

ANEXOS

ÍNDICE DE 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 TRANSCRÍTICO	ANEXO 4
CICLOS SIMULADOS EN EL PROCESO DE VERIFICACIÓN	ANEXO 5
MODELADO DEL CICLO CONVENCIONAL.....	ANEXO 6
INTERFAZ DEL MODELO BÁSICO DE CICLO TRANSCRÍTICO	ANEXO 7
INTERFAZ DEL MODELO DE CICLO TRANSCRÍTICO CON VÁLVULA BYPASS.....	ANEXO 8
INTERFAZ DEL MODELO DE CICLO TRANSCRÍTICO DE DOBLE ETAPA DE COMPRESIÓN.....	ANEXO 9

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

FIGURAS

Figura 1.	Diagrama Presión – Entalpía del dióxido de carbono	3
Figura 2.	Diagrama Temperatura – Entropía del dióxido de carbono.....	4
Figura 3.	Presión de saturación para distintos refrigerantes	5
Figura 4.	Deslizamiento para distintos refrigerantes.....	5
Figura 5.	Densidad del vapor saturado para distintos refrigerantes	6
Figura 6.	Ratio de densidades líquido saturado / vapor saturado.....	6
Figura 7.	Capacidad volumétrica de refrigeración para distintos refrigerantes	7
Figura 8.	Tensión superficial para distintos refrigerantes	7
Figura 9.	Entalpía del CO ₂ frente a temperatura y presión	8
Figura 10.	Entropía del CO ₂ frente a temperatura y presión.....	8
Figura 11.	Densidad del CO ₂ frente a temperatura y presión	8
Figura 12.	Calor específico del CO ₂ frente a temperatura y presión	9
Figura 13.	Comportamiento de distintas propiedades del CO ₂ en las proximidades de un punto pseudo-crítico	10
Figura 14.	Componentes de un sistema de refrigeración de automoción basado en el ciclo transcrito de dióxido de carbono	11
Figura 15.	Corte de un compresor de plato oscilante	13
Figura 16.	Compresores para refrigeración en automoción	14
Figura 17.	Enfriador de gas para automoción.....	15
Figura 18.	Intercambiador interno para automoción.....	18
Figura 19.	Sección y dimensiones características de un intercambiador interno	18
Figura 20.	Configuración con el intercambiador interno integrado en el enfriador de gas.....	19
Figura 21.	Configuración con el intercambiador interno integrado dentro del acumulador.....	19
Figura 22.	Válvulas de expansión para ciclo transcrito	20
Figura 23.	Evaporadores para automoción	21
Figura 24.	Línea adaptada al transporte de dióxido de carbono	23
Figura 25.	Disposición de los elementos del ciclo dentro del automóvil.....	24
Figura 26.	Esquema simplificado del ciclo de refrigeración convencional.....	30
Figura 27.	Interfaz del modelo de ciclo transcrito de una etapa de compresión y expansión directa.....	36
Figura 28.	Interfaz del modelo de ciclo transcrito de una etapa de compresión y válvula bypass	37
Figura 29.	Interfaz del modelo de ciclo transcrito de doble etapa de compresión y expansión directa.....	38

TABLAS

Tabla 1.	Criterios a considerar para seleccionar un compresor acorde con un ciclo transcrito.....	12
Tabla 2.	Prestaciones de enfriadores de gas en automoción	16
Tabla 3.	Tipología de válvulas de expansión	20
Tabla 4.	Prestaciones de evaporadores de CO ₂ en automoción.....	22

ANEXO 1 – DIAGRAMA P – h DEL DIÓXIDO DE CARBONO

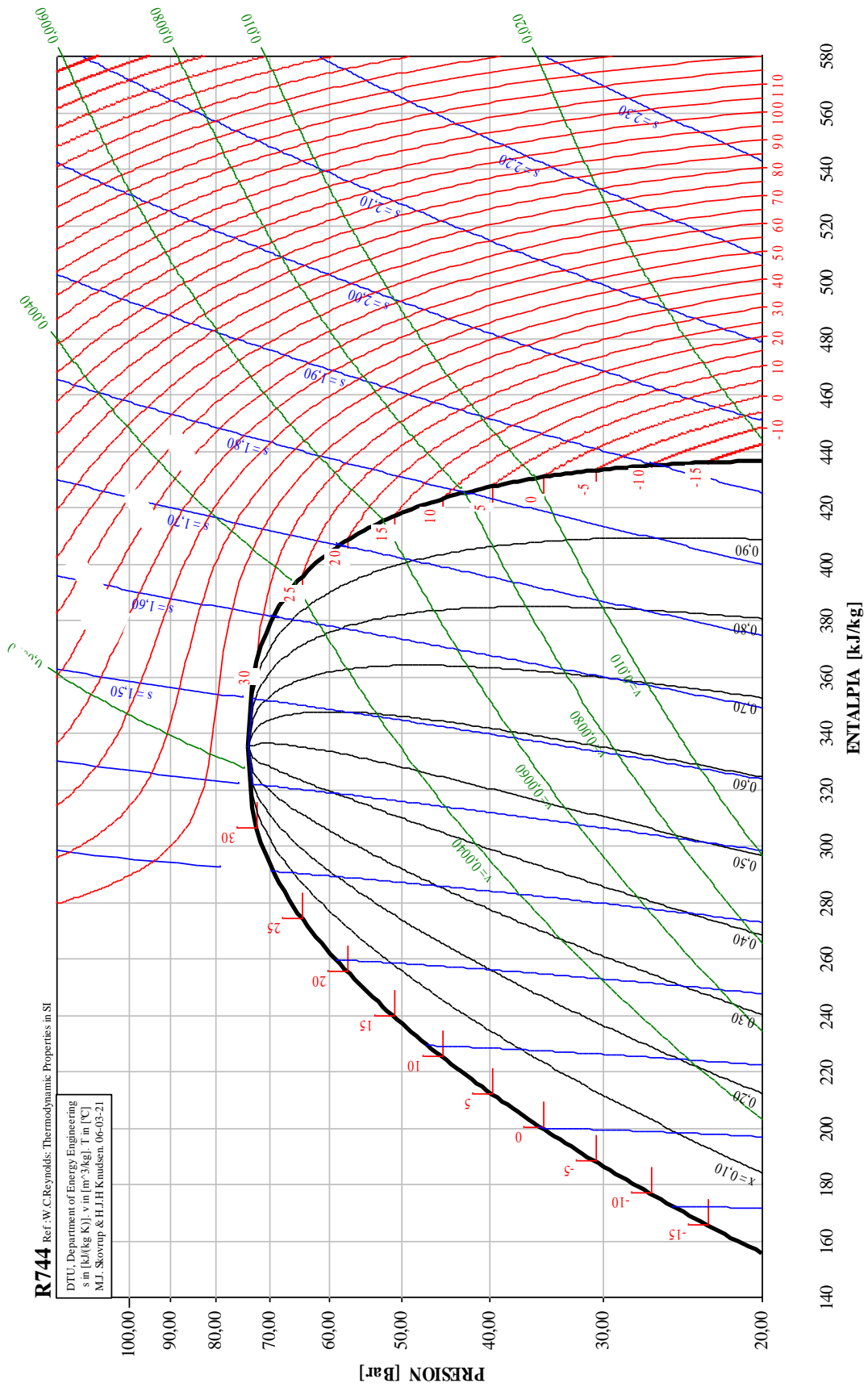


Figura 1: Diagrama Presión – Entalpía del CO₂

ANEXO 2 – DIAGRAMA T – s DEL DIÓXIDO DE CARBONO

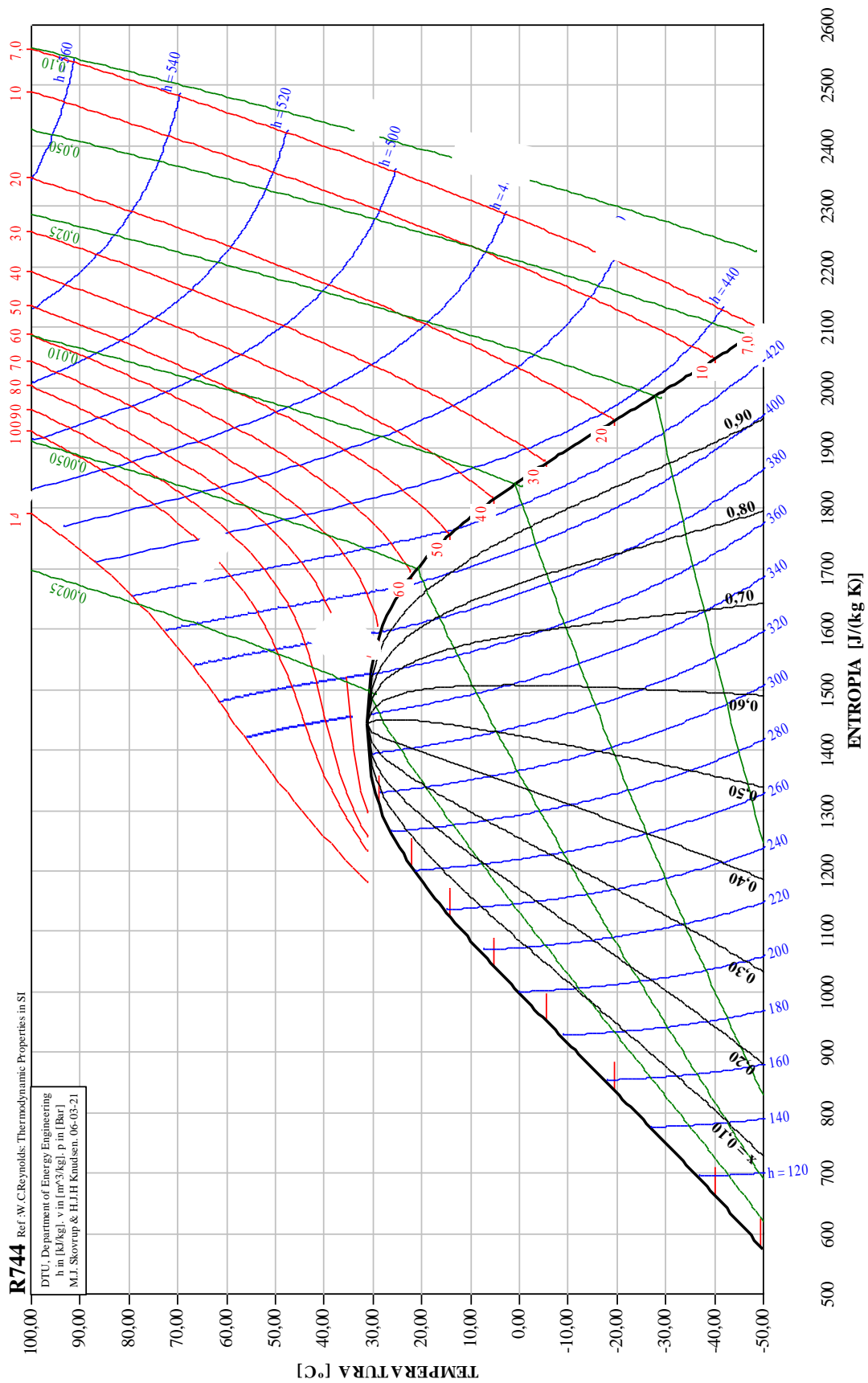


Figura 2: Diagrama Temperatura – Entropía del CO₂

ANEXO 3 – PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL DIÓXIDO DE CARBONO

El análisis de las propiedades termofísicas del dióxido de carbono se efectúa a través de dos conjuntos de gráficas: el primero permite realizar una comparación de dichas propiedades con otros refrigerantes mientras que el segundo refleja para distintos niveles de presión la influencia de la temperatura en éstas.

Comparación con otros refrigerantes

Este análisis comienza con las Figuras 3 y 4 que recogen para el dióxido de carbono y otros refrigerantes las curvas de presión de saturación y la caída en la temperatura de saturación ante una variación de presión (el denominado deslizamiento) [2].

