

Sumario

SUMARIO	1
1. CIRCUITO DE R404A	5
1.1. Circuito de aceite.....	6
1.1.1. Separador de aceite	7
1.1.2. Válvula diferencial.....	11
1.1.3. Recipiente de aceite	11
1.1.4. Filtro de aceite	12
1.1.5. Regulador de nivel.....	13
1.1.6. Visor del líquido	14
1.2. Condensador	14
1.2.1. Introducción	14
1.2.2. Descripción del proceso de cálculo utilizado	15
1.2.3. Resultados obtenidos	17
1.2.4. Selección del condensador	19
1.3. Recipiente del líquido	19
1.3.1. Introducción	19
1.3.2. Resultados obtenidos	19
1.3.3. Selección del recipiente de líquido.....	21
1.4. Compresor.....	21
1.4.1. Selección	22
1.5. Otros elementos.....	22
1.5.1. Válvula de expansión electrónica Danfoss	22
1.5.2. Filtro Deshidratador	23
1.5.3. Visor de humedad	25
2. CÁLCULO DEL EVAPORADOR DE CO₂	26
2.1. Fórmulas utilizadas	26
2.1.1. Determinación del coeficiente de convección exterior	28
2.1.2. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor	30
2.1.3. Determinación de la longitud necesaria en el evaporador	32
2.1.4. Cálculo de las temperaturas superficiales interior y exterior del evaporador	33
2.1.5. Cálculo de las pérdidas de carga en el evaporador	34
2.1.6. Cálculo de la masa de refrigerante contenida en el evaporador	34
2.2. Pruebas realizadas con el programa Excel	34



2.2.1.	Introducción al Programa	34
2.2.2.	Resultados obtenidos para un único circuito.....	35
2.2.3.	Resultados obtenidos para varios circuitos	38
2.2.4.	Resultados obtenidos para la disposición en U	40
3.	SELECCIÓN DE LA BOMBA	42
3.1.	Extracto del catálogo “Hermetic”	44
3.2.	Selección de la bomba: Características técnicas.....	44
4.	CÁLCULO DE LAS TUBERÍAS	47
4.1.	Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías.....	47
4.1.1.	Tramo desde el recipiente de líquido hasta los evaporadores	47
4.1.2.	Tramo desde los evaporadores hasta el recipiente de líquido	50
5.	CÁLCULO DEL RECIPIENTE DE LÍQUIDO DE CO₂	56
5.1.	Introducción.....	56
5.2.	Cálculo del recipiente de líquido de CO ₂	58
5.2.1.	Cálculo de la velocidad de descenso, v_t	58
6.	CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR COAXIAL	64
6.1.	Fórmulas utilizadas	64
6.2.	Resultados obtenidos	68
7.	ANÁLISIS COMPARATIVO	70
7.1.	Introducción.....	70
7.2.	Datos de partida.....	71
7.2.1.	Datos del ciclo:	71
7.2.2.	Datos de las tuberías (cobre):.....	71
7.3.	Metodología utilizada	72
7.4.	Resultados	75
7.4.1.	Ciclos	75
7.4.2.	Resultados globales	81
7.5.	Propuestas de mejora para el ciclo primario de la instalación (R404A)	83
7.5.1.	Introducción	83
7.5.2.	Ciclo de doble etapa con inyección parcial	84
7.5.3.	Ciclo de doble etapa con inyección parcial con economizador	91
7.5.4.	Ciclo de doble etapa con inyección total	93
7.5.5.	Resultados.....	94
8.	IMPACTO AMBIENTAL DE LA UTILIZACIÓN DEL CO₂ COMO REFRIGERANTE SECUNDARIO	98



8.1.	HFC's y calentamiento del planeta	98
8.2.	Protocolo de Kyoto y sus consecuencias	100
8.3.	Seguridad en la sala de máquinas: otra ventaja del CO ₂ respecto a los HCF's. Simulación de una fuga en la instalación del supermercado.	101
8.3.1.	Escape en el recipiente de R404A.....	101
8.3.2.	Escape en el recipiente de CO ₂	104
9.	ALGUNOS ESTUDIOS SOBRE LA UTILIZACIÓN DEL CO₂ COMO REFRIGERANTE	105
9.1.	El CO ₂ en los equipos de aire acondicionado de automóviles.....	105
9.2.	El CO ₂ en la refrigeración comercial.....	108



1. Circuito de R404A

La figura 1 muestra el circuito de R404A con sus elementos característicos (ver anexo B: planos de la instalación):

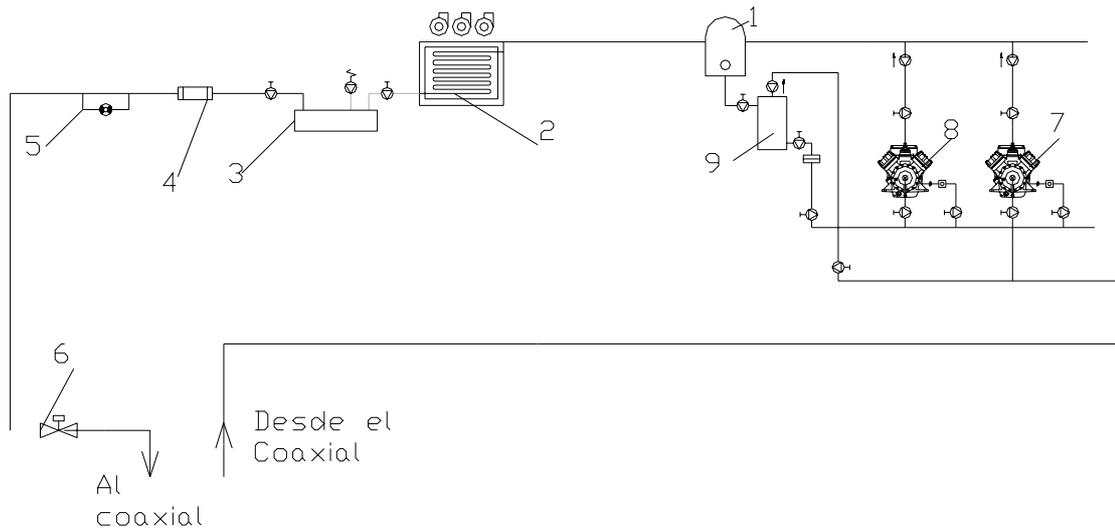


Figura 1: Esquema del circuito del R404A

Se pueden distinguir los siguientes elementos, que se tratarán en los apartados de este anexo:

1. Separador de aceite;
2. Condensador;
3. Recipiente del líquido;
4. Filtro Deshidratador;
5. Visor de Humedad;
6. Válvula de expansión electrónica;



7. Compresor;
8. Compresor de reserva;
9. Recipiente de aceite.

1.1. Circuito de aceite

El circuito de R404A consta de un compresor que comprime el fluido hasta la presión de trabajo. Por lo tanto, es necesario incluir un sistema de lubricación (figura 2) para garantizar el funcionamiento correcto:

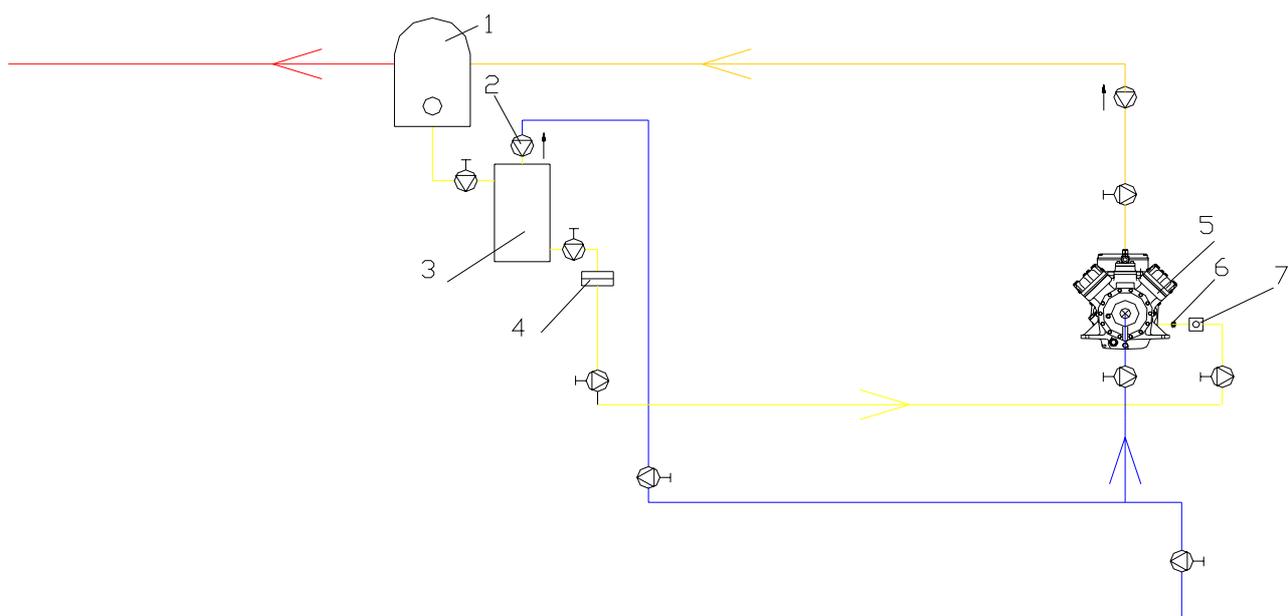


Figura 2: Circuito de Aceite

La figura 2 muestra un detalle de la instalación, donde son evidentes los elementos fundamentales del sistema de lubricación:



1. Válvula diferencial;
2. Recipiente de aceite;
3. Filtro de aceite;
4. Compresor;
5. Regulador de nivel;
6. Visor de líquido.

Como se puede ver en la figura 2, el R404A, que llega desde el intercambiador coaxial a la presión y temperatura de aspiración (línea azul), es aspirado en el compresor. Para garantizar la correcta lubricación del mismo, el aceite se mezcla en el cárter con el fluido frigorígeno [19]. Por esta razón, puesto que en la descarga del compresor (línea naranja) hay cierta cantidad de aceite mezclado con el fluido en estado gaseoso, será necesario separarlo para devolverlo al cárter del compresor, por medio de un separador de aceite situado en la tubería de descarga. El R404A puede dirigirse finalmente al condensador (línea roja), mientras que el aceite vuelve al cárter (línea amarilla) tras pasar por el recipiente de aceite.

A continuación se describirán los elementos característicos y su función.

1.1.1. Separador de aceite

La lubricación del compresor, sea cual sea el sistema utilizado, no puede asegurar la cantidad de aceite estrictamente necesaria para el buen funcionamiento del mecanismo. Por consiguiente, a fin de tener la certeza de que la cantidad mínima de aceite llega a todos los puntos del engrase, se logra la lubricación del compresor frigorífico a base de tener aceite en abundancia. Esta "superabundancia" que, en determinados casos, no ocasiona dificultad alguna para el retorno de aceite al cárter de la máquina (por ejemplo en los motores de combustión interna), implica, por el contrario, la fuga de aceite en los compresores frigoríficos, fuga que depende de dos factores:

- El factor mecánico que motiva el escape capilar de la película de aceite entre pistones y cilindros;
- El factor físico, o sea la naturaleza misma del fluido comprimido y las condiciones termodinámicas de su compresión.



El aceite es arrastrado por los gases comprimidos en forma de gotas extremadamente tenues que provienen bien de la acción capilar, o del rápido “desgasado” del aceite contenido en el cárter del compresor, cuando el aceite y el fluido refrigerante son miscibles.

El aceite puede arrastrarse también en estado de vapor, pero como la tensión del vapor del aceite es baja, el aceite arrastrado bajo esta forma solo representa una ínfima parte del que escapa fuera del compresor y que debe recorrer todo el circuito frigorífico antes de volver al cárter del compresor.

El fenómeno del arrastre de aceite desde la salida del compresor con los gases comprimidos, intercalando en el circuito un separador de aceite, tiene importancia por las siguientes razones:

- Para mantener un nivel de aceite conveniente dentro del cárter del compresor al fin de asegurar la lubricación abundante de los órganos en movimiento;
- Para suprimir la acumulación imprevista de aceite en determinados lugares de la instalación;
- Para mantener lo más baja posible la concentración de aceite con el fluido frigorífico, que tiene como consecuencias: por una parte la casi supresión de películas de aceite sobre las paredes del condensador y del evaporador, y por otra, el efecto del aislamiento térmico de la película de aceite depositada.

En efecto, si el aceite circulase libremente por la instalación, éste se acumularía preferentemente en los puntos más fríos del circuito, ya que, a pesar de las precauciones tomadas al escoger aceites de baja viscosidad y bajo punto de floculación, la viscosidad varía en un sentido inverso a la temperatura, lo que facilita la deposición de aceite en los evaporadores donde la temperatura es baja. Por consiguiente, sin el dispositivo especial de separación de aceite, en los evaporadores para baja temperatura y con regímenes de baja presión es donde normalmente se acumula el aceite.

La separación del aceite del fluido frigorífico puede obtenerse:

- Por cambio brusco de dirección: la inercia tiende a proyectar las gotas de aceite a lo largo de las paredes, donde se decantan;
- Por reducción brusca de la velocidad: las moléculas pesadas de aceite no pueden entonces ser arrastradas por el fluido gaseoso;



- Por choques sobre la pared: el choque de las gotas de aceite sobre las paredes provoca el mismo efecto separador que los otros dos sistemas;

La eficacia de los tres procedimientos se completa con el enfriamiento de los vapores que, al aumentar la viscosidad del aceite, favorecen su separación. Este enfriamiento se obtiene por cesión, por parte del fluido, de una parte de su calor de sobrecalentamiento a la envolvente del separador. En el caso del R404A, este subenfriamiento facilita, además, la desgasificación del fluido frigorífico.

Los separadores de aceite de los que se dispone (ver catálogo ALCO en el anexo C) están formados por recipientes cilíndricos de chapa de acero soldada, cuya sección obliga a que la velocidad del gas no pase de 0,4 a 0,5 m/s y donde los tabiques provocan numerosos choques y cambios de dirección.

El aceite separado se recoge en la parte baja del separador y a continuación circula periódicamente al recipiente del aceite por mediación de una válvula del flotador, facilitándose el deslizamiento del aceite a través del asiento del punzón por la diferencia de presión que hay entre la descarga y el recipiente mismo.

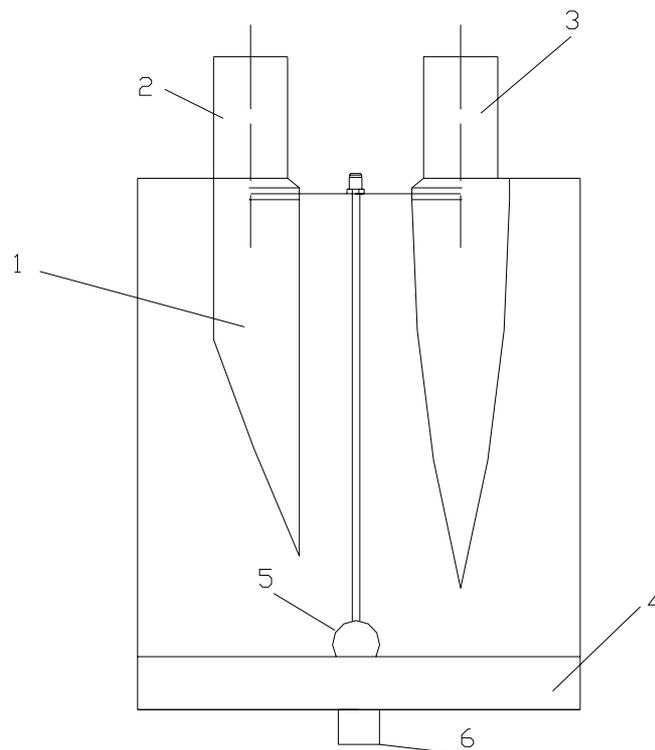


Figura 3: Elementos de un separador



La figura 3 evidencia los elementos característicos de un separador de aceite:

1. Elementos metálicos que provocan choques y cambios de dirección
2. Entrada del fluido
3. Salida del fluido
4. Aceite acumulado;
5. Sistema de flotador;
6. Salida del aceite al recipiente de líquido.

