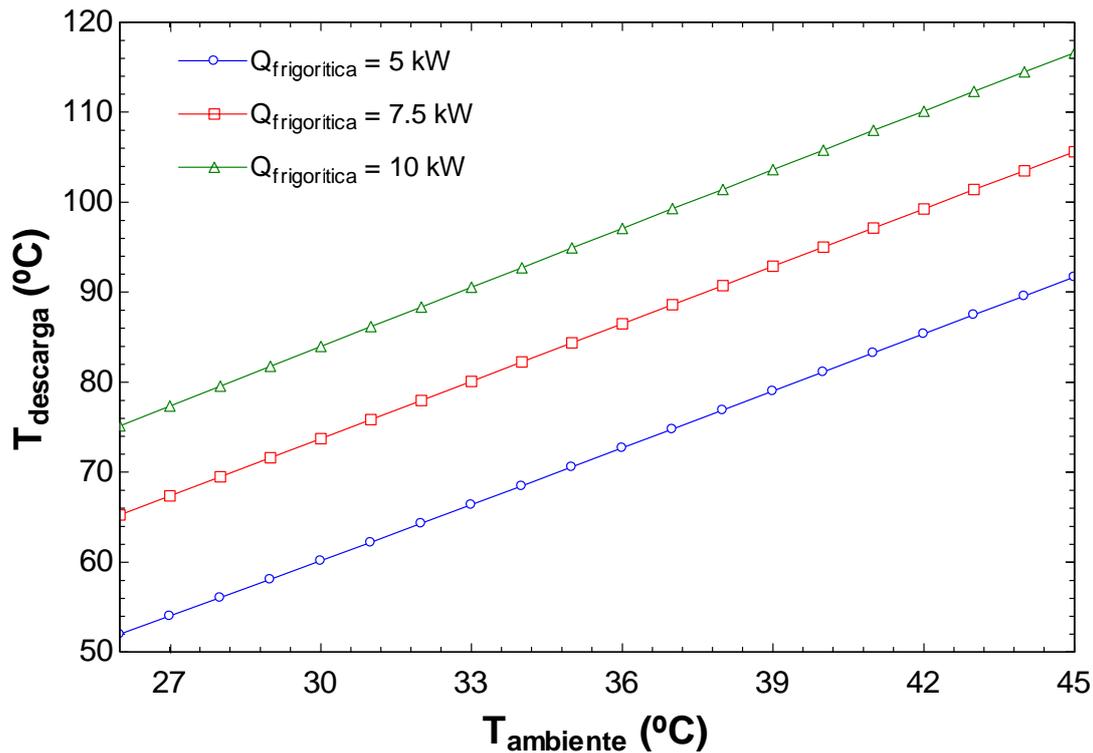
Como se ha explicado al inicio de este apartado la finalidad del ciclo de doble etapa es reducir la temperatura de descarga del compresor de alta para evitar problemas derivados con la degradación del lubricante. El siguiente bloque de análisis estudia la evolución de este parámetro, comenzando con la influencia de la temperatura ambiente para tres temperaturas de habitáculo típicas:



Gráfica 28: Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
(Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5 °C
Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Al igual que en la Gráfica 11 al reducir la temperatura de recinto se reduce la presión del evaporador haciendo que, a idéntica temperatura ambiente (y por ende igual presión de alta), la relación de compresión aumente traduciéndose en una temperatura de descarga mayor. Si se vuelve a tomar el valor de 140 °C como temperatura límite de descarga la Gráfica 28 muestra que la temperatura de descarga del compresor de alta (el más restrictivo de los dos) no supera dicho límite en ningún momento. Es más, apenas se alcanzan los 105 °C cuando la fuente y el sumidero de calor presentan unos niveles de temperatura extremos. Esta gráfica refleja como el ciclo transcrito de doble etapa es capaz de operar con un consumo mínimo sin importar las condiciones de operación y con los mismos equipos (evaporador, compresor, intercambiador interno y enfriador de gas) seleccionados para el ciclo de una etapa de compresión y expansión directa.