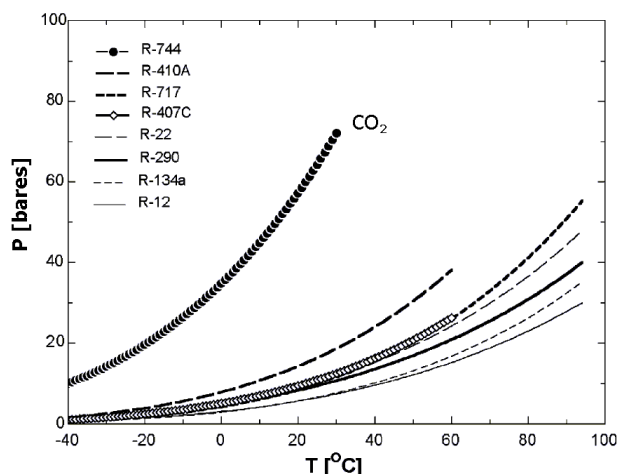


Figura 3: Presión de saturación para distintos refrigerantes
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

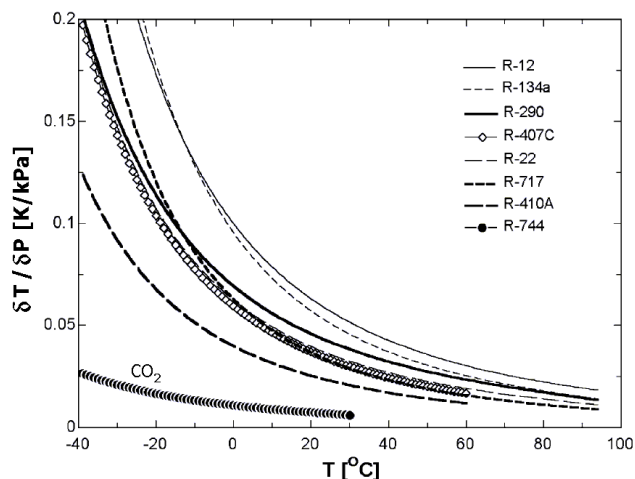


Figura 4: Deslizamiento para distintos refrigerantes
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Con respecto a otras sustancias la presión de saturación del dióxido de carbono es muy superior, por lo que las condiciones de operación del ciclo serán más exigentes. La pendiente que presenta dicha 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 4. Este comportamiento se manifiesta en los evaporadores del ciclo de dióxido de carbono al presentar un deslizamiento en la temperatura menor en comparación con los ciclos convencionales de HFCs. Como valor de referencia a 0 °C el deslizamiento en la temperatura por kilopascal que presenta el dióxido de carbono es de 0.01, 10 veces menor que en el R134a.

Otra propiedad digna de analizar y comparar con otros refrigerantes es la densidad del vapor saturado y el ratio presente entre las densidades de líquido saturado y vapor saturado, en concreto su evolución con la temperatura graficada en las Figuras 5 y 6 [2]:

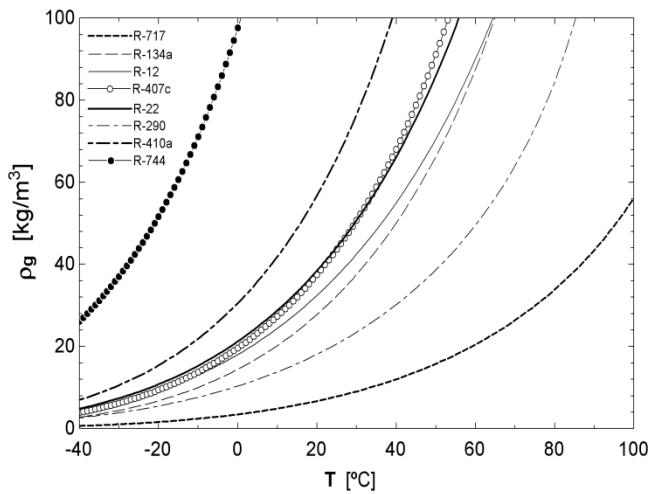


Figura 5: Densidad del vapor saturado para distintos refrigerantes (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

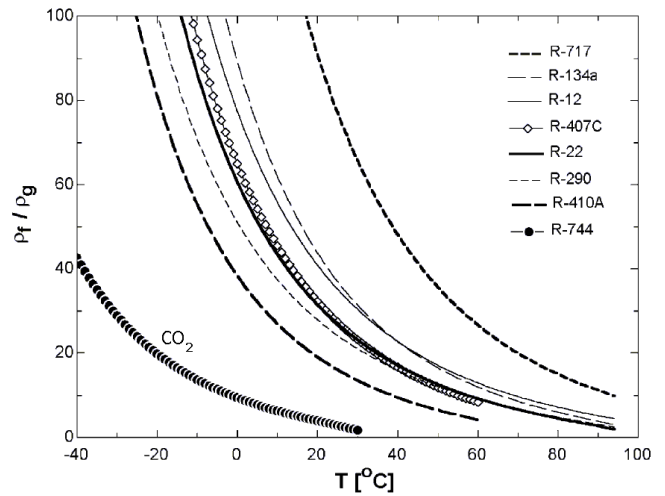


Figura 6: Ratio de densidades líquido saturado / vapor saturado (Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

La mayor densidad del vapor saturado del dióxido del carbono en comparación con otros refrigerantes reduce el volumen necesario a desplazar para obtener una misma potencia frigorífica, lo que otorga importantes ventajas constructivas como el uso de compresores de menor cilindrada, menor caudal de refrigerante o líneas y recipientes más pequeños. El ratio de densidades juega un papel importante dentro del evaporador al definir tanto el modelo de flujo como el coeficiente de transferencia de calor, por lo que se representa en la Figura 6. Ésta muestra como el dióxido de carbono presenta ratio de densidades mucho menor, hecho que garantiza un flujo bifásico más homogéneo en el equipo al presentar unas densidades más próximas.

La mayor densidad del dióxido de carbono vapor otorga una mayor capacidad volumétrica de refrigeración, un parámetro definido como el producto de la densidad del vapor por el calor latente de vaporización [2]:

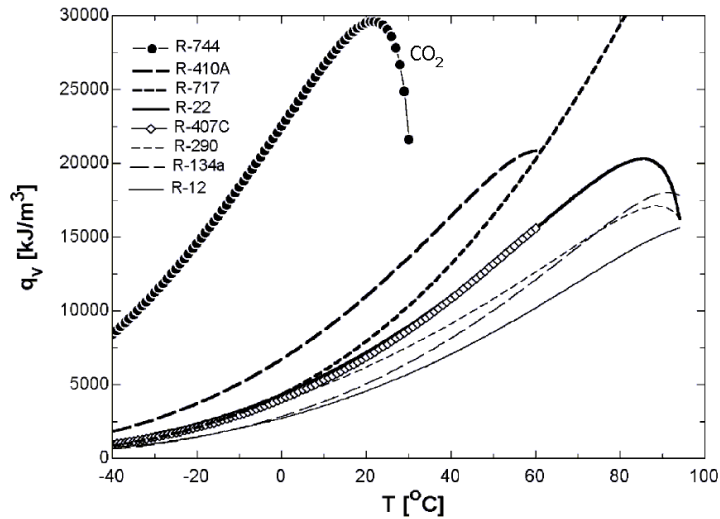


Figura 7: Capacidad volumétrica de refrigeración para distintos refrigerantes
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Tal y como refleja la Figura 7 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 las mayores densidades disminuye el caudal másico de refrigerante. Esta ventaja permite tanto diseñar equipos más compactos como reducir las pérdidas de carga.

La tensión superficial es un parámetro con relevancia en el comportamiento del flujo bifásico, ya que un valor pequeño favorece la transferencia de calor al reducir el sobrecalentamiento necesario para la nucleación y crecimiento de las burbujas de vapor. La tensión superficial disminuye con la temperatura, y como muestra la Figura 8 el dióxido de carbono presenta un valor claramente menor [2].

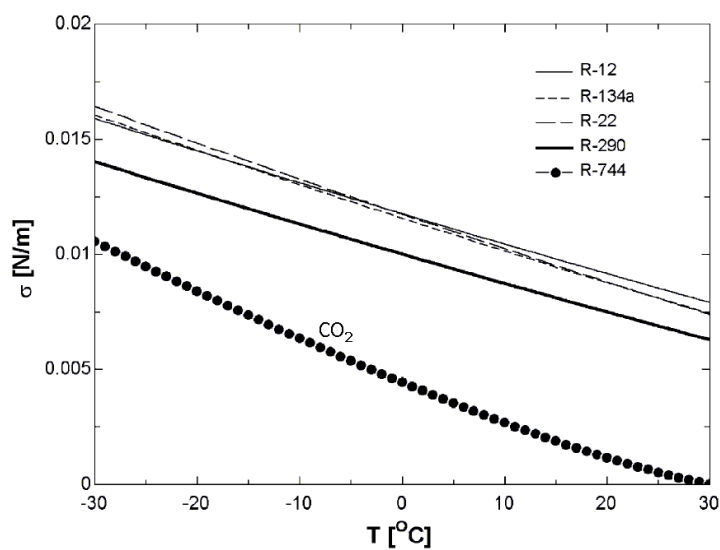


Figura 8: Tensión superficial para distintos refrigerantes
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Influencia de la presión y temperatura

El segundo apartado del análisis comienza con las Figuras 9 y 10 que recogen la influencia de la presión y la temperatura en la entalpía y entropía. Ambas figuras muestran como la presión tan sólo influye cuando la temperatura de trabajo es superior a la crítica, de forma que un incremento en la presión reduce la magnitud de las dos variables de estudio. Así mismo, en las proximidades del punto crítico los cambios en entalpía y entropía son más abruptos en comparación con el resto del rango de estudio. Una influencia ínfima de la presión cuando la temperatura es inferior a la crítica puede favorecer una mayor pérdida de carga en el evaporador [2].

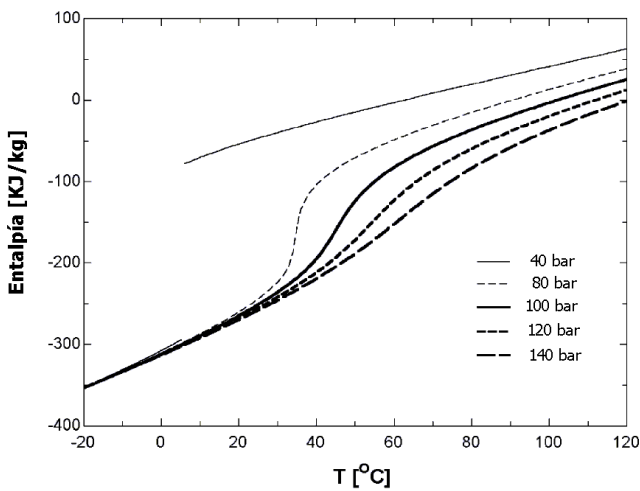


Figura 9: Entalpía del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

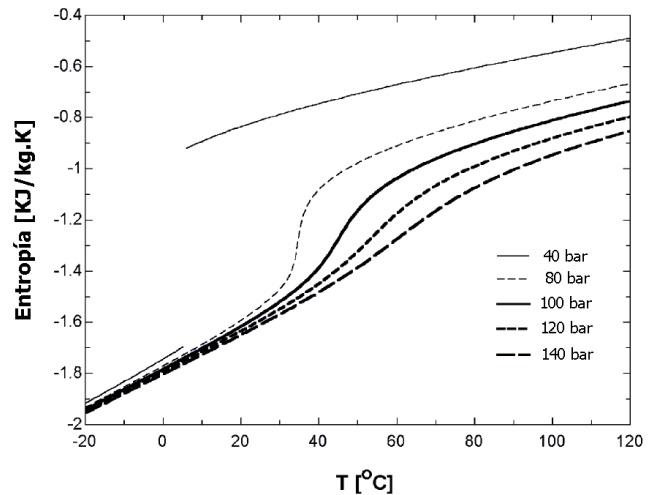


Figura 10: Entropía del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

La evolución de la densidad del dióxido de carbono con la temperatura para distintos niveles de presión se representa en la Figura 11. Al igual que antes, la densidad varía bruscamente en las cercanías del punto crítico [2].