1.1.1.1. Selección

La selección del separador (ver catálogo ALCO, Anexo C) se ha realizado teniendo en cuenta los datos básicos de la instalación real:

- Potencia frigorífica: 6,3 kW;
- Fluido frigorífico: R404A;
- Temperaturas de evaporación y condensación: $T_{ev} = -38^{\circ}\text{C}$ y $T_{cond} = +45^{\circ}\text{C}$;

De acuerdo con los factores de conversión aconsejados, se ha elegido un modelo A08-304, que se muestra en la figura 4:



Figura 4: Separador de aceite



1.1.2. Válvula diferencial

En la parte superior del depósito de aceite, unida al tubo de aspiración, se instala una válvula diferencial al fin de mantener una diferencia de presión entre el depósito y el carter. Esta disposición garantiza una alimentación regular y permanente en los circuitos de retorno de aceite hacia el compresor.

1.1.2.1. Selección

Mediante el catálogo AC&R (anexo C), se selecciona la válvula modelo S-9104-H (ver figura 5).



Figura 5: Válvula diferencial

1.1.3. Recipiente de aceite

El recipiente de aceite se instala verticalmente en la tubería de aceite después el separador y encima del compresor, al fin de alimentarlo de manera regular de aceite, por gravedad.

El depósito de aceite está constituido por tubo de acero cerrado en cada extremo por tapas abombadas. Cada tapa dispone de una válvula con toma de presión en la parte superior para la llegada del aceite y en la parte inferior para alimentar de aceite el compresor. La toma equilibradora soldada sobre la tapa superior permite instalar la válvula diferencial que permite la diferencia de presión entre el depósito de aceite y el cárter.

En la figura 6 se destacan:

1. Válvula por la toma de presión para la llegada de aceite desde el separador;
2. Toma equilibradora para la instalación de la válvula diferencial;
3. Válvula de toma de presión, para la alimentación del carter del compresor.





Figura 6: Esquema de un recipiente de aceite

1.1.3.1. Selección

Para la selección del recipiente del líquido se ha tenido en cuenta el número de compresores (1) y las dimensiones del cárter. Se ha elegido con el catálogo AC&R un modelo S 9109 (fig 6) de 7,5 l de capacidad y de dimensiones reducidas, dadas también las dimensiones reducidas de la instalación.

1.1.4. Filtro de aceite

El aceite que vuelve al cárter desde el recipiente debe ser previamente filtrado para protegerlo de los lodos y otros contaminantes que pueden dañar válvulas, cilindros, pistones etc. Además, el filtro asegura el buen funcionamiento de los dispositivos de regulación que se encuentran en el conducto de retorno de aceite y, principalmente, el del regulador de nivel de aceite.

1.1.4.1. Selección

Se ha optado por un filtro CASTEL (fig 7) compacto. Este filtro está formado por un tubo cerrado en cada extremo por tapas semiesféricas en las que se pone el racor de conexión. El cuerpo medio en acero inoxidable y de gran superficie asegura el filtrado mecánico. El imán



permanente en la entrada del dispositivo asegura la inmediata recogida de todas las partículas metálicas de acero.



Figura 7:Filtro de aceite

1.1.5. Regulador de nivel

El empleo del regulador de nivel de aceite permite la vigilancia y el mantenimiento automáticos del nivel de aceite en el cárter del compresor. El regulador de aceite está formado por un tubo que cierra en ambos extremos por tapas planas.

Sobre la tapa superior van soldados el racor de llegada de aceite y el tornillo regulador de su nivel .

Va equipado con un sistema de flotador-válvula-aguja. El nivel de aceite en el regulador corresponde exactamente al del cárter del compresor. El flotador actúa sobre la válvula de aguja en función del nivel de aceite. Cuando este nivel supera lo previsto, el mecanismo abre el orificio de admisión de aceite que, procedente del depósito, alimenta entonces el carter del compresor. Al subir dicho nivel, el mecanismo va cerrando progresivamente el orificio de admisión de aceite. El visor permite visualizar el nivel en el carter.

1.1.5.1. Selección

Se ha seleccionado el regulador de nivel ADAPTA-864 (fig 8) válido para compresores herméticos.





Figura 9: Regulador de nivel

1.1.6. Visor del líquido

El visor de líquido controla la circulación y el estado del aceite. Se ha seleccionado un visor DANFOSS con control de humedad (fig 9):



Figura 9: Visor del líquido

1.2. Condensador

1.2.1. Introducción

Cuando la pared de un cambiador de calor expuesta a un vapor se enfría hasta que su temperatura es inferior a la temperatura de saturación del vapor, éste condensa sobre la superficie. El proceso requiere que el vapor ceda su entalpía de cambio de fase a la superficie sobre la que condensa. Puesto que el valor de esta entalpía es relativamente



elevado, las velocidades de transferencia de calor asociadas al proceso también suelen ser grandes.

En la mayor parte de procesos industriales, tanto las fases líquidas como el vapor fluyen por el intercambiador de calor. Así, la transferencia de calor a la interfaz entre el líquido y el vapor es en esencia un proceso de convección, pero a menudo se ve complicado por una interfaz irregular, como la que producen las burbujas o las gotas.

En el fenómeno de condensación por convección forzada en tubos horizontales o verticales la extracción de calor transforma el flujo de vapor en un flujo de dos fases (líquido y vapor). Este flujo de dos fases es muy complejo, y pueden identificarse diversos modelos de flujo como el *flujo de burbujas*, *el flujo bala* y *el flujo anular*. Predecir el flujo que se forma dados ciertos parámetros específicos es una labor difícil. La predicción confiable de la caída de presión y la transferencia de calor es aún más difícil debido a la complejidad de los modelos de flujo.

1.2.2. Descripción del proceso de cálculo utilizado

Para obtener el coeficiente de convección interior del R404A en el condensador se han utilizado las mismas fórmulas que en el caso del dióxido de carbono en el interior del intercambiador coaxial. Asimismo, el coeficiente de convección del aire se ha obtenido a partir de las expresiones detalladas en el apartado del cálculo del evaporador de CO₂. Finalmente, se ha realizado el mismo cálculo por tramos que en los casos del intercambiador y del evaporador.

En el programa utilizado, con el cálculo por tramos únicamente se obtiene la longitud necesaria de condensador para pasar de título 1 a 0. Por este motivo, se han añadido unos cálculos adicionales para tener en cuenta tanto el tramo correspondiente al enfriamiento del vapor que entra al condensador hasta su temperatura de saturación, como el tramo correspondiente al subenfriamiento del líquido antes de salir del condensador.

En ambos tramos, puesto que se trata de flujo monofásico, para calcular el coeficiente de convección se ha utilizado la fórmula de Gnielinsky para obtener el valor del coeficiente de Nuesselt:

En el caso del tramo del subenfriamiento del gas:

$$Nu = \frac{C_f \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}_g}{2 + 17,96 \cdot C_f^{0,5} \cdot (\text{Pr}_g^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{T_m + 273,15}{T_0 + 273,15} \right)^n, \quad (1)$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{D_i} \quad (2)$$



donde:

Ciclo del R404A	
Temperatura de condensación	45 °C
Subenfriamiento	7 K
Temperatura de salida del condensador	38 °C
Temperatura de evaporación	-38 °C
Recalentamiento	3 K
Temperatura de salida del evaporador	-35 °C
Temperatura de salida del compresor	85,12 °C
Potencia calorífica	12615 W
Caudal másico de R404A	0,0715 kg/s

$$Nu = \frac{C_f \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_t}{2} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_0} \right)^{0.5} \cdot \left(Pr_t^{2/3} - 1 \right) \tag{3}$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} \tag{4}$$

- a. C_f es el coeficiente de fricción
- b. Re es el número de Reynolds del gas
- c. Pr_g es el número de Prandl del gas
- d. T_m y T_0 son las temperaturas media del gas y superficial, respectivamente.
- e. N es un coeficiente que por tratarse de un gas enfriándose vale 0,36.