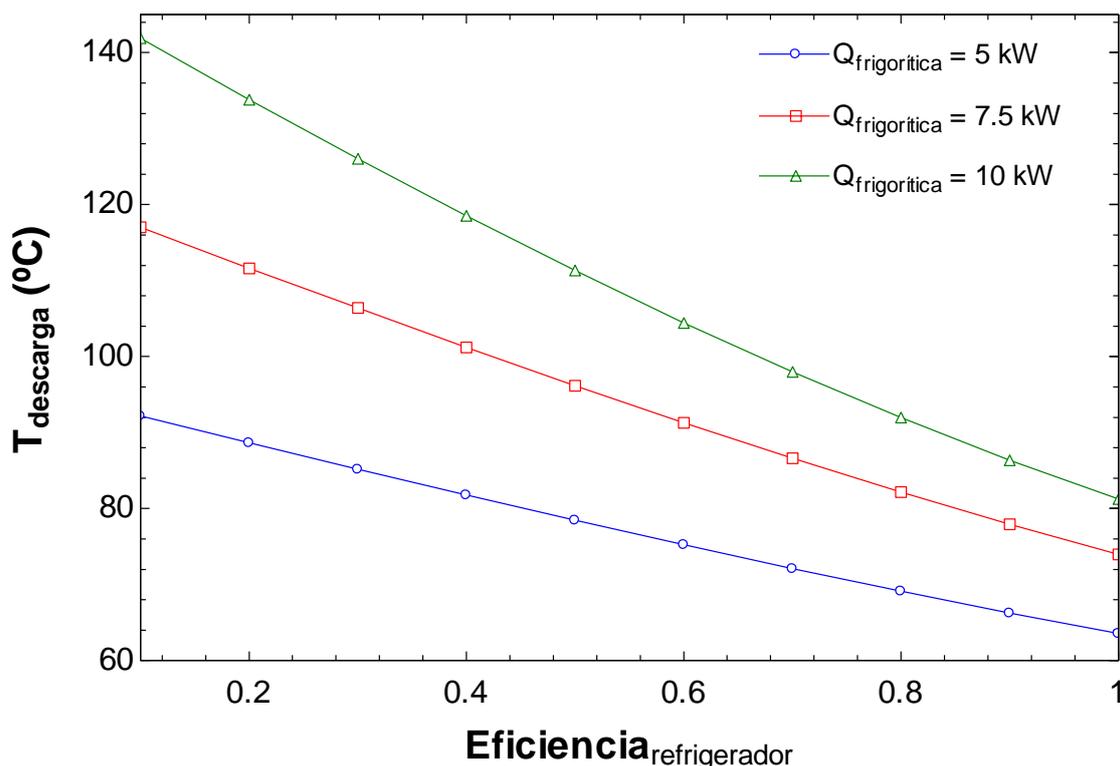
El análisis anterior, realizado para una potencia en concreto, puede tomar el enfoque adoptado en la Gráfica 12: para una temperatura de recinto fija se representa en la Gráfica 29 la evolución de la temperatura de descarga de la etapa de alta con la temperatura ambiente para tres niveles de demanda frigorífica:



Gráfica 29: Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Las menores potencias frigoríficas permiten incrementar la temperatura de evaporación obteniendo menores valores en la temperatura de descarga. Y al igual que en el análisis anterior en ningún momento la descarga del compresor supera el valor límite de 140 °C, ampliando así el rango de potencias a las cuales el ciclo puede operar con un consumo mínimo. Mientras que en el ciclo de una etapa de compresión esta potencia tan sólo llega a 6 kW para todo el abanico de temperaturas ambiente, el ciclo de doble etapa amplía este valor a potencias superiores a 10 kW sin modificar los equipos. La gráfica demuestra como esta solución constructiva permite resolver el hándicap del ciclo transcrito sin tener que considerar la sustitución de los componentes principales (evaporador, enfriador de gas, etc.), por lo que es una opción a tener en cuenta si por las necesidades de la aplicación no es posible encontrar equipos acordes con ella.

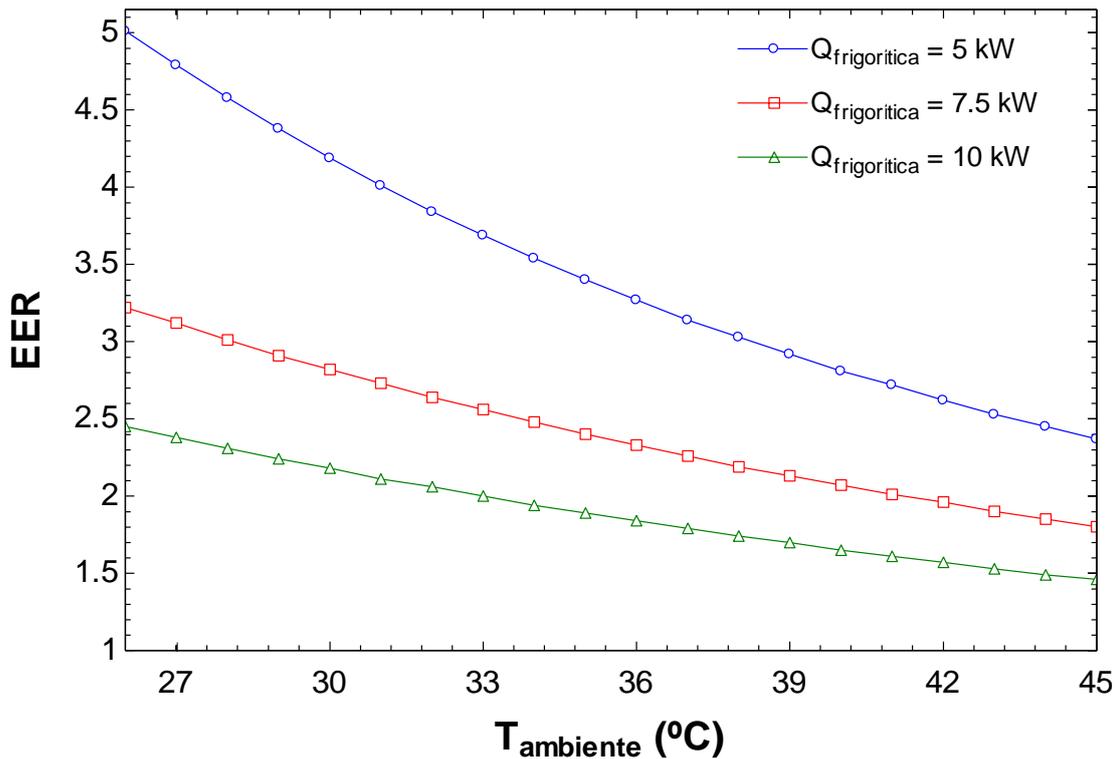
También es conveniente analizar la influencia del refrigerador de aire en la temperatura de descarga de la etapa de alta. Con este objetivo se representa en la Gráfica 30 su evolución con la eficiencia del refrigerador para los niveles de potencia anteriores:



Gráfica 30: Temperatura de descarga de la etapa de alta frente a eficiencia del refrigerador (tratando de maximizar la eficiencia del ciclo)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C
 Recalentamientos: 5 °C ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Cuanto mayor sea la eficiencia del equipo menor será la temperatura de descarga de la etapa de alta presión. De los perfiles anteriores destaca como una eficiencia elevada hace desaparecer la influencia de la potencia frigorífica en los valores de temperatura de descarga, ya que cuando ésta tiende a la unidad los resultados tienden a igualarse. También es importante señalar la importancia de instalar un refrigerador de aire cuando la demanda frigorífica es elevada, ya que en estos casos la temperatura de descarga disminuye con rapidez al incrementar la eficiencia del equipo. Aun así, con un refrigerador mínimamente aceptable en ningún momento se supera el límite de 140 °C.

Sin la necesidad de tener que considerar limitaciones impuestas por la temperatura de degradación del lubricante se puede valorar fácilmente la evolución de la eficiencia con la temperatura ambiente para estos tres niveles de potencia, evolución recogida en la Gráfica 31:



Gráfica 31: Eficiencia frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

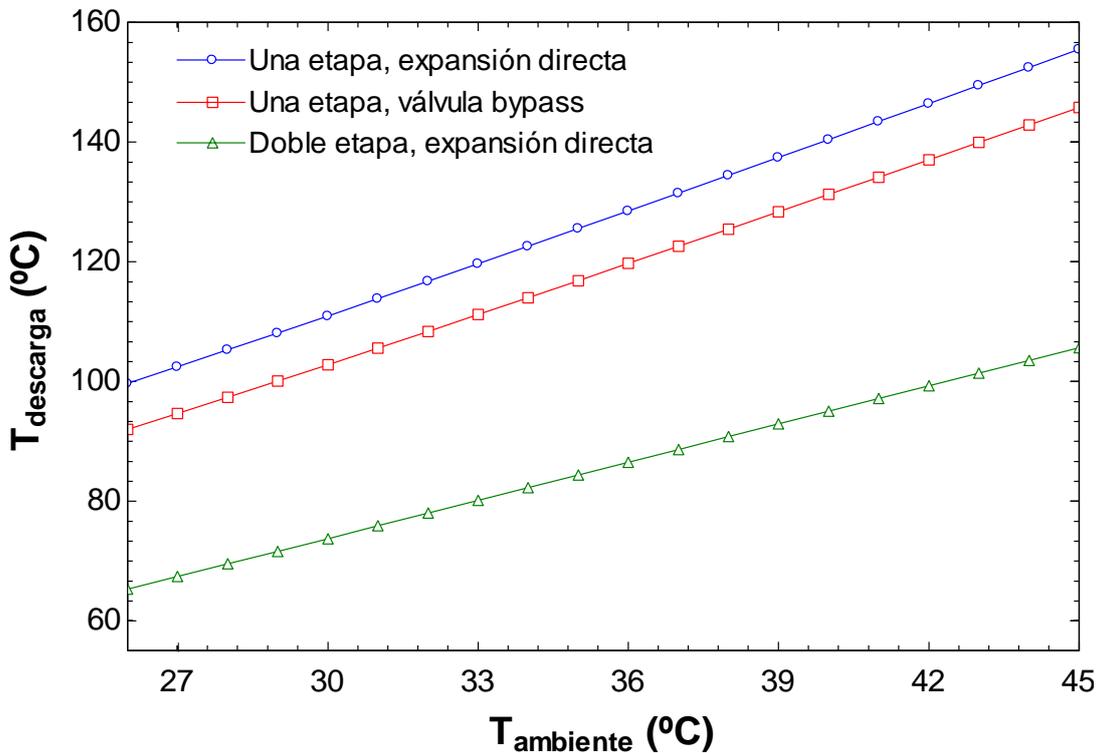
Al igual que en ciclos anteriores al reducir la potencia frigorífica se incrementa tanto la eficiencia como la rapidez con la que cae al aumentar la temperatura ambiente. Cuando el ciclo de una etapa de compresión es capaz de operar con un consumo mínimo el ciclo de doble etapa incrementa su eficiencia en unas tres décimas de media con respecto al básico. Si en ambos ciclos se consideraran limitaciones en la temperatura de descarga, mientras que el ciclo de una etapa experimentaría descensos en los valores de eficiencia cuando la temperatura ambiente adquiriera cierto umbral el ciclo de doble etapa no se vería afectado por dicha restricción, de modo que la diferencia entre eficiencias sería mucho mayor.