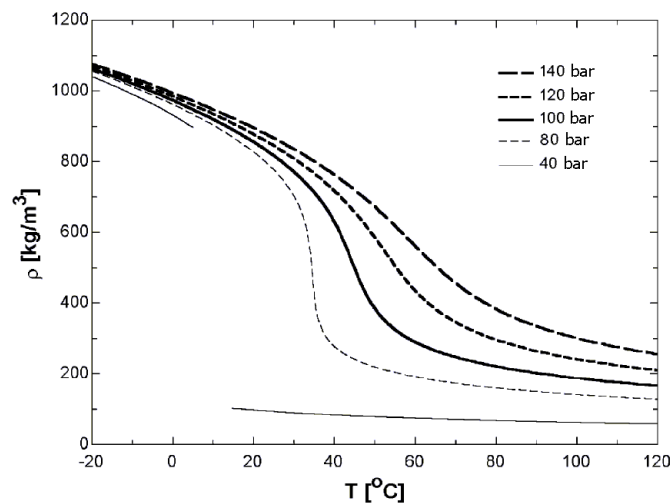


Figura 11: Densidad del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

Las figuras anteriores reflejan un comportamiento distintivo en todo fluido supercrítico: sea un proceso realizado a presión constante existe una temperatura en torno a la cual las variaciones en cualquier propiedad (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; los cuales 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 el calor específico a presión constante alcanza un máximo [1].

Para comprender mejor el concepto anterior se presenta en la Figura 12 la evolución del calor específico (a presión constante) con respecto a la temperatura para distintas presiones, en especial niveles supercríticos [2]:

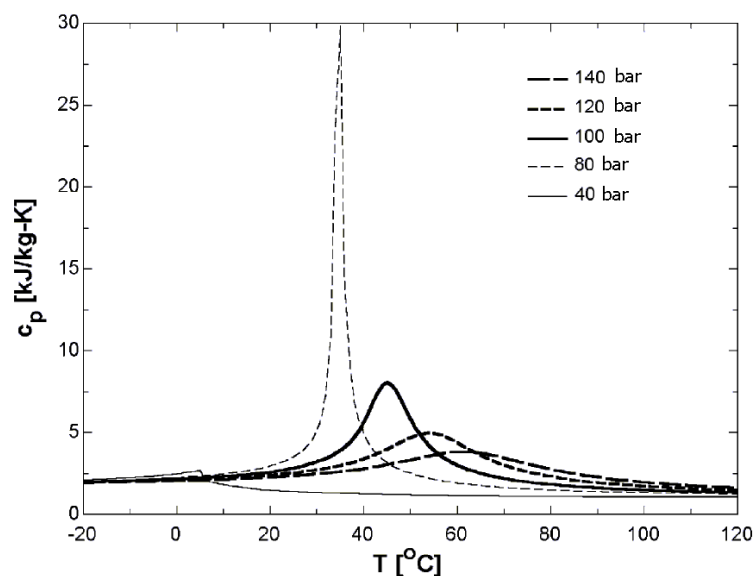


Figura 12: Calor específico del CO₂ frente a temperatura y presión
(Fuente: *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*)

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 sea 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 que relaciona ambas variables y que es válida para un rango de presiones de entre 75 y 140 bar con la temperatura expresada en grados Celsius:

$$T_{pseudo} = -122.6 + 6.124P - 0.1657P^2 + 0.01773P^{2.5} - 0.0005608P^3 \quad (A3.1)$$

Para concluir este análisis de propiedades termofísicas se grafica en la Figura 13 para un mismo nivel de presión la evolución de la densidad, conductividad térmica, viscosidad dinámica y calor específico (a presión constante) con la temperatura [5].

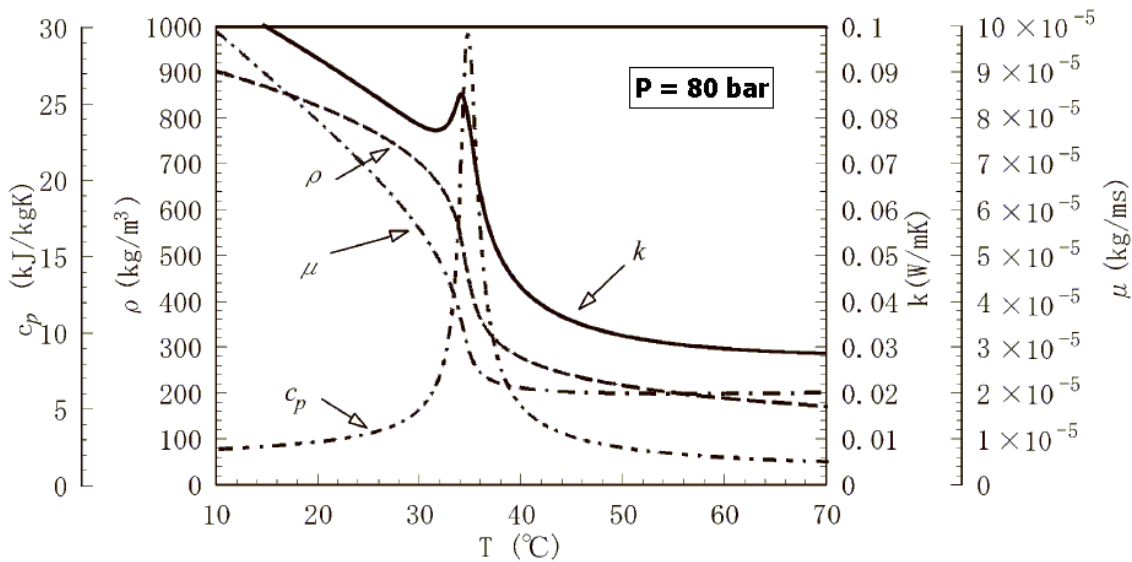


Figura 13: Comportamiento de distintas propiedades del CO₂ en las proximidades de un punto pseudo-crítico (Fuente: *In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement*)

Para el nivel de presión seleccionado se puede garantizar que la temperatura pseudo-crítica se sitúa en torno a los 35 °C, ya que en este punto el calor específico alcanza un máximo y el resto de propiedades sufren variaciones abruptas ante un cambio pequeño en la temperatura.

ANEXO 4 – COMPONENTES DEL CICLO TRANSCRÍTICO

En este Anexo se describen las características constructivas de los equipos que conforman un ciclo transcrito de dióxido de carbono orientado a la refrigeración del interior de un automóvil. La Figura 14 ilustra la disposición típica de estos equipos constituyentes [22].

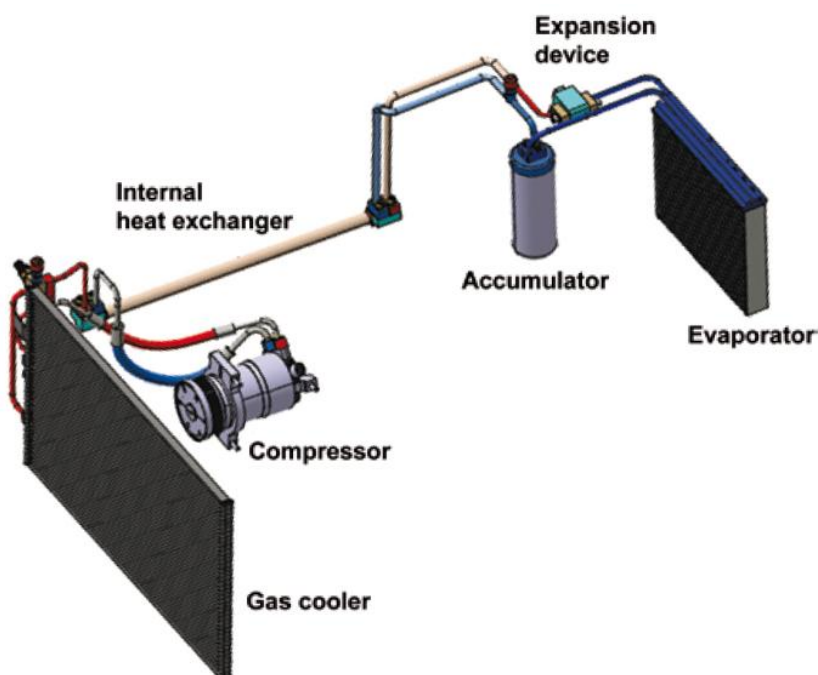


Figura 14: Componentes de un sistema de refrigeración de automoción basado en el ciclo transcrito de CO₂
(Fuente: Behr GmbH & Co.)

1 – Compresor (*Compressor*):

Es el componente dinámico que toma energía del motor para impulsar el refrigerante a lo largo del ciclo. Su función es simple: aspira el refrigerante a través de la brida de aspiración, lo comprime elevando su presión y su temperatura y lo envía hacia el enfriador de gas a través de la brida de impulsión. Para un correcto funcionamiento del compresor hay que garantizar la ausencia de gotas de líquido en la brida de aspiración, por lo que se suele introducir en el sistema un pequeño sobrecalentamiento a la salida del evaporador.

Las mayores presiones de trabajo en el ciclo transcrito exige un rediseño de todos los componentes, y uno muy importante es el compresor por su trascendencia en la eficiencia del sistema. Todo compresor que opera con dióxido de carbono y está orientado a la refrigeración en automoción debe satisfacer, al menos, estos requisitos [25]:

- Capacidad de operar con presiones elevadas. Como valores de referencia tiene que ser capaz de garantizar presiones en el lado de alta del orden de 100 bar y presiones en la aspiración del orden de 40 bar con un alto grado de variabilidad.
- Debe tener en consideración el impacto del dióxido de carbono sobre el lubricante utilizado, por lo que es muy importante un diseño minucioso de los sistemas de sellado.
- A parte de adecuar el compresor a las propiedades del dióxido de carbono también debe satisfacer requisitos típicos del sector de la automoción tales como tamaño y peso reducido, máxima eficiencia o minimización tanto del impacto sonoro como de los costes de fabricación.

Al principio se trató de utilizar para la constitución de ciclos transcíticos los diseños de compresores adaptados a los refrigerantes convencionales. Sin embargo, las propiedades termofísicas del dióxido de carbono obligaron a un rediseño en todas las tipologías: en primer lugar para adaptarlos a la sustancia de trabajo y en segundo para tratar de mejorar las prestaciones del ciclo. La Tabla 1 valora de manera cualitativa algunos criterios a tener en cuenta para seleccionar un compresor apto con el dióxido de carbono [25]:

CRITERIO	TIPO DE COMPRESOR		
	DE PALETAS	SCROLL	DE PLATO OSCILANTE
Rango de potencia consumida (kW)	2 – 5	2 – 5	2 – 7
Control del caudal másico	Bypass	Bypass	Ajuste de la carrera del pistón
Eficiencia del sistema operando a flujo máximo	Bueno	Bueno	Bueno
Eficiencia del sistema operando con un flujo regulado	Malo	Malo	Bueno
Emisiones de ruido	Bueno	Bueno	Bueno
Costes	Bueno	Bueno	Regular

Tabla 1: Criterios a considerar en la selección de un compresor acorde con un ciclo transcítico

La regulación del caudal másico es el gran inconveniente de los compresores de paletas y scroll, ya que en estos el control del volumen desplazado es muy difícil de realizar. Como consecuencia de ello el control del caudal debe realizarse a través de la derivación de refrigerante por medio de una válvula bypass, una regulación que acentúa las pérdidas de energía, en especial cuando la capacidad frigorífica es baja. Por esta razón el compresor de plato oscilante es el más adecuado para un sistema ciclo transcítico. La Figura 15 muestra una sección de esta tipología de compresor.