En el tramo del subenfriamiento del líquido la fórmula varía de la siguiente forma:

donde:

- El valor de n es 0,25, ya que se trata de un líquido subenfriándose.

La *fig. 1* de detallan los valores utilizados para poder iniciar los cálculos.



Figura 1: Valores utilizados en el cálculo del ciclo del R404A

Por otra parte, también se ha calculado las dimensiones del condensador de otros refrigerantes que se utilizan normalmente en la industria, como son el R22 y el R507, a fin de poder realizar una comparación de los distintos ciclos.

1.2.3. Resultados obtenidos

La *fig.2* muestra los resultados obtenidos en el cálculo del condensador de R404A. Asimismo, la *fig.3* compara la cantidad de refrigerante, longitud de condensador y pérdida de carga entre el R404A, R22 y R507.



Temperatura de condensación del R404A	45	°C
Temperatura media del aire	34,5	°C
Coficiente promedio del coeficiente de convección interior	1598	W/m ² K
Coficiente promedio del coeficiente de convección exterior	35,25	W/m ² K
Coficiente promedio del coeficiente global	1068	W/m ² K
Longitud del evaporador	28,07	m
Diámetro interior del tubo	0,015875	m /= 5/8"
Diámetro exterior del tubo	0,017875	m
Número de aletas	5615	
Pérdida de carga del R404A	12113	Pa
Masa de R404A en el condensador	3,11	Kg

Figura 2: Resultados del ciclo del R404A

Refrigerante	Longitud (m)	Cantidad de refrigerante (Kg)	Pérdida de carga (Pa)
R404A	28,07	3,11	12113,17
R22	28,30	3,77	4371,21
R507	37,83	5,35	12104,22

Figura 3: Comparación de resultados entre los distintos refrigerantes



1.2.4. Selección del condensador

Se ha seleccionado un condensador de la marca **KOBOL**, modelo **CHN-113L**, con una capacidad de 17,8 Kw y una longitud de 2,45 metros, por el que circulará un caudal volumétrico de aire de 4050 m³/h.

1.3. Recipiente del líquido

1.3.1. Introducción

El cálculo del recipiente de líquido de R404A se efectuará de la misma forma que con el dióxido de carbono (ver capítulo A.5). Una vez obtenida la relación entre el diámetro y la longitud del recipiente, se multiplicará por un factor de seguridad, de manera que la cantidad de refrigerante contenida en el mismo iguale a la cantidad total de la instalación.

1.3.2. Resultados obtenidos

1.3.2.1. Dimensiones del recipiente de líquido de R404A (circuito tradicional sin CO₂)

Dimensiones del recipiente de líquido	Unidades	
	m	mm
Diámetro calculado	0,203823306	203,823306
Diámetro estándar	0,2191	219,1
Longitud calculada	0,611	611,470
Longitud estándar	0,9	900
	Unidades	
	l	m ³
Volumen calculado	19,95	0,01995
Volumen estándar	30	0,03000



	Unidades: kg
Masa de refrigerante total en tuberías	6,82
Masa de refrigerante en los evaporadores	1,35
Masa de refrigerante en el condensador	3,11
Masa de refrigerante en el intercambiador coaxial	0,00
Masa total de refrigerante en el circuito sin recipiente	11,27
Masa de refrigerante en el recipiente	10,64

1.3.2.2. Dimensiones del recipiente de líquido de R404A (en un circuito con CO₂ como refrigerante secundario)

Dimensiones del recipiente de líquido	Unidades	
	m	mm
Diámetro calculado	0,15286748	152,86748
Diámetro estándar	0,18	180
Longitud calculada	0,459	458,602
Longitud estándar	0,44	440
	Unidades	
	l	m ³
Volumen calculado	8,42	0,00842
Volumen estándar	11	0,01100



	Unidades: kg
Masa de refrigerante total en tuberías	0,17
Masa de refrigerante en los evaporadores	0,00
Masa de refrigerante en el condensador	3,11
Masa de refrigerante en el intercambiador coaxial	1,01
Masa total de refrigerante en el circuito sin recipiente	11,27
Masa de refrigerante en el recipiente	4,49

1.3.3. Selección del recipiente de líquido

El caso que se está analizando corresponde a un circuito con CO₂ como refrigerante secundario, por lo que el volumen de recipiente necesario para el R404A será menor que en el caso de que este refrigerante esté sólo en la instalación. Así pues, se seleccionará un recipiente de líquido vertical, modelo **DVL-1100-A** del grupo **DISCO**.

1.4. Compresor

La elección del compresor para esta instalación ha supuesto un compromiso entre rentabilidad económica y calidad. Si se comparan los compresores de pistón con los helicoidales, seguramente se encontrará un peor funcionamiento con elevadas relaciones de compresión, un rendimiento no siempre óptimo a cargas parciales, un par más irregular y una necesidad de mantenimiento más frecuente. Sin embargo, dada la potencia considerablemente reducida de la instalación, estas razones no han sido suficientes para descartar la elección de un compresor a pistón. Por lo que concierne al tipo de sistema, a causa de la necesidad de una perfecta estanqueidad y de la existencia de buenos compresores herméticos para potencias de hasta 60kW, se ha decantado la elección a estos últimos.

Los compresores herméticos dan soluciones muy económicas para sistemas que requieran un rango amplio de capacidad de evaporación. Se encuentran disponibles muchos modelos para aplicaciones que incluyen servicio de alimentos. Los compresores herméticos ofrecen muchas ventajas, entre ellas:



Rendimiento: Los compresores herméticos están fabricados con precisión para alcanzar un mejor rendimiento. Dado que las aplicaciones de refrigeración son especialmente susceptibles a cualquier volumen de re-expansión, se han optimizado los compresores herméticos con diámetros internos menores y recorridos más largos, así como con casquillos de placas de válvulas más fuertes y de menor espesor. Esto minimiza la re-expansión del refrigerante y produce un aumento en las capacidades y en la eficacia.

Fiabilidad: los compresores herméticos son compresores muy fiables. Su diseño incluye muchas mejoras de fiabilidad que no se pueden encontrar en otros compresores herméticos. Las superficies de los cojinetes mejoran el flujo de aceite y reducen el desgaste. Las varillas de conexión están diseñadas para una mejor lubricación. Los casquillos revestidos adhesivos mejoran la capacidad de hacer circular el líquido. Los diámetros internos más pequeños y recorridos más largos diseñados en los compresores herméticos no sólo mejoran la eficacia, sino que también ayudan a mejorar la fiabilidad, reduciendo las cargas en los cojinetes.

Rango de Aplicación Completo: los compresores herméticos están aprobados para usarlos con los últimos refrigerantes en una variedad de aplicaciones de refrigeración. Muchos compresores herméticos están aprobados para ser operados con refrigerantes HFC y aceites de Polyol Ester. Esto soluciona problemas de miscibilidad y de solubilidad presentados por los aceites minerales con refrigerantes HFC.

1.4.1. Selección

Para seleccionar el compresor del R404A, se ha utilizado el programa proporcionado por el grupo BITZER, ya que se instalará uno de sus compresores: 4J-13.2Y-40P

1.5. Otros elementos

1.5.1. Válvula de expansión electrónica Danfoss

La finalidad del dispositivo es regular la inyección del fluido en el coaxial de forma que se mantenga la alimentación óptima del mismo. El movimiento del dispositivo de inyección se dirige a un motor lineal paso a paso mandado por la señal numérica que genera el microprocesador.