5.3. – VALORACIÓN GLOBAL

Para concluir esta sección se comparan las dos mejoras propuestas con las prestaciones del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa con el fin de valorar en qué situaciones sería mejor apostar por una solución constructiva u otra.

A lo largo del Proyecto se ha visto como la temperatura de descarga del compresor condiciona las prestaciones del ciclo, ya que su valor está limitado por la temperatura de degradación del lubricante. La Gráfica 32 recuerda para los tres ciclos estudiados la

evolución de este parámetro con la temperatura ambiente para una potencia frigorífica habitual:

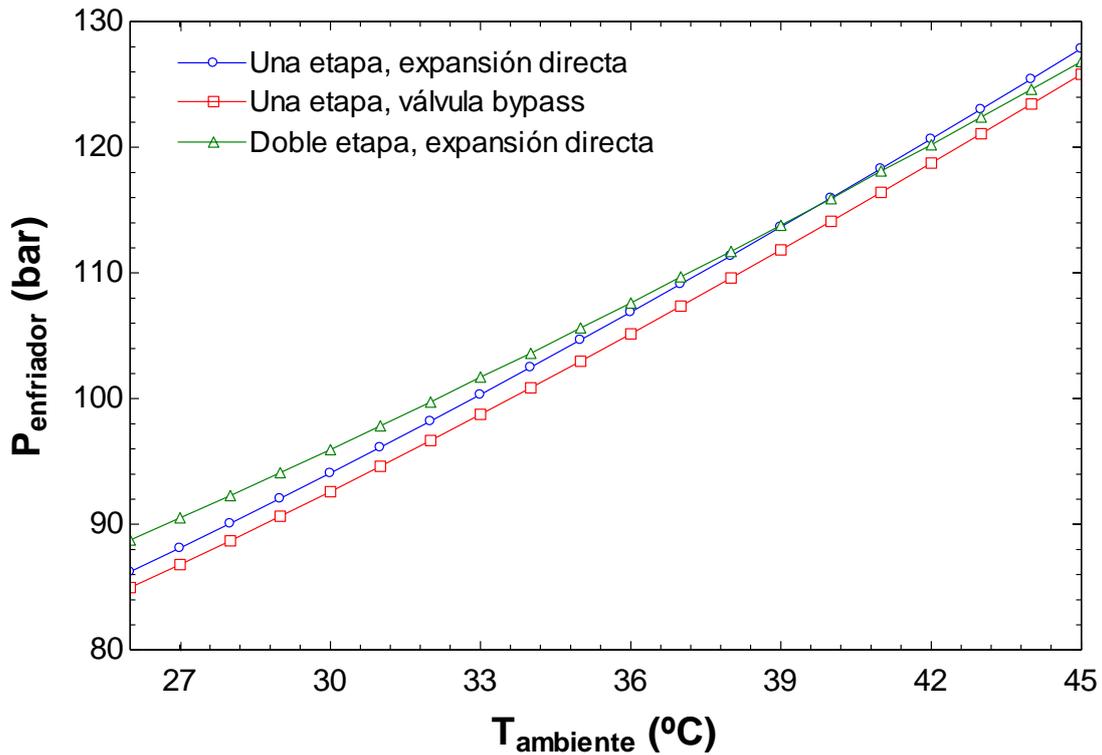


Gráfica 32: Temperatura de descarga frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Para una temperatura ambiente superior a 40 °C la temperatura de descarga del compresor del ciclo estándar (una etapa de compresión y expansión directa) supera el límite habitual de 140 °C. Esto significa que cuando la temperatura ambiente sea mayor de 40 °C el ciclo estándar no podrá evacuar 7.5 kW para mantener el recinto a 20 °C con un consumo mínimo en el compresor. En esta situación el controlador que regula el ciclo deberá modificar la apertura de la válvula de expansión para tratar de disminuir la presión del enfriador de gas y evitar que la temperatura de descarga supere los 140 °C (que supondría la degradación del lubricante), por lo que la eficiencia decaerá. El incremento en la temperatura de evaporación a consecuencia de la válvula bypass reduce el trabajo de compresión, lo que ayuda a disminuir la temperatura de descarga. Gracias a ello el ciclo de una etapa con válvula bypass amplía en 3 °C el rango de temperatura ambiente a la cual el sistema puede operar con la premisa de maximizar la eficiencia. Es un incremento considerable pero no cubre todo el espectro de estudio. El refrigerador intermedio sí que reduce drásticamente la temperatura de descarga del compresor de alta, ya que cuanto menor es la temperatura de admisión menor es la potencia requerida. Gracias a este equipo la temperatura de descarga (de la etapa de

alta) apenas alcanza los 100 °C, por lo que el ciclo de doble etapa será capaz de operar con un consumo mínimo en un rango de temperaturas ambiente muchísimo más amplio.