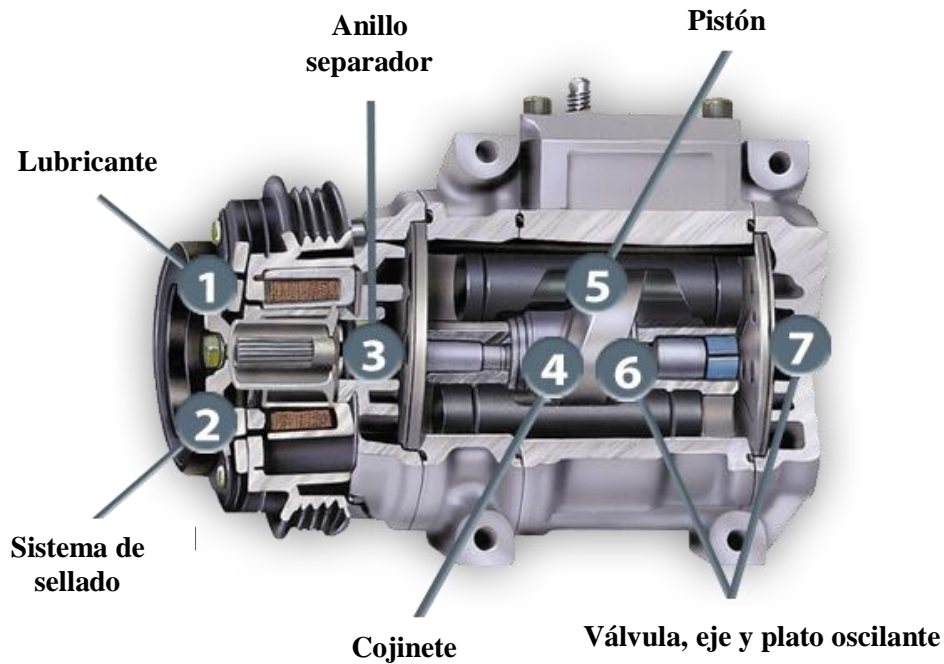


Figura 15: Corte de un compresor de plato oscilante

El eje impulsor del compresor es accionado por el cigüeñal del motor por medio de una correa. El componente fundamental del equipo es el plato oscilante, en disposición oblicua con respecto al eje impulsor y cuyo giro regula el desplazamiento axial de los pistones (alojados en sus correspondientes cilindros) que comprimen el refrigerante vapor. La entrada y salida de refrigerante a cada cilindro se controla a través de válvulas de aspiración y escape. El funcionamiento cíclico de cada uno de los pistones es el siguiente: comenzando en el punto muerto superior el pistón se aleja de éste creando un vacío en el cilindro, obligando a la válvula de aspiración a abrirse y llenándose el cilindro de refrigerante. Al llegar el pistón a su punto muerto inferior la válvula de admisión se cierra y el pistón comienza la carrera de compresión comprimiendo el refrigerante durante su desplazamiento. Al finalizar la carrera la presión del refrigerante hace abrir la válvula de escape para expulsar el refrigerante del cilindro. El caudal comprimido en cada giro está relacionado con la carrera de los pistones, por lo que regulando este parámetro a través de la inclinación del plato oscilante con respecto al eje impulsor se puede controlar tanto caudal como relación de compresión.

La mayor densidad y capacidad volumétrica de refrigeración que presenta el dióxido de carbono reduce tanto el flujo másico de refrigerante en el ciclo como la carrera de los pistones, lo que permite compresores más pequeños para una misma potencia frigorífica. Si un factor limitante en el diseño de un ciclo frigorífico es el

espacio disponible para albergar el compresor y por sus exigencias la demanda de frío es elevada, el uso de dióxido de carbono como refrigerante puede resolver este inconveniente ya que para un mismo tamaño de compresor este refrigerante es capaz de otorgar una potencia frigorífica mayor. Dentro de los compresores existen dos rendimientos influenciados por la carrera de los pistones: el rendimiento volumétrico que mide (de forma indirecta) las pérdidas ocasionadas por fugas y expansiones y el rendimiento isoentrópico que cuantifica el grado de degradación del proceso de compresión con respecto al proceso ideal (el reversible). Las buenas propiedades de transporte del dióxido de carbono favorecen a que posibles fugas de refrigerante caliente comprimido transmitan calor al refrigerante aspirado, por lo que es necesario garantizar un buen aislamiento en el conducto de admisión en aras de no perder rendimiento volumétrico cuando la presión es elevada. Por otro lado, la menor relación de compresión que presenta el ciclo de dióxido de carbono propicia una mejora en el rendimiento isoentrópico.

Como ejemplo ilustrativo la Figura 16 refleja la diferencia de tamaño entre un compresor de R134a y otro de dióxido de carbono. En este caso concreto, donde era preciso evacuar una potencia de 5 kW, el compresor de R134a presenta una cilindrada de 155 cm^3 mientras que la cilindrada del compresor de dióxido de carbono es de apenas 21 cm^3 . Estas cifras corroboran como las propiedades del dióxido de carbono permiten reducir drásticamente las dimensiones del compresor [2].

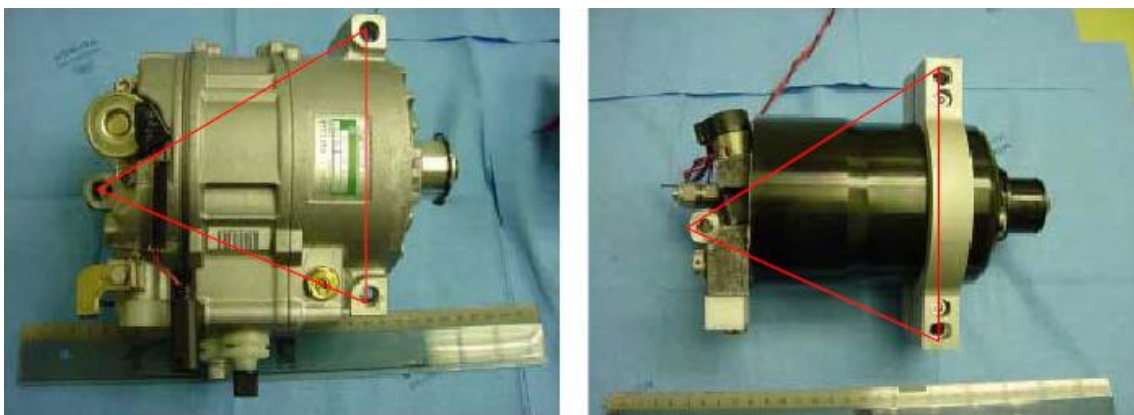


Figura 16: Compresores para refrigeración en automoción: de R134a (izquierda) y de CO_2 (derecha)

2 – Enfriador de gas (*Gas Cooler*):

Es el intercambiador de calor situado en el lado de alta, donde el refrigerante cede calor al ambiente a través de un enfriamiento sensible. En el sector de la automoción la tipología constructiva de intercambiador predominante es la de placas y aletas, ya que su alto grado de compacidad (relación entre la superficie aleteada y el volumen del

equipo) compensa los bajos coeficientes de convección presentes en un proceso de transferencia de calor entre gases. Esta tipología consta de varias capas de aletas onduladas separadas por placas metálicas planas, generalmente de aluminio, que crean una serie de canales cerrados por los laterales a través de bandas de cierre. Las corrientes caliente y fría fluyen a través de capas alternas, de modo que el calor se transfiere de la corriente caliente a la fría por medio de la interfaz de aletas y las placas separadoras. Además de mejorar la transferencia de calor las aletas otorgan integridad estructural al intercambiador [2].

Las altas presiones de trabajo y las excelentes propiedades termofísicas del dióxido de carbono permiten reducir el diámetro de las canalizaciones, lo que se traduce en una menor superficie de transferencia en el lado refrigerante y un mayor grado de compacidad: para unas mismas dimensiones de equipo al ser las canalizaciones más pequeñas se puede incluir un número mayor de capas de aletas que incremente la superficie de contacto con el aire.



Figura 17: Enfriador de gas para automoción

A día de hoy los intercambiadores de calor utilizados en ciclos transcíticos orientados a la refrigeración en automoción (tanto en enfriadores de gas como en evaporadores) están constituidos por un conjunto de tubos planos con múltiples canalizaciones extruidas denominados tubos microcanal; tubos provistos de una red de aletas tipo persiana, aletas que presentan una serie de rendijas con la finalidad de favorecer la transferencia de calor al romper la capa límite. Esta configuración, representada en la Figura 17, otorga los siguientes beneficios:

- La extrusión de los canales permite, a pesar del reducido espesor del tubo plano, incrementar el área de contacto con el refrigerante; por lo que se mejora tanto la transferencia de calor como la eficiencia del equipo.

- El perfil más aerodinámico del tubo plano logra reducir las pérdidas de carga del flujo de aire que atraviesa el intercambiador.
- El menor espesor del tubo plano otorga al flujo de aire una velocidad mayor, hecho que incrementa el coeficiente de transferencia de calor en el lado aire.

En la industria del automóvil, al igual que en sectores similares, las dimensiones de todos los componentes que utiliza están muy estandarizadas. Por ello apenas existen diferencias entre un mismo equipo (que desempeña una misma función en concreto) suministrado por dos fabricantes distintos. Con el fin de definir unos valores de referencia se recogen en la Tabla 2 las prestaciones (dimensiones características y potencias) de algunos modelos de enfriador de gas orientados a la refrigeración de automóviles con dióxido de carbono [22], [23], [24]:

Proveedor	Longitud (mm)	Altura (mm)	Profundidad (mm)	Potencia cedida (kW)
Blissfield	650	343	17	11
Blissfield	460	380	16	9
Behr GmbH	616	358	20	13
Behr GmbH	525	360	20	11
Behr GmbH	400	361	18	9
Denso	685	415	18	15
Denso	526	381	16	10
Denso	380	361	18	8

Tabla 2: Prestaciones de enfriadores de gas en automoción

Un problema presente en el diseño de todo enfriador de gas compacto es la conducción interna de calor en aletas, tubos y colectores a consecuencia de posibles gradientes de temperatura de gran magnitud localizados en distancias relativamente cortas, comportamiento que repercute negativamente en la eficiencia. Soluciones como el incremento en la separación entre aletas, en las secciones de paso dentro del equipo o un diseño cuidadoso de los colectores que alimentan y recogen el refrigerante dentro del intercambiador ayudan a minimizar este impacto. También las propias propiedades del dióxido pueden repercutir negativamente a la eficiencia del enfriador de gas, ya que la gran variabilidad de éstas en torno a los puntos pseudo-criticos hacen que pequeños cambios en la temperatura de salida del dióxido de carbono puedan generar grandes cambios en los valores de entalpía. Esta gran sensibilidad ante la temperatura de salida obliga a que la configuración adoptada en el enfriador de gas tienda lo más posible a la de contracorriente, ya que ésta es la configuración de intercambiador que mayor eficiencia otorga para una geometría dada [2], [9].

3 – Intercambiador interno (*Internal heat exchanger*):

Es un dispositivo muy analizado en ciclos convencionales pero no muy habitual en estos. Sin embargo su presencia es casi obligatoria en todo ciclo transcrito. La presencia de este intercambiador origina dos incrementos de efecto contrapuesto: aumento en la potencia frigorífica (gracias al mayor subenfriamiento que otorga al refrigerante procedente del proceso de cesión de calor) y aumento en el consumo del compresor (a consecuencia de una mayor temperatura del refrigerante en la brida de aspiración).

Según el efecto predominante (aumento de la capacidad frigorífica o aumento del trabajo de compresión) la eficiencia aumentará o disminuirá al incluir este intercambiador. Por este motivo se han realizado multitud de estudios para justificar si la existencia de este equipo influye siempre de manera positiva en este parámetro, estudios de los cuales se concluye que el efecto del intercambiador interno sobre la eficiencia depende tanto del punto de operación como del refrigerante utilizado. La experiencia refleja que el R134a es más propenso a esta mejoría (el intercambiador interno ayuda a incrementar la eficiencia) mientras que el R22 no (la presencia de este intercambiador suele repercutir negativamente en la eficiencia) [1].