El sentido de rotación viene determinado por la relación de fases de los pulsos de corriente. El valor del ángulo de rotación depende del número de pulsos ya que un pulso hará sólo girar el rotor del motor una etapa. Una secuencia sucesiva de pulsos producirá una rotación



continua. El eje del rotor se mantiene unido al vástago que desplaza el orificio de la válvula con lo que se consigue así transformar el movimiento de rotación de dicho rotor en un movimiento lineal que desplaza la corredera de la citada válvula.

1.5.1.1. Selección

Se ha seleccionado la válvula AKV 10 teniendo en cuenta la potencia frigorífica en juego. Junto a la válvula, Danfoss ha proporcionado el sistema de control, los módulos y los aparatos anexos.

1.5.2. Filtro Deshidratador

En un circuito frigorífico perfectamente realizado, estanco y deshidratado antes de su puesta en servicio, no debería aparecer ninguna señal de humedad. En la práctica, y después de cierto tiempo de funcionamiento, estas señales de humedad pueden aparecer en el interior del circuito, humedad que es siempre perjudicial cuando se utilizan fluidos no miscibles con agua. Esta humedad puede provenir de la falta de estanqueidad del circuito después de varios meses de funcionamiento, así como también de un fluido o de un aceite mal deshidratados o guardados en recipientes que hayan permanecido sin cerrar en el taller, en el almacén o en la misma instalación.

Las consecuencias de la presencia de humedad en el circuito son, a corto plazo, la acción sobre los aceites y la hidrólisis del fluido frigorífico. Ante de la presencia de agua, los fluidos frigoríficos liberan ácidos fluorados y, en cantidad menor, ácidos clorados; el hierro y el aluminio, elementos constitutivos de los compresores y motocompresores que actúan como catalizadores, aceleran esta reacción.

Los ácidos resultantes forman, junto con los metales constituyentes de la instalación, sales metálicas y óxidos que se depositan sobre la superficie interna de los tubos del condensador y del evaporador, reduciendo los intercambios térmicos. Estos depósitos provocan asimismo, el engomado de las válvulas, el tamponamiento de los filtros, el gripaje de los pistones, el desgaste anormal de los cojinetes etc. Además, en lo que concierne a los compresores herméticos, el deterioro de los bobinados del motor eléctrico es el mayor inconveniente que resulta de la presencia de humedad en el circuito.

Los deshidratadores son construidos como unos receptáculos de tubo de acero cerrados en sus dos extremos. El cuerpo incorpora las correspondientes tomas para conectar el



deshidratador a la tubería, conexionado que se efectúa por medio de collarines cónicos, por soldadura o con bridas.

Por lo que concierne al montaje, hay que tener en cuenta que los deshidratadores se montan siempre en la tubería del líquido, debiendo tomarse ciertas precauciones al intercalarlos en el circuito.

Jamás debe montarse un deshidratador en sentido horizontal ya que el agente deshidratador (silicagel), que está siempre bajo forma cristalina o esférica, puede apilarse en su interior durante el transporte, por lo que, si se instala horizontalmente, se forma entonces en lo alto del elemento una cavidad que juega el papel del bypass interno, por el que pasa la mayor parte de fluido frigorífico, que solo se encuentra parcialmente en contacto con el agente deshidratante. Estos deshidratadores deben, pues, montarse siempre verticalmente, aunque en esta posición existe todavía un sentido preferente para la circulación del fluido frigorífico (fig 1); resulta conveniente, en efecto, hacer circular el fluido frigorífico en el sentido vertical descendente dentro del deshidratador, por la dos razones siguientes:

- No hace falta que el deshidratador se comporte como un recipiente adicional y retenga una cantidad importante de fluido frigorífico, lo que puede tener consecuencias graves para el buen funcionamiento de la instalación si, por la naturaleza de la misma, la carga de fluido frigorífico es pequeña;
- Los productos deshidratantes, que pueden ser de forma cristalina o esférica, tienen tendencia a agitarse por el fluido frigorífico cuando este circula en sentido vertical ascendente. Esta agitación de los cristales o de las perlas moleculares motiva la abrasión del agente deshidratante; de este fenómeno se deriva la formación de polvos que pueden obstruir el filtro y que, si sus partículas son lo suficientemente finas para no quedar retenidas por la malla del tamiz filtrante, pueden provocar deterioros en las válvulas o ralladuras entre pistones y cilindros, ya que los granos de estos polvos son muy duros debido a su origen silicoso.

En la figura 1 se destacan:

1. El recipiente de líquido (R404A);
2. La válvula manual;
3. El filtro deshidratador montado de manera correcta.



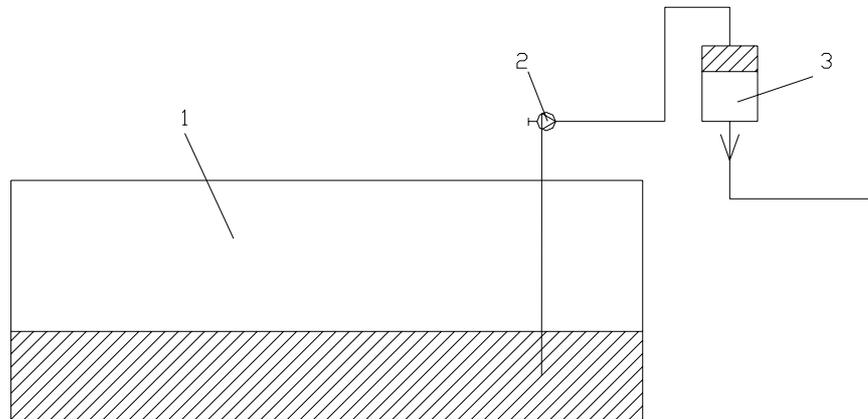


Figura 1: Esquema de montaje del filtro

1.5.2.1. Selección

Considerando la temperatura de condensación del 404^a y la potencia en juego se ha seleccionado el filtro deshidratador no desmontable (adaptado para potencias reducidas) modelo ADK 163s de ALCO (ver figura 2).



Figura 2: Filtro Deshidratador

1.5.3. Visor de humedad

Para la selección del visor de humedad ver **apartado 1.1.7** .



2. Cálculo del evaporador de CO₂

2.1. Fórmulas utilizadas

Existen diversas fórmulas para calcular el coeficiente local, pero se ha optado por utilizar el método de Chen, ya que constituye uno de los métodos más valorados para determinar dicho coeficiente. Así pues, se determina el coeficiente de transmisión de calor correspondiente al flujo bifásico, a partir de:

$$h_i = h_l \cdot F + h_{nb} \cdot S \quad (1)$$

El coeficiente h_l de (1) se determina a partir de la expresión:

$$h_l = 0,023 \cdot \text{Re}_{Dl}^{0,8} \cdot \text{Pr}_l^{0,4} \cdot \lambda_l / D_i \quad (2)$$

donde,

- Re_l es el núm. de Reynolds de la fase líquida, calculado según: $\text{Re}_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_l}$
- G es el flujo másico del refrigerante: $G = \frac{4 \cdot m}{N_{\text{tubos}} \cdot \pi \cdot D_i^2}$
- Pr_l es el número de Prandtl: $\text{Pr}_l = \frac{\mu_l \cdot Cp}{\lambda_l}$

El parámetro F de (1) es el denominado *factor de flujo*, que considera el aumento de velocidad del líquido debido a la producción de vapor ($F \geq 1$), y que depende del parámetro de Lockhart Martinelli, χ_{tt} :

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (3)$$



$$F = 2,35 \cdot \left(\frac{1}{\chi_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} \quad \text{si } \chi_{tt} < 10$$

$$F = 1 \quad \text{si } \chi_{tt} > 10$$
(4)