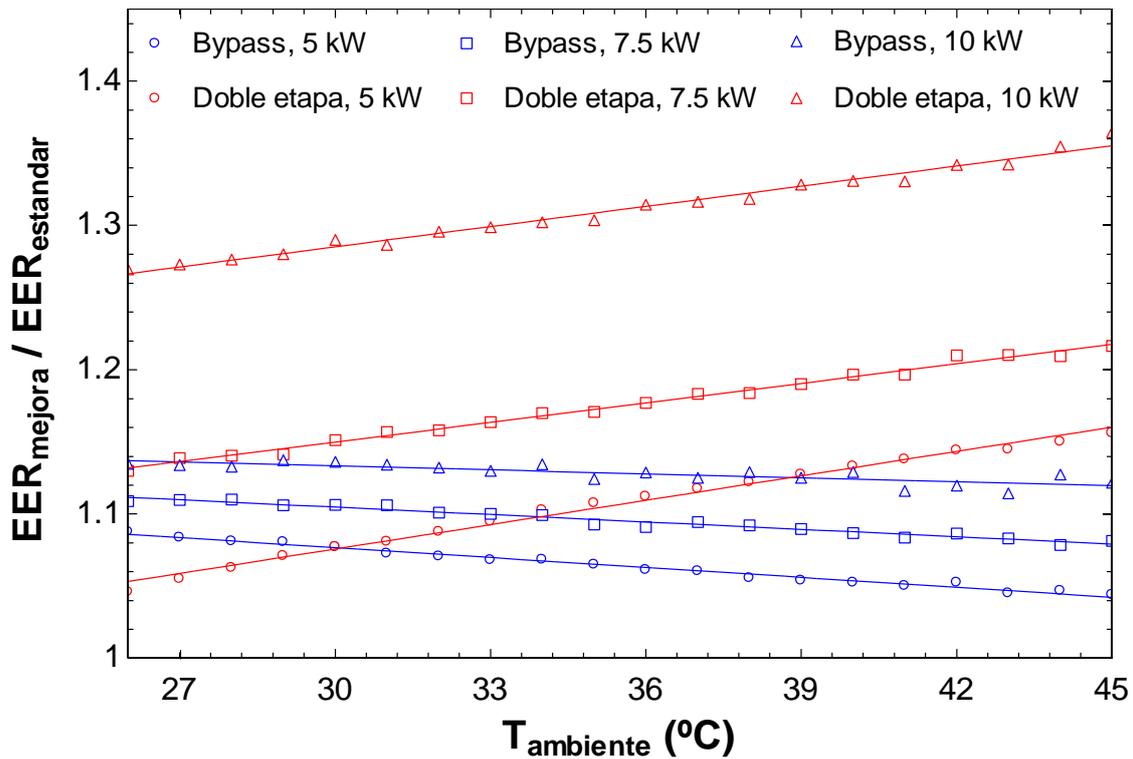
Al igual que la temperatura de descarga se valora en la Gráfica 33 para los tres ciclos la evolución de la presión de cesión de calor en el enfriador de gas que maximiza la eficiencia, ya que al fin al cabo determina el trabajo de compresión y condiciona la elección de los equipos:



Gráfica 33: Presión del enfriador de gas frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar la eficiencia)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Potencia frigorífica: 7.5 kW ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Por lo general la presión requerida en el enfriador de gas para un funcionamiento óptimo en los tres ciclos estudiados difiere muy poco, aunque la presión exigida por el ciclo de doble etapa tan sólo es menor cuando la temperatura ambiente es elevada. En cuanto a los ciclos de una etapa de compresión, esta diferencia en presiones se acentúa al incrementar la temperatura ambiente. Para las condiciones de estudio en ningún momento se supera el límite actual de los compresores de dióxido de carbono para el sector de la automoción establecido en 135 bares [25], hecho que no introduce una nueva limitación constructiva. Aunque una reducción en la presión siempre permite un ahorro de costes (en cuanto a que los equipos utilizados no necesitan ser tan robustos), la reducción lograda por las mejoras constructivas es tan pequeña (apenas unos 10 bar de media) que no justifica el uso de equipos de menores prestaciones si se pretende apostar por estas mejoras.