En el caso del dióxido de carbono el intercambiador interno siempre otorga resultados beneficiosos ya que logra incrementar la eficiencia del ciclo y permite reducir la presión que maximiza este valor. Varios prototipos y modelos numéricos han demostrado que su presencia logra incrementar la eficiencia del ciclo hasta en un 25% a la par que aumenta la capacidad frigorífica, especialmente cuando las revoluciones del compresor son bajas o la temperatura ambiente es elevada. Como condiciones de diseño, el intercambiador interno tiene que poder garantizar tanto una baja caída de presión en la zona de fluido subcrítico como un elevado coeficiente de transferencia de calor en la zona de fluido supercrítico. Un análisis exergético demuestra cómo el intercambiador interno incrementa ligeramente la exergía destruida en el ciclo ya que al tiempo que reduce las irreversibilidades en la válvula de expansión las aumenta en el proceso de cesión de calor. Pero debido a sus ventajas es un equipo presente en todo ciclo transcrito [2], [16].



Figura 18: Intercambiador interno para automoción

La disposición constructiva predominante para este componente en el sector de la automoción es la de intercambiador de tubo concéntrico a contracorriente (Figura 18) donde la corriente en condiciones supercríticas fluye por el conducto interior y la otra (en condiciones subcríticas) por el conducto anular. Al igual que otros componentes su diseño está muy normalizado, pues su longitud está comprendida entre el metro y los dos metros, el diámetro del conducto interno entre los 6 y 8 mm y el diámetro externo del conducto anular entre los 14 y 18 mm. La Figura 19 muestra un corte de este equipo, en el cual se ve como el conducto anular está fragmentado en canales para incrementar la superficie de transferencia de calor [26].

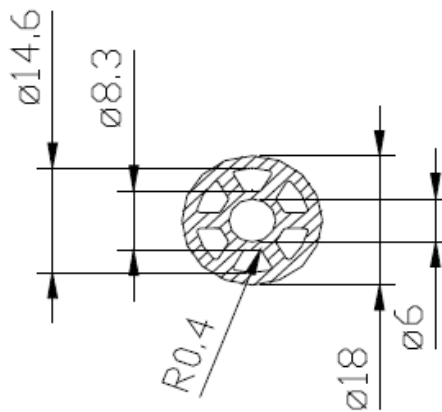


Figura 19: Sección y dimensiones características de un intercambiador interno

En la gran mayoría de ciclos el intercambiador interno se encuentra tal y como muestra la Figura 14, como un equipo situado entre el acumulador y el compresor. Sin embargo, las siguientes figuras recogen dos disposiciones alternativas que reducen el espacio necesario para la instalación del ciclo transcrito en el hueco motor: la Figura 20 muestra tanto el intercambiador interno como el acumulador integrados en el enfriador de gas y la Figura 21 recoge el intercambiador interno dentro del depósito acumulador [22].

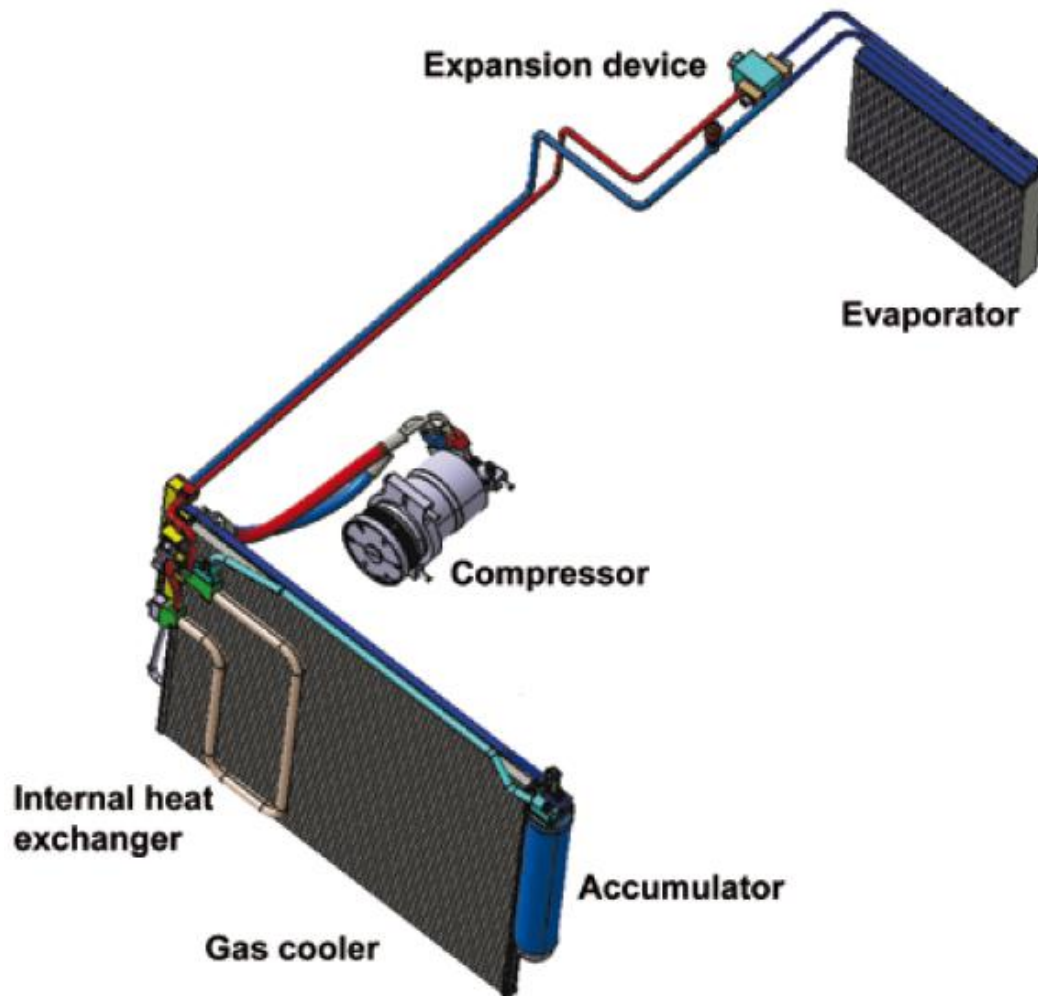


Figura 20: Configuración con el intercambiador interno integrado en el enfriador de gas
(Fuente: *Behr GmbH & Co.*)

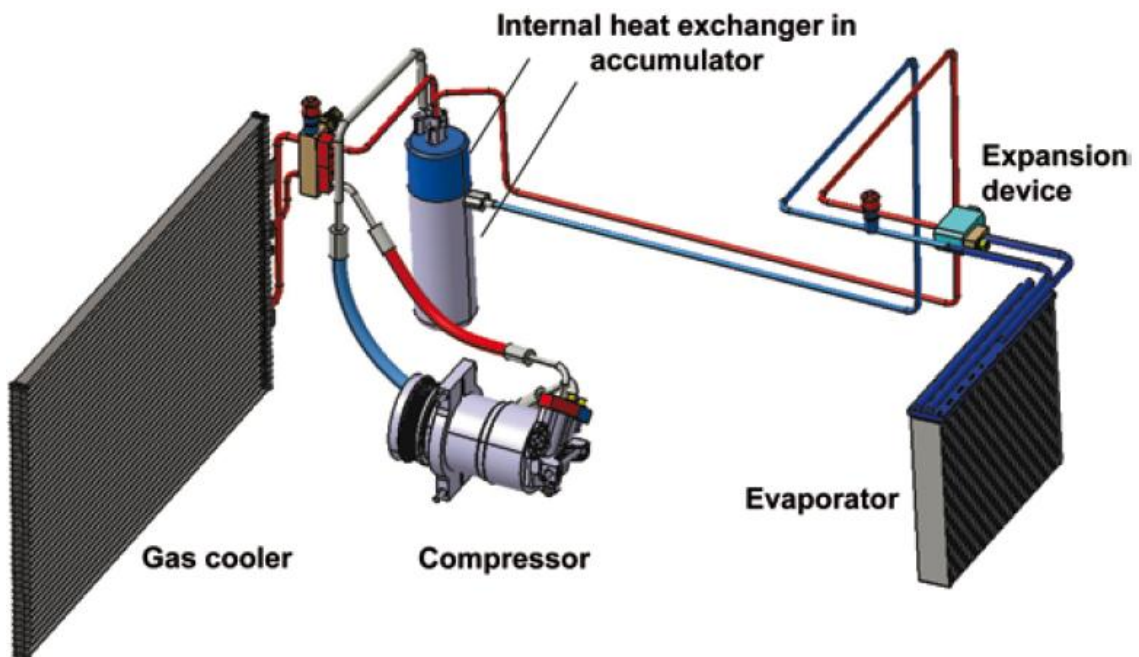


Figura 21: Configuración con el intercambiador interno integrado dentro del acumulador
(Fuente: *Behr GmbH & Co.*)

4 – Válvula de expansión (*Expansion device*):

Éste es un dispositivo con una triple función dentro del ciclo frigorífico: reducir la presión del refrigerante para adecuarla a la existente en el evaporador, regular el caudal que atraviesa el evaporador y garantizar un grado de sobrecalentamiento constante a la salida de dicho equipo. Gracias a su presencia el evaporador puede operar correctamente sin temor a que el compresor reciba gotas de refrigerante líquido.

Existen cuatro tipologías constructivas para este dispositivo, las cuales se recogen en la Tabla 3 junto con sus ventajas y desventajas [18]:

	Tubo capilar	Válvula de expansión neumática	Válvula de expansión termostática	Válvula de expansión electrónica
Ventaja	Simple y barato	Su reacción depende del cambio en la capacidad del sistema	Su reacción depende del cambio en la temperatura de salida del evaporador	Otorga control total y permite optimizar el sistema
Desventaja	Sólo opera de forma óptima bajo condiciones muy específicas	Sólo dispone de una posición, no reacciona con rapidez ante cambios en la temperatura de salida del evaporador	No permite optimizar el sistema en base a cambios en la capacidad del sistema	Elemento complejo y costoso

Tabla 3: Tipología de válvulas de expansión

Por la necesidad de tener que controlar la presión de alta para optimizar el funcionamiento del ciclo transcrito se recomienda que este dispositivo sea controlado electrónicamente, ya que de este modo la válvula cumple una doble función dentro del ciclo transcrito: regular el caudal que entra al evaporador y regular la presión en el lado de alta a través de un esquema de control basado en la carga de refrigerante. La Figura 22 ilustra válvulas de expansión adaptadas al dióxido de carbono:



Figura 22: Válvulas de expansión para ciclo transcrito

5 – Evaporador (*Evaporator*):

Es el intercambiador de calor situado en el lado de baja, donde el refrigerante absorbe el calor del recinto a la par que se deshidrata y se limpia el aire que lo atraviesa. Al igual que los enfriadores de gas los evaporadores constituidos por microcanales son los habituales en las aplicaciones de refrigeración para automoción con dióxido de carbono por su mayor eficiencia a consecuencia de los incrementos en la superficie de contacto con el refrigerante y la velocidad del flujo de aire que atraviesa el equipo. La Figura 23 muestra tanto un evaporador convencional para automoción como un modelo adaptado a las propiedades del dióxido de carbono [2]:



Figura 23: Evaporadores para automoción: convencional (izquierda) y de CO₂ (derecha)

En comparación con el evaporador convencional el modelo de dióxido de carbono presenta un área frontal (área perpendicular al flujo de aire) menor y una profundidad (dimensión medida en la dirección del flujo de aire) ligeramente superior. A priori esta mayor profundidad debería introducir mayores pérdidas de carga en el lado aire, pero las buenas prestaciones de los microcanales no propician tal efecto ya que con una velocidad del flujo de aire mayor la pérdida de carga obtenida es similar. También las buenas propiedades termofísicas del dióxido de carbono permiten incrementar la capacidad frigorífica a pesar de presentar un área frontal menor.