El coeficiente h_{nb} de (1) se determina como indica la ecuación (5):

$$h_{nb} = 0,00122 \cdot \frac{\lambda_l^{0,79} \cdot C_l^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot \Delta H_{vap}^{0,24} \cdot \rho_v^{0,24}} \cdot \Delta T_s^{0,24} \cdot \Delta P^{0,75}$$
(5)

donde,

- $\Delta T_s = T_i - T_s$, siendo T_i la temperatura de la pared interior y T_s la temperatura de saturación del CO₂.
- ΔP es la variación de presión de saturación correspondiente a la variación de

temperatura anterior, y cuyo valor es:
$$\Delta P = \frac{\Delta T_s \cdot \Delta H_{vap}^{0,24}}{T_s \cdot \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)}$$

De manera que el coeficiente de convección nucleada se calcula mediante la expresión:

$$h_{nb} = 0,00122 \cdot \frac{\lambda_l^{0,79} \cdot C_l^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot \Delta H_{vap}^{0,24} \cdot \rho_v^{0,24}} \cdot \Delta T_s^{0,24} \cdot \left[\frac{\Delta T_s \cdot \Delta H_{vap}^{0,24}}{T_s \cdot \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)} \right]^{0,75}$$
(6)

Por último, el parámetro S de (1) es el denominado *factor de supresión* debido a la disminución en la formación de burbujas por reducción del gradiente de temperatura entre la pared y el fluido ($S < 1$). Collier da las siguientes aproximaciones a partir de la correlación de datos experimentales:



$$S = (1 + 0,12 \cdot \text{Re}_{Bif}^{1,14})^{-1}$$

$$S = (1 + 0,42 \cdot \text{Re}_{Bif}^{0,78})^{-1} \quad (7)$$

$$S = 0,08$$

donde,

$$\text{Re}_{Bif} = \text{Re}_l \cdot F^{1,25} \cdot 10^{-4} \quad (8)$$

$$\text{Re}_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_l} \quad (9)$$

En los evaporadores de refrigeración, una gran parte del tubo se encuentra en flujo anular, donde son válidas las correlaciones de Chen y derivadas. No obstante, hay que tener en cuenta que para el rango de títulos altos ($x > 0,7$), el coeficiente calculado puede ser mayor que el real. Esto es debido a que en la parte final del tubo, el líquido ya no moja la pared, circula en pequeñas gotas y la transmisión de calor tiene lugar entre el vapor y la pared. Wattelet y colaboradores realizaron un estudio comparativo de los coeficientes de ebullición, de manera que demostraron que para títulos superiores a 0,71, la contribución de la ebullición nucleada es suficientemente pequeña como para emplear una forma más simple de la ecuación (1), con:

La integración numérica de la expresión del factor de flujo aproxima los valores experimentales del coeficiente medio dentro del $\pm 20\%$ para $100 < G < 550 \text{ Kg/m}^2\text{s}$.

$$h_i = h_l \cdot F^* \quad (10)$$

$$F^* = 3,37 \cdot \frac{1}{\chi^{0,686}} \quad (11)$$

2.1.1. Determinación del coeficiente de convección exterior

En primer lugar se supondrá una distancia transversal P_t de 0,025 m, y una longitudinal P_l de 0,022m entre las aletas. El área $P_t \cdot P_l$ correspondería al área de una aleta anular de diámetro:



$$P_t \cdot P_l = \frac{\pi \cdot D_{eq}^2}{4} \rightarrow D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_t \cdot P_l}{\pi}} \quad (12)$$

El coeficiente de convección exterior es esencial en el cálculo del área de intercambio de calor. En este caso se considerará la ecuación de McQuiston para el cálculo de aletas planas:

donde:

$$j_4 = 0,0014 + 0,2618 \cdot \text{Re}_D^{0,4} \cdot \left(\frac{A_e}{A_{td}} \right)^{-0,15} \quad \text{si N}^\circ \text{ filas del evaporador} = 4 \quad (13)$$

➤ A_e es el área exterior, teniendo en cuenta las aletas y el tubo desnudo:

$$A_e = A_{primaria} + A_{aletas} \quad (14)$$

$$A_{primaria} = \pi \cdot D_{ext} \cdot (S_f - t_f) \quad (15)$$

$$A_{aletas} = 2 \cdot \pi \cdot (R_f^2 - R^2) \quad (16)$$

➤ A_{td} es el área del tubo desnudo:

$$A_{td} = A_i = \pi \cdot D_i \cdot L_{evaporador} \quad (17)$$

➤ Re_D es el número de Reynolds del aire, calculado de la siguiente forma:

$$\text{Re}_D = v_{aire} \cdot D_0 \cdot \frac{\rho}{\mu} \quad (18)$$

Si el número de filas es mayor de cuatro, no debe hacerse ninguna corrección. Si es menor, debe aplicarse la ecuación de Gray y Webb:



$$\frac{j_N}{j_4} = 0,992 \cdot \left[2,24 \cdot \text{Re}^{-0,092} \cdot \left(\frac{N}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607 \cdot (4-N)} \quad (13^*)$$

Con el valor obtenido se puede calcular el número de Stanton mediante la expresión:

$$j = St \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}} \quad (19)$$

Y finalmente se calcula el valor del coeficiente de convección exterior del aire:

$$St = \frac{h}{\rho \cdot v \cdot c_{pm}} \rightarrow h_{\text{aire}} = St \cdot \rho \cdot v \cdot c_{pm} \quad (20)$$

2.1.2. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor

Una vez calculados los coeficientes de convección exterior e interior, se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor mediante la expresión:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i \cdot \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2 \cdot \lambda} + \frac{\pi \cdot D_i \cdot L}{h_0 \cdot N_{\text{aletas}} \cdot (A_{pr} + \eta_{\text{aletas}} \cdot A_f)} + R_{\text{int}} + D_i \cdot \frac{R_0}{D_0}} \quad (21)$$

Sin embargo, la expresión (21) depende de la eficiencia de las aletas, por lo que en primer lugar habrá que calcular el valor de m o β , que al multiplicarlo por los radios R y R_i , se utilizará para obtener los coeficientes de Bessel $-K_0, K_1, I_0, I_1$, que se utilizan en el cálculo de la eficiencia de las aletas mediante la fórmula:

$$\eta_{\text{aletas}} = \frac{2 \cdot R_1 / \beta}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{K_1(\beta R_1) \cdot I_1(\beta R_2) - I_1(\beta R_1) \cdot K_1(\beta R_2)}{K_0(\beta R_1) \cdot I_1(\beta R_2) + I_0(\beta R_1) \cdot K_1(\beta R_2)} \quad (22)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\lambda_f \cdot S_f}} \quad (23)$$



Se han realizado muchos estudios con el fin de simplificar la formulación del cálculo de la eficiencia de las aletas y evitar la utilización de las funciones de Bessel. De entre todas las aproximaciones realizadas, la más utilizada es la de Schmidt. A su vez, Hong & Webb proponen una modificación de la ecuación de Schmidt para obtener mejores resultados:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot R \cdot \phi)}{m \cdot R \cdot \phi} \cdot \cos(m \cdot R \cdot \phi) \quad (24)$$

$$\phi = \left(\frac{R_f}{R} - 1 \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{R_f}{R} \right) \right) \quad (25)$$

A su vez, en el Congreso Internacional de Refrigeración del año 2003 se propuso utilizar un parámetro Φ modificado de (25), que da unos resultados más fiables:

$$\phi_m = \left(\frac{R_f}{R} - 1 \right) \cdot \left(1 + \left(0,3 + \left(\frac{m \cdot (R_f - R)}{2,5} \right)^{1,5 - \frac{R_f}{12 \cdot R}} \cdot \left(0,26 \cdot \left(\frac{R_f}{R} \right)^{0,3} - 0,3 \right) \right) \cdot \ln \left(\frac{R_f}{R} \right) \right) \quad (26)$$

El error cometido entra la solución analítica utilizando las funciones de Bessel, y la aproximación no excede el 2 %, siempre que se cumplan las siguientes condiciones:

$$\frac{R_f}{R} \leq 6$$

$$R_f - R \leq 2,5$$

En conclusión, debido a que el programa Excel no cuenta en su biblioteca con las funciones de Bessel, se utilizará la aproximación analítica comentada anteriormente (ecuación 26).