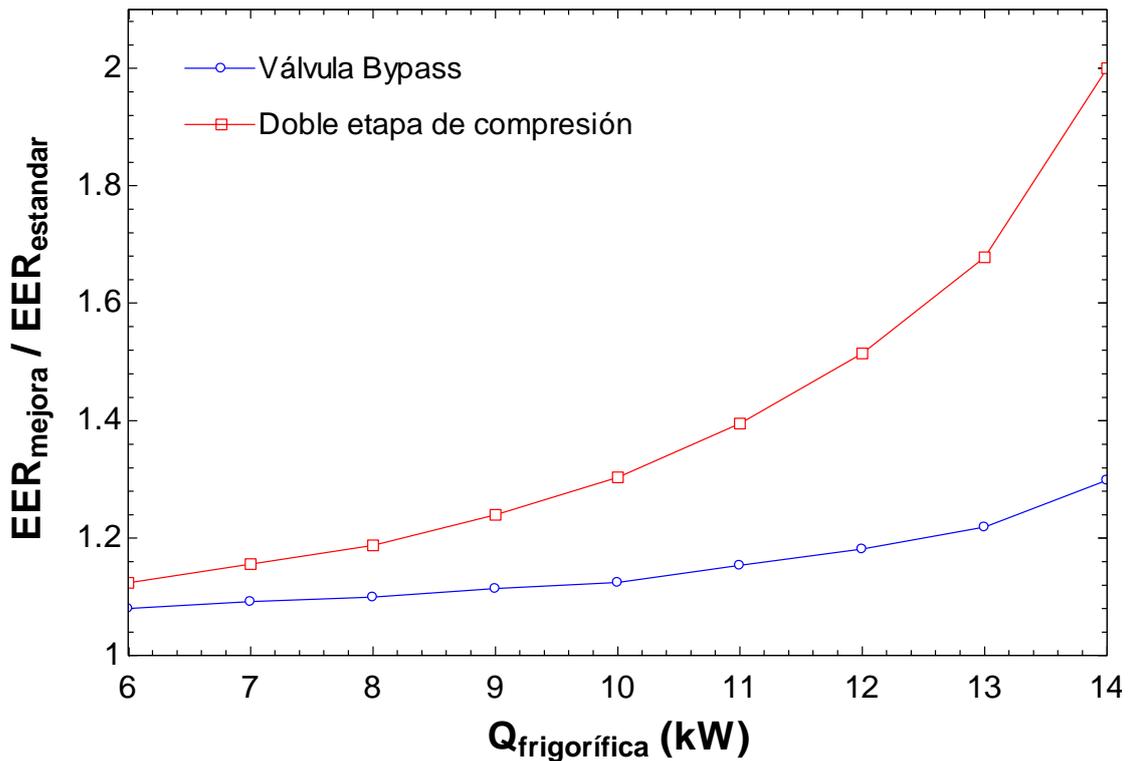
Con las presiones analizadas se valoran los incrementos en la eficiencia del sistema. Para ello se utilizan y evalúan ratios de eficiencia (cocientes entre la eficiencia de la mejora y la eficiencia del ciclo estándar), en concreto su evolución con la temperatura ambiente para las dos mejoras y tres potencias frigoríficas; un análisis representado en la Gráfica 34 en el cual no se tiene en cuenta efectos relacionados con limitaciones en la temperatura de descarga:



Gráfica 34: Ratios de eficiencia frente a temperatura ambiente (tratando de maximizar ambas eficiencias)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia de enfriador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

A primera vista el incremento logrado por la válvula bypass es inferior al conseguido por el ciclo de doble etapa. Así mismo, mientras que la mejora en el bypass apenas es sensible a la potencia frigorífica ésta si influye en los incrementos logrados por el ciclo de doble etapa, ya que cuanto mayor es la potencia mayor es el ratio. Un análisis más minucioso refleja un comportamiento distinto para la evolución del ratio de eficiencia con la temperatura ambiente: mientras que en el ciclo de doble etapa esta tasa crece con la temperatura ambiente en el bypass decrece ligeramente con ésta.

Para concluir la Gráfica 35 recoge la evolución de este incremento en la eficiencia con la potencia frigorífica:



Gráfica 35: Ratios de eficiencia frente a potencia frigorífica (tratando de maximizar ambas eficiencias)
 (Temperatura de recinto: 20 °C ; Temperatura ambiente: 35 °C ; Recalentamientos: 5 °C
 Eficiencia refrigerador: 0.75 ; Idéntica relación de compresión en etapas)

Sin ninguna duda el ciclo de doble etapa consigue los mayores incrementos en eficiencia, sobre todo cuando la demanda frigorífica es elevada. Mientras que la válvula bypass apenas incrementa la eficiencia en un 30% el ciclo de doble etapa de compresión es capaz de llegar a duplicarla.

Con estos análisis en la mano se concluye que prácticamente no existe diferencia alguna entre apostar por el ciclo de una etapa de compresión de expansión directa y su versión equivalente con válvula bypass. Si bien es verdad que la válvula bypass mejora el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador e incrementa la eficiencia del ciclo, estos incrementos son de tan poca magnitud que no destacan en exceso. Desde un punto de vista económico la constitución de un ciclo de una etapa de compresión con válvula bypass no supondría un gran coste adicional (tan sólo habría que añadir una válvula más al sistema) por lo que este elemento siempre será bien visto en todo sistema orientado a la refrigeración del automóvil: es una mejora barata que permite un ligero ahorro en el consumo del compresor, aunque si la temperatura ambiente es elevada su presencia apenas merecerá la pena.