Al igual que en la descripción del enfriador de gas la Tabla 4 recoge algunos valores de referencia (dimensiones características y potencia frigorífica) de las prestaciones de varios modelos de evaporadores de dióxido de carbono orientados a la refrigeración en automoción [22], [23], [27]:

Proveedor	Longitud (mm)	Altura (mm)	Profundidad (mm)	Potencia frigorífica (kW)
Behr GmbH	267	239	89	9
Behr GmbH	245	228	84	7
Behr GmbH	305	190	40	5
Denso	293	239	89	10
Denso	265	213	88	8
Denso	250	240	47	5
Valeo	245	235	74	7
Valeo	200	142	60	4

Tabla 4: Prestaciones de evaporadores de CO₂ en automoción

Un problema presente en toda tipología de evaporador es la correcta distribución del flujo bifásico a través de las canalizaciones del equipo con el fin de controlar la pérdida de carga del refrigerante. Una estrategia básica para regular esta pérdida es la modificación del número de microcanales por paso que atraviesa el refrigerante a medida que éste va cambiando de fase, aunque una solución que se está investigando en ciclos transcíticos es la derivación de la fase gas de la mezcla bifásica a la salida de la válvula de expansión con el objetivo de alimentar el evaporador sólo con líquido [2].

El coeficiente de transferencia de calor que presenta un flujo de dióxido de carbono en ebullición y encerrado en un microcanal ha sido plenamente estudiado e investigado por su importancia a la hora de desarrollar modelos numéricos. Sin embargo, fenómenos que afectan al comportamiento de los intercambiadores constituidos por microcanales como son la condensación de la humedad del aire sobre la superficie exterior o el drenaje de esta película de condensado cuando la velocidad del aire incidente es baja apenas se han investigado; fenómenos de gran repercusión en el coeficiente de transferencia de calor y sobre todo en las pérdidas de carga del equipo. Soluciones adoptadas ante estos problemas pasan por el rediseño del perfil de las aletas y la inclinación de los microcanales para facilitar el drenaje de la película de condensado, así como una estandarización en la tipología de microcanales utilizados con el fin de desarrollar mejores correlaciones [2], [9].

6 – Líneas de conexión (*Hoses*):

Las propiedades del dióxido de carbono también obligan a rediseñar las líneas de conexión entre los equipos del ciclo transcítico. Las elevadas presiones de trabajo permiten reducir el diámetro de las canalizaciones a costa de incrementar su resistencia. Aparte de tener que soportar unas presiones y temperatura mayores estas líneas han de ser capaces de resistir los fenómenos de fatiga (térmica y mecánica) a consecuencia de las variaciones en las condiciones de operación y la disposición adoptada por la línea

dentro del sistema. Los fenómenos de fatiga son los principales limitantes de la vida útil de estos componentes. Por otro lado, la difusividad del dióxido de carbono unido a su solubilidad con los polímeros exige también un rediseño de los recubrimientos con el fin de minimizar el riesgo de fugas [18].

La Figura 24 recoge el corte de una línea diseñada para el conexionado de equipos en un ciclo que utiliza dióxido de carbono como refrigerante, una canalización constituida por tres capas:

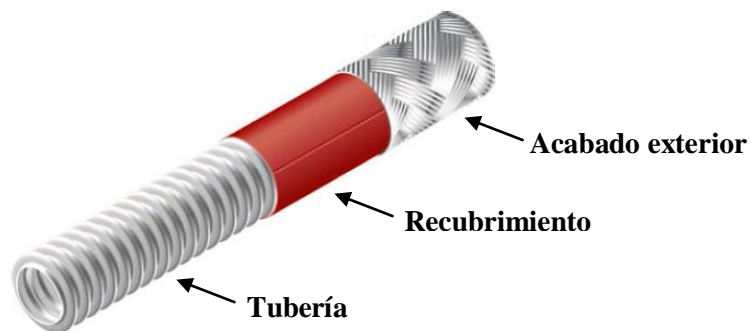


Figura 24: Línea adaptada al transporte de dióxido de carbono

- Tubería de acero austenítico que evita fenómenos de difusión y otorga estabilidad a altas temperaturas. Su estilo corrugado le confiere integridad ante cualquier cambio en la disposición de la tubería.
- Recubrimiento de silicona que permite resistir las altas presiones de trabajo y sus posibles fluctuaciones, reduciendo al mismo tiempo el desgaste mecánico a consecuencia de movimientos relativos entre la tubería y el acabado exterior.
- Acabado exterior que protege la tubería de agentes exteriores como aceites o ácidos.

Para concluir este Anexo la Figura 25 recoge la disposición relativa de los componentes de este ciclo tanscrítico dentro del automóvil. A grandes rasgos el compresor se situaría cerca del motor del vehículo debido a su necesidad de ser arrastrado por un sistema de correa y poleas, el enfriador de gas delante del radiador del vehículo, la válvula de expansión en el lado del evaporador que mira hacia el compartimento del motor y el evaporador estaría dispuesto junto al ventilador del habitáculo debajo del salpicadero.

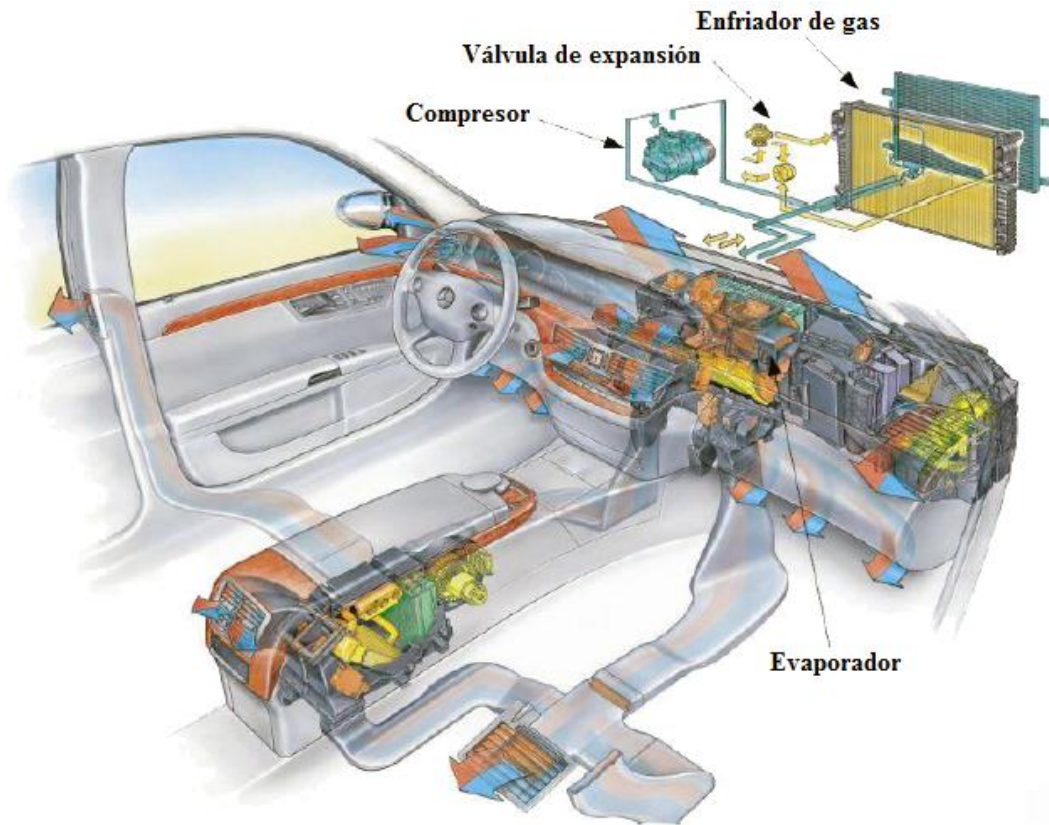


Figura 25: Disposición de los elementos del ciclo dentro del automóvil
(Fuente: *Behr GmbH & Co.*)

ANEXO 5 – CICLOS SIMULADOS EN EL PROCESO DE VERIFICACIÓN

	CICLO 1		CICLO 2	
	Presión de alta (bar)	104.66	Presión de alta (bar)	84.35
Potencia frigorífica (kW)	7.5	Potencia frigorífica (kW)	7.5	
T _{recinto} (°C)	20	T _{recinto} (°C)	20	
T _{ambiente} (°C)	35	T _{ambiente} (°C)	25	
Recalentamiento útil (K)	5	Recalentamiento útil (K)	5	
Recalentamiento no útil (K)	5	Recalentamiento no útil (K)	5	
Modelo	<i>CoolPack</i>	Modelo	<i>CoolPack</i>	
T _{salida} del evaporador (°C)	10.23		10.21	
T _{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	15.23		15.21	
T _{salida} del IHX (baja presión) (°C)	36.36	36.8	30.80	31
T _{salida} del compresor (°C)	125.53	122.2	96.96	93.7
T _{salida} del enfriador de gas (°C)	42.23		34.25	
T _{salida} del IHX (alta presión) (°C)	35.87	35.1	31.1	30
T _{entrada} al evaporador (°C)	6.51		6.51	
Potencia cedida (kW)	11.14	10.94	10.16	9.94
Caudal de refrigerante (g/s)	51.62	51	50.50	48.7
Eficiencia	2.36	2.52	3.39	3.76

	CICLO 3		CICLO 4	
	Presión de alta (bar)	94.07	Presión de alta (bar)	115.97
Potencia frigorífica (kW)	7.5	Potencia frigorífica (kW)	7.5	
T _{recinto} (°C)	20	T _{recinto} (°C)	20	
T _{ambiente} (°C)	30	T _{ambiente} (°C)	40	
Recalentamiento útil (K)	5	Recalentamiento útil (K)	5	
Recalentamiento no útil (K)	5	Recalentamiento no útil (K)	5	
Modelo	<i>CoolPack</i>	Modelo	<i>CoolPack</i>	
T _{salida} del evaporador (°C)	10.21		10.25	
T _{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	15.21		15.25	
T _{salida} del IHX (baja presión) (°C)	33.46	34	39.39	40.1
T _{salida} del compresor (°C)	110.90	107.9	140.42	137.8
T _{salida} del enfriador de gas (°C)	38.07		46.67	
T _{salida} del IHX (alta presión) (°C)	33.25	32.4	38.52	37.7
T _{entrada} al evaporador (°C)	6.51		6.51	
Potencia cedida (kW)	10.61	10.41	11.73	11.56
Caudal de refrigerante (g/s)	50.79	49.7	52.67	52.1
Eficiencia	2.82	3.05	1.99	2.09

	CICLO 5		CICLO 6	
Presión de alta (bar)	107.61		Presión de alta (bar)	111.39
Potencia frigorífica (kW)	7.5		Potencia frigorífica (kW)	7.5
T_{recinto} (°C)	25		T_{recinto} (°C)	30
T_{ambiente} (°C)	35		T_{ambiente} (°C)	35
Recalentamiento útil (K)	5		Recalentamiento útil (K)	5
Recalentamiento no útil (K)	5		Recalentamiento no útil (K)	5
Modelo	<i>CoolPack</i>		Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	15.62		21.03	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	20.62		26.03	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	37.98	38.5	39.85	40.4
T_{salida} del compresor (°C)	115.91	114	107.85	107
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	43.58		45.23	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	37.85	37.2	40.03	39.5
T_{entrada} al evaporador (°C)	11.5		16.53	
Potencia cedida (kW)	10.9	10.74	10.77	10.63
Caudal de refrigerante (g/s)	55.24	54.2	60.1	58.6
Eficiencia	2.63	2.78	2.89	3.04

	CICLO 7		CICLO 8	
Presión de alta (bar)	102.87		Presión de alta (bar)	105.54
Potencia frigorífica (kW)	7.5		Potencia frigorífica (kW)	7.5
T_{recinto} (°C)	20		T_{recinto} (°C)	20
T_{ambiente} (°C)	35		T_{ambiente} (°C)	35
Recalentamiento útil (K)	5		Recalentamiento útil (K)	3
Recalentamiento no útil (K)	0		Recalentamiento no útil (K)	5
Modelo	<i>CoolPack</i>		Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	10.18		9.09	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	10.18		14.09	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	34.31	35.3	36.09	36.6
T_{salida} del compresor (°C)	121.27	118.7	123.69	120.6
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	41.52		42.61	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	33.71	32.4	35.66	34.7
T_{entrada} al evaporador (°C)	6.48		7.37	
Potencia cedida (kW)	10.44	10.24	11.16	10.98
Caudal de refrigerante (g/s)	49.12	48.2	52.68	52
Eficiencia	2.56	2.74	2.37	2.53