2.1.3. Determinación de la longitud necesaria en el evaporador

Puesto que se ha realizado el cálculo por tramos, se calculará en cada uno la longitud necesaria para que se transfiera la potencia deseada, de manera que la longitud total del evaporador será la suma de las longitudes de cada tramo.

La potencia transmitida en cada tramo se obtiene multiplicando el caudal másico de CO₂ por el incremento de título en dicho tramo y por la entalpía de evaporación:

$$q_i = m_{CO_2} \cdot \Delta x_i \cdot \Delta H_{vap} \quad (27)$$

Debido a que ya se ha calculado previamente el coeficiente global de transferencia de calor, se obtiene fácilmente la superficie interior necesaria para la transmisión de calor:

$$A_i = \frac{q_i}{U_i \cdot \Delta T_{MLDT}} \quad (28)$$

Con éste dato se calcula, para cada tramo, la longitud de tubo necesaria:

$$L_i = \frac{A_i}{\pi \cdot D_i} \quad (29)$$

Y finalmente, la longitud total del evaporador será la suma de los tramos:

$$L = \sum L_i \quad (30)$$

Y ahora ya se puede calcular el número de aletas que hará falta en el evaporador:

$$N_{aletas} = \text{EnteroSuperior} \left(\frac{\text{Longitud_evaporador}}{\text{Separación_aletas}} \right) \quad (31)$$



2.1.4. Cálculo de las temperaturas superficiales interior y exterior del evaporador

El CO₂ circula por el interior del tubo, y va evaporando a medida que le es transferido el calor aportado por el aire que circula a través de las aletas. Así pues, las temperaturas interior y exterior del tubo estarán a una temperatura superior que la de evaporación del CO₂.

Teniendo en cuenta este hecho, para realizar el cálculo por tramos se partirá de la suposición de las temperaturas superficiales de manera que, una vez deducidos los coeficientes de convección exterior e interior, se recalculen dichas temperaturas.

Las temperaturas superficiales interiores en cada tramo se obtendrán a partir de la expresión del coeficiente global de transferencia de calor, en la que éste sólo comprenderá la suma de las resistencias debidas al coeficiente de convección interior y el ensuciamiento, y por tanto la diferencia de temperatura considerada será entre la de evaporación del dióxido de carbono y la temperatura superficial interior que se desea calcular:

$$Q = U_i \cdot A_i \cdot (T_i - T_{\text{evap_CO}_2}) \rightarrow T_i = T_{\text{evap_CO}_2} + \frac{q_i}{A_i \cdot U_i} = T_{\text{evap_CO}_2} + \frac{q_i}{\pi \cdot D \cdot L_i \cdot \left(\frac{1}{h_i} + R_i \right)} \quad (32)$$

De forma análoga a la anterior, la temperatura superficial exterior se calculará a partir del coeficiente global de transferencia de calor, que solamente comprenderá las resistencias debidas al ensuciamiento externo y el coeficiente de convección del aire, y la diferencia de temperaturas considerada será entre la temperatura media del aire y la superficial que se pretende calcular:

$$T_{0(33)} = T_m - \frac{q_i}{A_0 \cdot U_0} = T_m - \frac{q_i}{\left(\frac{L_i}{S_f} \cdot (A_{pr} + \eta_f \cdot A_f) \right) \cdot \left(\frac{1}{h_{0_aire}} + R_0 \right)} \quad (33)$$



2.1.5. Cálculo de las pérdidas de carga en el evaporador

Por el interior del evaporador circula un flujo bifásico, por lo que el gradiente de presión es la suma de un término de fricción y de un término gravitacional.

Las fórmulas utilizadas para el cálculo de las pérdidas de carga en el evaporador se mostrarán en el apartado 4 (cálculo de tuberías).

2.1.6. Cálculo de la masa de refrigerante contenida en el evaporador

Aprovechando que se ha realizado el cálculo por tramos, se puede averiguar la cantidad de refrigerante que contendrá el evaporador sumando la masa que hará falta en cada tramo, de la manera que se presenta a continuación:

$$m_i = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot L_i \cdot (x_i \cdot (\rho_g - \rho_l) + \rho_l) \quad (34)$$

$$m_{total_evaporador} = \sum m_i \quad (35)$$

2.2. Pruebas realizadas con el programa Excel

2.2.1. Introducción al Programa

La finalidad del programa consiste en calcular la longitud de tubo necesaria en la evaporación del CO₂, así como las pérdidas de carga que se tendrán en el interior.

No obstante, el cálculo está limitado a la evaporación del CO₂, sin que haya recalentamiento, puesto que por el circuito fluye más líquido del necesario a causa de las recirculaciones que haya.

Los datos que aparecen en azul son los que se deben colocar a mano (como la potencia de la instalación, propiedades del tubo, número de recirculaciones, etc, así como las propiedades del CO₂ porque no están incorporadas en la biblioteca del Excel).

Los datos que aparecen en rosa son los que se deben suponer para poder iniciar los cálculos. Finalmente el programa recalcula sus valores (que se deberán sobrescribir a mano para rehacer los cálculos).



Por último, los datos que aparecen en rojo son valores que se deben suponer inicialmente, pero que el programa varía su valor automáticamente al generar las macros correspondientes. Los dos valores en rojo son la longitud del evaporador y el coeficiente de convección del aire.

El programa tiene dos botones (“Longitud” y “h_aire”) que al accionarlos recalcula el valor correspondiente, de manera que la diferencia entre el valor supuesto inicialmente y el calculado por el programa sea menor a un determinado valor.

Una vez obtenidos los resultados, en función de la pérdida de carga que se tenga, se puede variar el valor del número de recirculaciones o el diámetro de las tuberías hasta que el resultado obtenido sea satisfactorio.

De manera análoga, se han realizado unas variantes del programa que calcula la longitud total del evaporador:

- Variación de la longitud y pérdidas de carga en función del número de circuitos en los que se divida el flujo de CO₂.
- Variación de la longitud y pérdidas de carga si el evaporador está dispuesto en doble tubo con forma de U, y con la temperatura del aire variable de un tubo al otro (disposición del ventilador perpendicular a los tubos: el aire circula a través del segundo tubo más frío que en el primero).

2.2.2. Resultados obtenidos para un único circuito

El primer ensayo que se ha realizado ha consistido en ver cómo varían los resultados obtenidos en función del número de tramos en que se divida el cálculo (según si el incremento de título de cada uno sea mayor o menor). De esta forma ha quedado evidente cómo las soluciones tienden a igualarse a medida que se aumenta el número de tramos (puesto que el error cometido es menor). Las *fig. 1, 2 y 3* muestran dichos resultados.

El segundo análisis se ha centrado en reflejar la influencia del número de recirculaciones sobre el coeficiente de convección del CO₂, la longitud del evaporador y las pérdidas de carga. Este estudio ha sido útil para obtener la curva de funcionamiento de la instalación y poder seleccionar la bomba del circuito.

La *fig. 4.* demuestra que el número de circulaciones mejora el coeficiente de convección del CO₂ y, por tanto, la longitud necesaria del evaporador disminuye. No obstante, a su vez



implica unas mayores pérdidas de carga, por lo que la elección de su valor implicará un compromiso entre la mejora de un parámetro en detrimento de otro.