En cuanto al ciclo de doble etapa es evidente que la mejora en la eficiencia es mucho mayor en comparación con la válvula bypass. Sin embargo el coste económico que conlleva esta solución también es mayor (es necesario instalar otra etapa de

compresión y el refrigerador de gas), por lo que será necesario valorar antes el beneficio obtenido, el coste adicional que supone su instalación y el espacio disponible en el hueco del motor. Una primera sugerencia recomendaría apostar por esta solución siempre y cuando sea necesario: o evacuar potencias elevadas del interior del vehículo o un funcionamiento en un entorno muy caluroso durante un periodo de tiempo largo. Como potencias superiores a 10 kW no son habituales en automóviles el sistema de refrigeración basado en el ciclo transcrito de dióxido de carbono de doble etapa de compresión y expansión directa estaría más bien enfocado a vehículos pesados como camiones o autobuses.

También sería posible combinar ambas soluciones constructivas, constituyendo así un ciclo transcrito de doble etapa de compresión y válvula bypass. Este hipotético ciclo mejoraría la distribución del dióxido de carbono a su paso por el evaporador e introduciría un incremento extra a la eficiencia ya mejorada por la doble etapa.

6. – CONCLUSIONES

Con el Proyecto finalizado se recogen en esta sección los resultados obtenidos y se evalúa el cumplimiento de los objetivos establecidos. También es recomendable en este momento valorar posibles proyectos que podrían continuar con el trabajo desarrollado en éste.

En este informe se ha desarrollado un modelo numérico capaz de describir el comportamiento del dióxido de carbono dentro de un sistema de refrigeración orientado a un vehículo. Se enumeran a continuación varios de los resultados obtenidos y analizados a lo largo de este documento:

- Las propiedades termofísicas del dióxido hacen que las condiciones de operación (presión – temperatura del sistema) sean más exigentes de lo requerido por cualquier refrigerante artificial. Ello permite reducir las dimensiones de los equipos que integran el ciclo (conservando sus prestaciones) a costa de incrementar su resistencia como consecuencia de los mayores niveles de presión a los que necesita operar el ciclo de dióxido de carbono.
- La influencia de la presión del enfriador de gas sobre las prestaciones del ciclo hace imprescindible la implantación de esquemas que permitan su regulación. Dentro de las condiciones de operación la temperatura ambiente es el parámetro determinante a la hora de establecer el nivel óptimo de presión en el enfriador de gas, ya que al incrementar esta temperatura la presión que maximiza la eficiencia del ciclo también aumenta. Es muy importante que el ciclo transcrito no opere con presiones inferiores al valor óptimo pues en esta región la eficiencia es muy sensible a las variaciones en la presión del lado de alta.
- Los niveles de presión establecidos en el ciclo transcrito, superiores a los de un ciclo convencional, propician a obtener valores elevados en la temperatura de descarga del compresor; haciendo que ésta sea del orden de la temperatura de degradación del lubricante. Según las condiciones de operación es posible que el ciclo no pueda minimizar el trabajo de compresión sin superar el límite marcado por el lubricante. En esta situación la presión del enfriador debe reducirse para disminuir la temperatura de entrada al equipo, hecho que repercute negativamente en la eficiencia.

- Para un mismo punto de operación y configuración de equipos las prestaciones del ciclo de dióxido de carbono operando con un consumo mínimo son equiparables a las de un ciclo convencional utilizando R134a. En concreto, el flujo de refrigerante es menor en el ciclo transcrito y su eficiencia es superior cuando la demanda es elevada. La presencia del intercambiador interno ayuda a incrementar la eficiencia y reducir la presión de alta que la maximiza, sobre todo cuando la potencia frigorífica es elevada.
- Es necesario plantear soluciones constructivas que traten de mitigar los inconvenientes presentados por el ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa sin tener que recurrir a la sustitución de equipos. La adición de una válvula bypass mejora la distribución del dióxido de carbono dentro del evaporador incrementando el coeficiente de transferencia de calor y reduciendo las pérdidas de carga. Por otro lado la doble etapa de compresión reduce la temperatura de entrada al enfriador de gas al aplicar un enfriamiento intermedio que disminuye el consumo de la etapa de alta. Ambas mejoras incrementan la eficiencia del ciclo, aunque la doble etapa ostenta los mayores aumentos.