	CICLO 9		CICLO 10	
Presión de alta (bar)	94.25		Presión de alta (bar)	121.21
Potencia frigorífica (kW)	5		Potencia frigorífica (kW)	10
T_{recinto} (°C)	20		T_{recinto} (°C)	20
T_{ambiente} (°C)	35		T_{ambiente} (°C)	35
Recalentamiento útil (K)	5		Recalentamiento útil (K)	5
Recalentamiento no útil (K)	5		Recalentamiento no útil (K)	5
Modelo	<i>CoolPack</i>		Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	16.27		6.86	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	21.27		11.86	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	34.87	35.2	39.59	40.5
T_{salida} del compresor (°C)	97.21	96.6	156.4	150.1
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	38.3		48.59	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	34.36	34	39.36	37.9
T_{entrada} al evaporador (°C)	11.69		4.39	
Potencia cedida (kW)	6.77	6.72	16.6	16.13
Caudal de refrigerante (g/s)	35.53	35.1	70.05	69.2
Eficiencia	3.53	3.63	1.66	1.82

	CICLO 11		CICLO 12	
Presión de alta (bar)	103.56		Presión de alta (bar)	109.13
Potencia frigorífica (kW)	7.5		Potencia frigorífica (kW)	10
T_{recinto} (°C)	20		T_{recinto} (°C)	20
T_{ambiente} (°C)	35		T_{ambiente} (°C)	30
Recalentamiento útil (K)	3		Recalentamiento útil (K)	3
Recalentamiento no útil (K)	0		Recalentamiento no útil (K)	3
Modelo	<i>CoolPack</i>		Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	9.03		5.68	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	9.03		8.68	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	33.82	34.9	35.35	36.2
T_{salida} del compresor (°C)	119.03	116.8	136.36	130
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	41.83		43.92	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	33.32	31.8	35.56	33.7
T_{entrada} al evaporador (°C)	7.34		5.24	
Potencia cedida (kW)	10.4	10.2	15.3	14.82
Caudal de refrigerante (g/s)	49.94	49	68.62	67.4
Eficiencia	2.6	2.78	2.03	2.26

	CICLO 13		CICLO 14	
Presión de alta (bar)	108.38		Presión de alta (bar)	83.53
Potencia frigorífica (kW)	5		Potencia frigorífica (kW)	5
T_{recinto} (°C)	30		T_{recinto} (°C)	20
T_{ambiente} (°C)	40		T_{ambiente} (°C)	30
Recalentamiento útil (K)	7		Recalentamiento útil (K)	4
Recalentamiento no útil (K)	3		Recalentamiento no útil (K)	0
	Modelo	<i>CoolPack</i>	Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	27.96		15.62	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	30.96		15.62	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	40.47	40.8	30.09	31.7
T_{salida} del compresor (°C)	93.86	94	79.4	80.2
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	44.13		34.06	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	40.25	40.1	29.83	28.7
T_{entrada} al evaporador (°C)	21.06		12.07	
Potencia cedida (kW)	6.6	6.57	6.02	5.97
Caudal de refrigerante (g/s)	40.66	40	33.38	32.4
Eficiencia	3.84	3.91	4.95	5.15

	CICLO 15		CICLO 16	
Presión de alta (bar)	85.31		Presión de alta (bar)	106.57
Potencia frigorífica (kW)	5		Potencia frigorífica (kW)	7.5
T_{recinto} (°C)	20		T_{recinto} (°C)	25
T_{ambiente} (°C)	30		T_{ambiente} (°C)	35
Recalentamiento útil (K)	2		Recalentamiento útil (K)	7
Recalentamiento no útil (K)	5		Recalentamiento no útil (K)	5
	Modelo	<i>CoolPack</i>	Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	14.44		16.71	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	19.44		21.71	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	31.61	31.9	38.19	38.6
T_{salida} del compresor (°C)	81.21	80.5	117.56	115.5
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	34.79		43.14	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	31.5	31	37.99	37.4
T_{entrada} al evaporador (°C)	12.89		10.59	
Potencia cedida (kW)	6.52	6.47	10.86	10.7
Caudal de refrigerante (g/s)	36.3	35.7	53.97	53
Eficiencia	4.52	4.70	2.62	2.77

	CICLO 17		CICLO 18	
Presión de alta (bar)	105.43		Presión de alta (bar)	82.51
Potencia frigorífica (kW)	7.5		Potencia frigorífica (kW)	7.5
T_{recinto} (°C)	20		T_{recinto} (°C)	18
T_{ambiente} (°C)	35		T_{ambiente} (°C)	25
Recalentamiento útil (K)	5		Recalentamiento útil (K)	5
Recalentamiento no útil (K)	7		Recalentamiento no útil (K)	3
	Modelo	<i>CoolPack</i>	Modelo	<i>CoolPack</i>
T_{salida} del evaporador (°C)	10.25		8.03	
T_{entrada} del IHX (baja presión) (°C)	17.25		11.03	
T_{salida} del IHX (baja presión) (°C)	37.12	37.5	29.5	29.9
T_{salida} del compresor (°C)	127.21	123.8	97.78	95.1
T_{salida} del enfriador de gas (°C)	42.53		33.47	
T_{salida} del IHX (alta presión) (°C)	36.68	36	29.71	28.2
T_{entrada} al evaporador (°C)	6.51		4.5	
Potencia cedida (kW)	11.42	11.23	10.01	9.76
Caudal de refrigerante (g/s)	52.65	52	48.33	46.6
Eficiencia	2.28	2.44	3.34	3.73

ANEXO 6 – MODELADO DEL CICLO CONVENCIONAL

Se presenta el desarrollo del modelo numérico que permite la simulación en *EES* del ciclo convencional de refrigeración con R134a, el cual ha sido elaborado a partir del trabajo presentado por los autores Belman-Flores y Barroso-Maldonado [8]. Las hipótesis que estos autores han considerado para este ciclo, esquematizado en la Figura 26, son las siguientes:

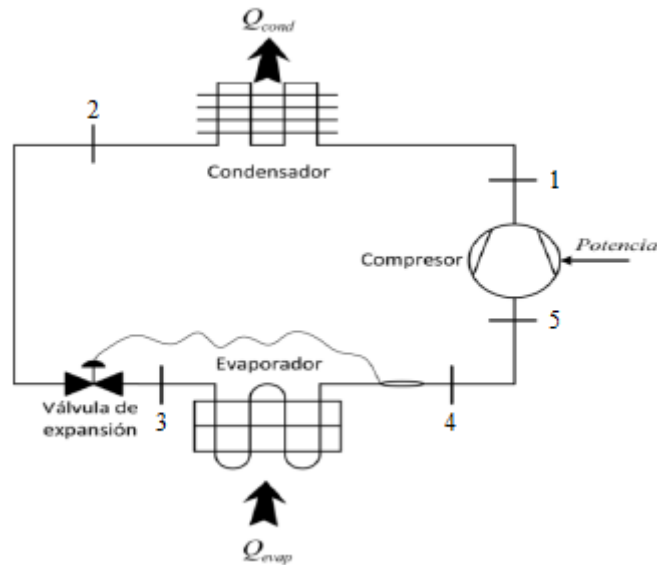


Figura 26: Esquema simplificado del ciclo convencional de refrigeración
(Fuente: *Simulación energética de un aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R-1234yf y R-134a*)

- Estado estacionario y variaciones de energía cinética y potencial despreciables.
- Pérdidas de carga despreciables en todos los equipos.
- Propiedades termofísicas del refrigerante evaluadas a temperatura media.
- El proceso de expansión en la válvula se considera adiabático e isoentálpico.
- Geometría de los equipos definida y fijada. Para realizar una comparación razonable entre ciclos se define para ambos la misma tipología de intercambiadores de calor (tanto en evaporador como en condensador / enfriador de gas), así como idéntica geometría en equipos que desempeñan una misma función.

La simbología y terminología asociada a la descripción del siguiente conjunto de ecuaciones es idéntica a la utilizada en la sección *Desarrollo del modelo numérico*, por lo que en este Anexo no se entra en el detalle de explicar dicha terminología.

Evaporador

Al haber definido ya su geometría, ya que por hipótesis se ha establecido una tipología similar a la de un evaporador de dióxido de carbono, el balance energético establecido es el siguiente:

$$Q_{evap} = m_{R134a}(h_4 - h_3) = UA_{evp} \frac{(T_{air\ sal} - T_3) - (T_{air\ ent} - T_4)}{\ln \frac{(T_{air\ sal} - T_3)}{(T_{air\ ent} - T_4)}} \quad (A6.1)$$

El término UA_{evp} que recoge el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador se determina mediante la siguiente expresión:

$$\frac{1}{UA_{evp}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} \right)_{evp} + \left(\frac{1}{h_e A_e \eta_e} \right)_{evp} \quad (A6.2)$$

donde h_i , h_e son los coeficientes de transferencia de calor en los lados refrigerante y aire; A_i , A_e las áreas de transferencia de calor en cada región y η_e el rendimiento introducido por el conjunto de aletas, definido a partir del rendimiento de una aleta de punta adiabática η_{aleta} [21]:

$$\eta_e = 1 - \frac{A_{aletas}}{A_e} (1 - \eta_{aleta}) \quad (A6.3)$$

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m l)}{m l} \quad (A6.4)$$

$$m^2 = \frac{2 h_e}{k_{aleta} \text{espesor}_{aleta}} \quad (A6.5)$$

$$l = L_{aleta} + \frac{\text{espesor}_{aleta}}{2} \quad (A6.6)$$

El coeficiente de convección en el lado aire h_e se determina a través de la correlación de Kim y Bullard [3], donde la Ecuación A6.8 es para pared seca y la Ecuación A6.9 para pared mojada:

$$j = \frac{h_e}{\rho V_c C_p} Pr^{2/3} \quad (A6.7)$$

$$j = Re_{L_p}^{-0.487} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.13} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.235} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (\text{A6.8})$$

$$j = Re_{L_p}^{-0.512} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.171} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.245} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (\text{A6.9})$$

$$Re_{L_p} = \frac{\rho V_c L_p}{\mu} \quad (\text{A6.10})$$

Por otro lado, la correlación de Chen [21] cuantifica un valor promedio del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante h_i .

$$h_i = h_{nb} + h_{cv} \quad (\text{A6.11})$$

$$h_{cv} = 0.023 F \frac{k_l}{d} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (\text{A6.12})$$

$$F = \begin{cases} 2 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.736} ; si X_{tt} < 10 \\ 1 ; si X_{tt} \geq 10 \end{cases} \quad (\text{A6.13})$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (\text{A6.14})$$

$$h_{nb} = 0.00122 S \frac{k_l^{0.79} C_{p_l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} (T_w - T_{sat}(P_{ev}))^{0.24} (P_{sat}(T_w) - P_{ev})^{0.75} \quad (\text{A6.15})$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \cdot 10^{-6} Re_l^{1.17}} \quad (\text{A6.16})$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \quad (\text{A6.17})$$

Al igual que en el evaporador de dióxido de carbono se ha despreciado la contribución del grado de recalentamiento en el cálculo del coeficiente h_i y se ha impuesto un incremento fijo entre las temperaturas de entrada y salida de la corriente de aire al intercambiador para poder determinar la temperatura de pared T_w :

$$Q_{frig} = h_e A_e \eta_e \left(T_w - \frac{T_{air\ ent} + T_{air\ sal}}{2} \right) \quad (\text{A6.18})$$

Línea de admisión

El recalentamiento no útil se modela como un simple incremento de temperatura al final de esta línea:

$$T_5 = T_4 + \text{Recalentamiento}_{no\ útil} \quad (A6.19)$$

Compresor

Con la curva de rendimiento isoentrópico y su definición se determina las condiciones de descarga del refrigerante a partir de las de admisión:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{1\ iso} - h_5}{h_1 - h_5} \quad (A6.20)$$

Conociendo las condiciones de entrada y salida se aplica el siguiente balance energético, donde w_t es el trabajo suministrado (considerado como negativo), Q_{cp} las pérdidas del compresor por disipación y η_{mec} el rendimiento mecánico del equipo:

$$-w_t = m_{R134a}(h_1 - h_5) + Q_{cp} \quad (A6.21)$$

$$\eta_{mec} = -\frac{m_{R134a}(h_1 - h_5)}{w_t} \quad (A6.22)$$

Condensador

La tipología y geometría de este equipo es similar a la del enfriador de gas en el ciclo transcrito, por lo que se presenta el balance energético:

$$Q_{cond} = m_{R134a}(h_1 - h_2) = UA_{cond} \frac{(T_2 - T_{air\ ent}) - (T_1 - T_{air\ sal})}{\ln \frac{(T_2 - T_{air\ ent})}{(T_1 - T_{air\ sal})}} F_{cond} \quad (A6.23)$$

donde F_{cond} es un factor corrector a causa de la configuración del equipo dependiente de las cuatro temperaturas y UA_{cond} el término que engloba el coeficiente de transferencia de calor del condensador:

$$\frac{1}{UA_{cond}} = \left(\frac{1}{h_i A_i} \right)_{cond} + \left(\frac{1}{h_e A_e \eta_e} \right)_{cond} \quad (A6.24)$$

donde h_i , h_e son los coeficientes de transferencia de calor en los lados refrigerante y aire; A_i , A_e las áreas de transferencia de calor en cada región y η_e el rendimiento introducido por el conjunto de aletas. El rendimiento η_e se determina mediante el conjunto de ecuaciones comprendidas entre la Ecuación A6.3 y la Ecuación A6.6 (ambas incluidas), mientras que el coeficiente de convección en el lado aire h_e es cuantificado mediante la correlación de Kim y Bullard [3] recogida en el conjunto de ecuaciones comprendidas entre la Ecuación A6.7 y la Ecuación A6.10 (ambas incluidas).

A diferencia del recalentamiento útil en el evaporador ahora no se puede despreciar la cesión de calor sensible (desde la temperatura de descarga del compresor hasta la temperatura de condensación) para cuantificar el coeficiente de transferencia de calor en el lado refrigerante h_i . Una forma sencilla de englobar en dicho coeficiente estos dos fenómenos (cesión de calor sensible y cambio de fase) es ponderando su importancia: si el calor cedido en el condensador Q_{cond} se puede expresar como suma de los calores cedidos por enfriamiento sensible y cambio de fase, el coeficiente h_i se calcula como media ponderada de los coeficientes de transferencia de calor presentes en cada región en función de su importancia. Es decir:

$$f_{lat} = \frac{Q_{latente}}{Q_{sensible} + Q_{latente}} \quad (A6.25)$$

$$h_i = f_{lat} h_{cond} + (1 - f_{lat}) h_{sensible} \quad (A6.26)$$

donde h_{cond} y $h_{sensible}$ son los coeficientes de transferencia de calor en las regiones de cambio de fase y enfriamiento sensible respectivamente.

Para determinar un valor promedio del coeficiente h_{cond} los autores utilizan la siguiente correlación para condensación en tuberías [8]:

$$\bar{h}_{cond} = \frac{h_{liq}}{x_s - x_e} \left[-\frac{(1-x)^{0.8}}{1.8} + \frac{3.8}{p_r^{0.38}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_e}^{x_s} \quad (A6.27)$$

$$h_{liq} = 0.023 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (A6.28)$$

donde p_r es la presión reducida del refrigerante (cociente entre la presión de saturación a 0 °C y la presión crítica) y h_{liq} es el coeficiente de convección calculado a

través de la Ecuación A6.28 considerando propiedades de líquido saturado a la temperatura de condensación. El término entre corchetes indica que la expresión englobada en ellos se evalúa entre los títulos de salida x_s y entrada x_e (se cuantifica a x_s , se cuantifica a x_e y se restan ambos valores). Como en todo proceso de condensación el refrigerante entra como vapor saturado y sale como líquido saturado, por lo que x_s y x_e valen 0 y 1 respectivamente.

El coeficiente $h_{sensible}$ se calcula a través de la correlación de Gnielinski [5], considerando tan sólo la región de enfriamiento sensible comprendida entre la temperatura de descarga del compresor y la temperatura de condensación:

$$\frac{h_{sensible} d}{k} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (A6.29)$$

ANEXO 7 – INTERFAZ DEL MODELO BÁSICO DE CICLO TRANSCRÍPTICO

CICLO TRANSCRÍPTICO DE UNA ETAPA Y EXPANSIÓN DIRECTA

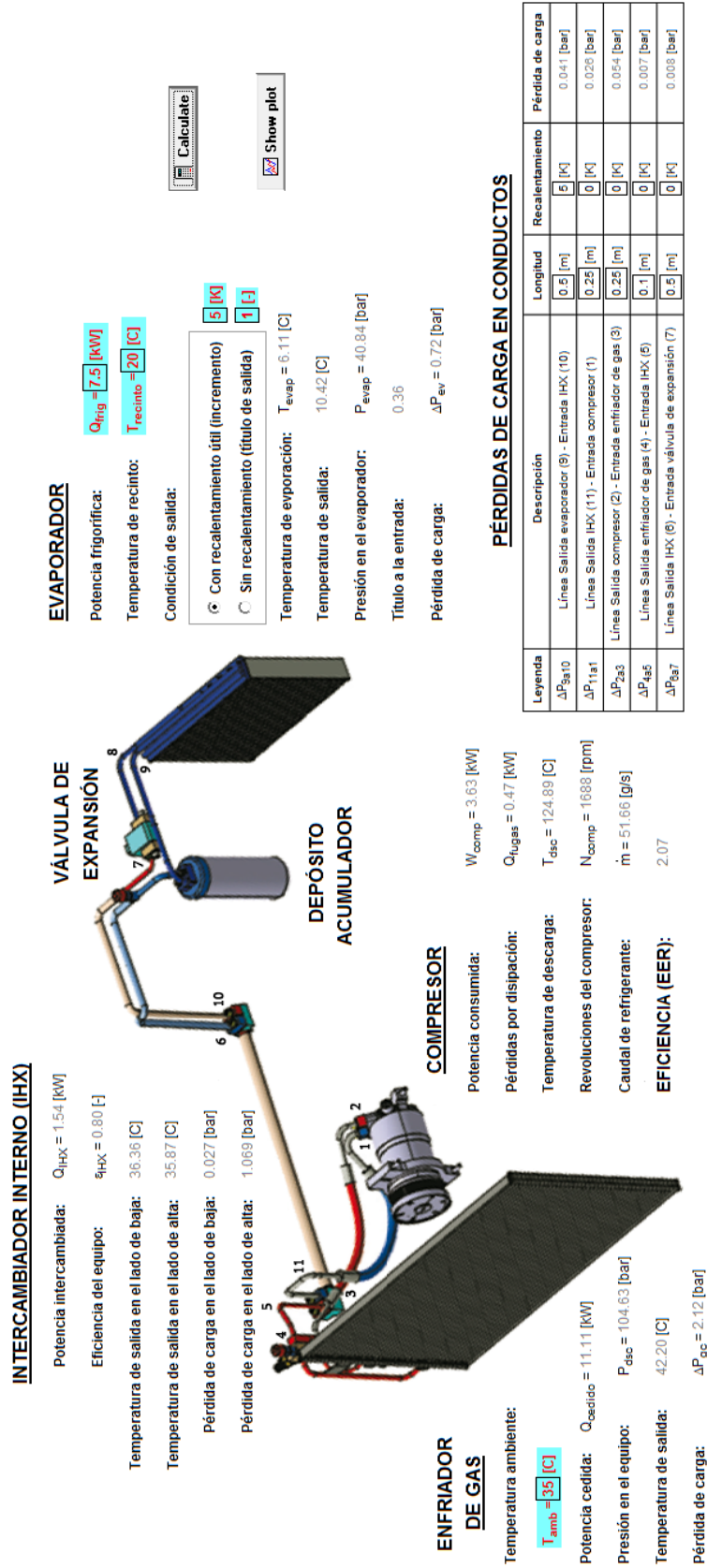


Figura 27: Interfaz del modelo de ciclo transcríptico de una etapa de compresión y expansión directa

ANEXO 8 – INTERFAZ DEL MODELO DE CICLO TRANSCRÍPTICO CON VÁLVULA BYPASS

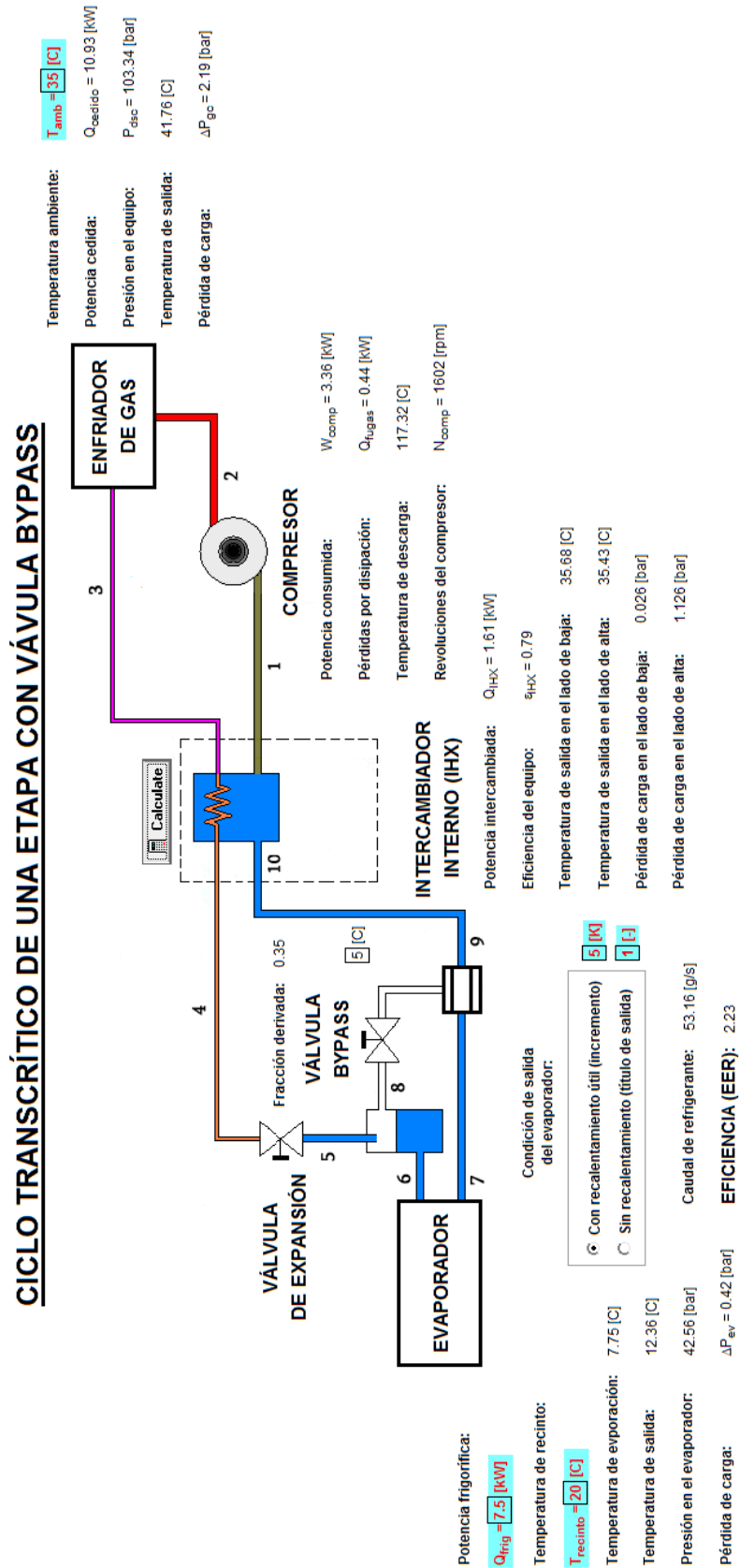


Figura 28: Interfaz del modelo de ciclo transcrito de una etapa de compresión y válvula bypass