El modelo desarrollado en *Engineering Equation Solver* describe con un grado de realismo el estado termodinámico del dióxido de carbono a lo largo del ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa, cumpliéndose el objetivo marcado en este Proyecto. Un modelo que puede considerarse válido al haber estimado los errores cometidos en un 5%. Este trabajo demuestra la capacidad del dióxido de carbono para sustituir a los hidrofluorocarburos en el sector del automóvil al reflejar para ambos ciclos unas prestaciones similares. Las nuevas normativas medioambientales han limitado el GWP de los refrigerantes utilizados en vehículos, por lo que es necesario la búsqueda de nuevas sustancias capaces de reemplazar a los actuales refrigerantes y dentro de éstas el dióxido de carbono es un firme candidato. Aunque como siempre hay que seguir investigando para tratar de mitigar sus puntos débiles y potenciar sus virtudes.

Los resultados obtenidos en este documento pueden asentar y constituir las bases de futuros trabajos englobados en este campo. A modo de ejemplo se mencionan dos líneas de investigación que podrían seguir los pasos de este Proyecto:

- Construcción de un prototipo de sistema de refrigeración que utilice dióxido de carbono. Este trabajo en concreto constituiría el punto final a la labor

desarrollada en este Proyecto al ser un sistema real que permitiría contrastar el modelo desarrollado.

- Como se cita al comienzo de este Proyecto el uso del dióxido de carbono no sólo se limita al campo de la refrigeración, sino que también se extiende al de la calefacción. Un posible trabajo futuro puede valorar el uso de esta sustancia en este campo, haciendo énfasis en las bombas de calor.

Para poner punto y final a este informe no me queda más que agradecer el valioso tiempo dedicado en la lectura de estas líneas, así como esperar que el mismo resulte comprensible, claro e instructivo a la vez que sirva de utilidad.

7. – BIBLIOGRAFÍA

- [1] Pérez Pedriza S. *Sistemas de Refrigeración con dióxido de carbono*. Universidad de Zaragoza; 2006.
- [2] Kim M H, Pettersen J, Bullard C W. *Fundamental process and design issues in CO₂ vapor systems*. Progress in Energy and Combustion Science; 2004.
- [3] Kim M H, Bullard C W. *Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system*. Energy; 2001.
- [4] Elbel S W, Hrnjak P. *Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 system that use microchannel evaporators*. International Journal of Refrigeration; 2004.
- [5] Dang C, Hihara E. *In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement*. International Journal of Refrigeration; 2004.
- [6] Brown J S, Yana-Motta S F, Domanski P A. *Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a*. International Journal of Refrigeration; 2002.
- [7] Fartaj A, Ting D, Yang W W. *Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle*. Energy Conversion and Management; 2004.
- [8] Belman – Flores J M, Barroso – Maldonado J M. *Simulación energética de un aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R-1234yf y R-134a*. Memorias del XIX congreso internacional anual de la Somim; 2013.
- [9] Pettersen J, Hafner A, Skaugen G, Rekstad H. *Development of compact heat exchangers for CO₂ air conditioning systems*. International Journal of Refrigeration; 1998.
- [10] Kauf F. *Determination of the optimum high pressure for trasncritical CO₂ refrigeration cycles*. International Journal of Thermal; 1999.
- [11] Rozhentsev A, Wang C C. *Some design features of a CO₂ air conditioner*. Applied thermal Engineering; 2001.
- [12] Neskå P, Pettersen J, Skaugen G. *CO₂ refrigeration, air conditioning and heat pump technology*. International Institute of Refrigeration; 2004.

- [13] Liao S M, Jakobsen A. *A correlation of optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide cycles*. Thermal Engineering, 2000.
- [14] Hwang Y. *Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle*. PhD thesis, University of Maryland; 1997.
- [15] Elbel S W, Hrnjak P. *Effect of Internal Heat Exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference; 2004.
- [16] Robinson D M, Groll E A. *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine*. International Journal of Refrigeration; 1998.
- [17] Son C H, Park S J. *An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube*. International Journal of Refrigeration; 2006.
- [18] Kasap F, Acül H, Canbaz H, Erbil S. *R744 Refrigerant cooling systems, the finned tube R744 evaporator and gas cooler design principles*. Friterm; 2011.
- [19] Klein S, Alvarado F. *Engineering Equation Solver*, version 9.433. F-Chart Software; 2013.
- [20] Skovrup M J, Jakobsen A, Rasmussen B D, Andersen S E. *CoolPack*, version 1.50. IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark; 2012.
- [21] Marin J M, Monné C, Urche J. *Transferencia de calor*. Universidad de Zaragoza; 2007.
- [22] Behr GmbH & Co, Catálogo de equipos. <http://www.mahle.com/>
- [23] Denso, Catálogo de equipos. <http://www.globaldenso.com/>
- [24] Blissfield, Catálogo de enfriadores de gas. <http://blissfield.com/>
- [25] Zexel, Catálogo de compresores. <http://www.zexel.com/>
- [26] Hydro Aluminium, Catálogo de intercambiadores internos. <http://www.hydro.com/>
- [27] Valeo, Catálogo de evaporadores. <http://www.valeoservice.com/html/spain/es/>
- [28] Portal electrónico de componentes de aire acondicionado para automoción, <http://spanish.autoaircondenser.com/>