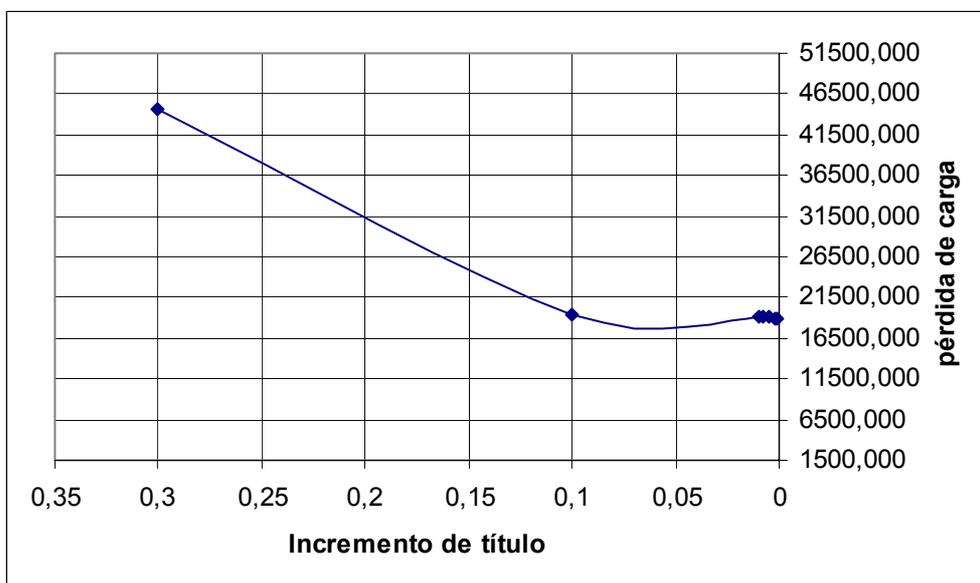


Figura 1: Variación de las pérdidas de carga con el incremento de título

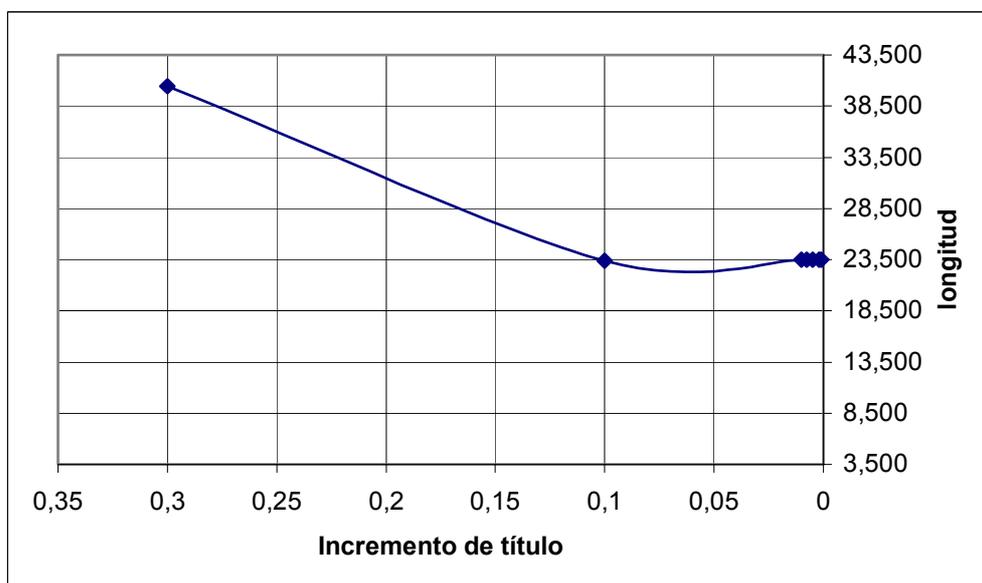


Figura 2: Variación de la longitud con el incremento de título



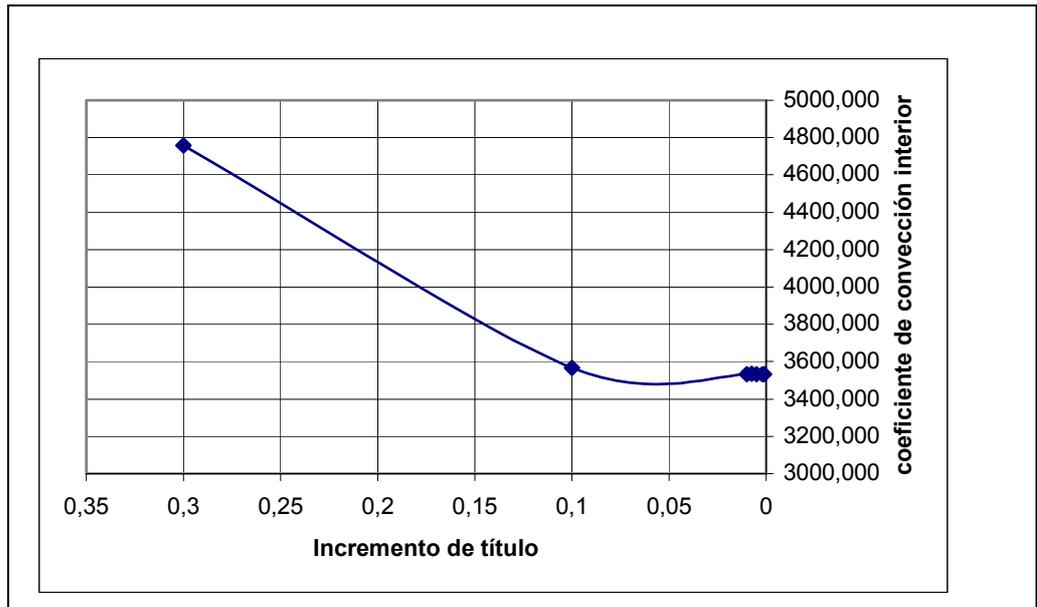


Figura 3: Variación del coeficiente de convección interior con el incremento de título

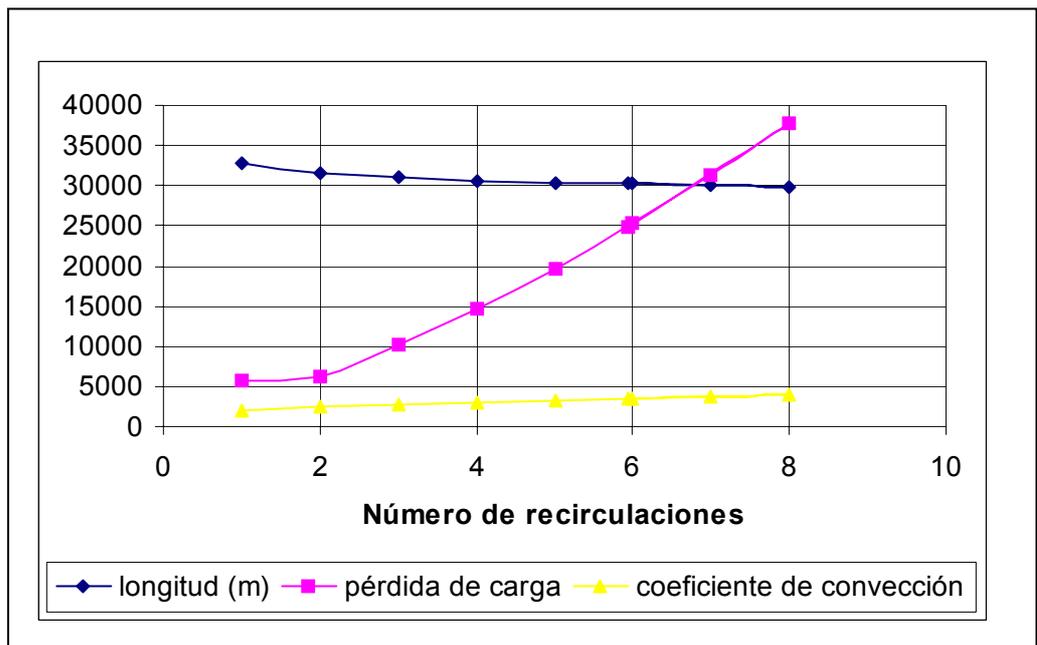


Figura 4: Influencia del número de recirculaciones en los diferentes parámetros



2.2.3. Resultados obtenidos para varios circuitos

El programa Excel se ha modificado para que en cada circuito se transfiera una parte proporcional de toda la potencia frigorífica necesaria en la instalación. El resto de cálculos son idénticos al caso del evaporador con un único circuito.

Las *fig.5* muestra cómo varía la longitud del mueble en función del número de circuitos en que se divide el refrigerante. Evidentemente, a mayor número de circuitos menor será la longitud necesaria de evaporación en cada uno.

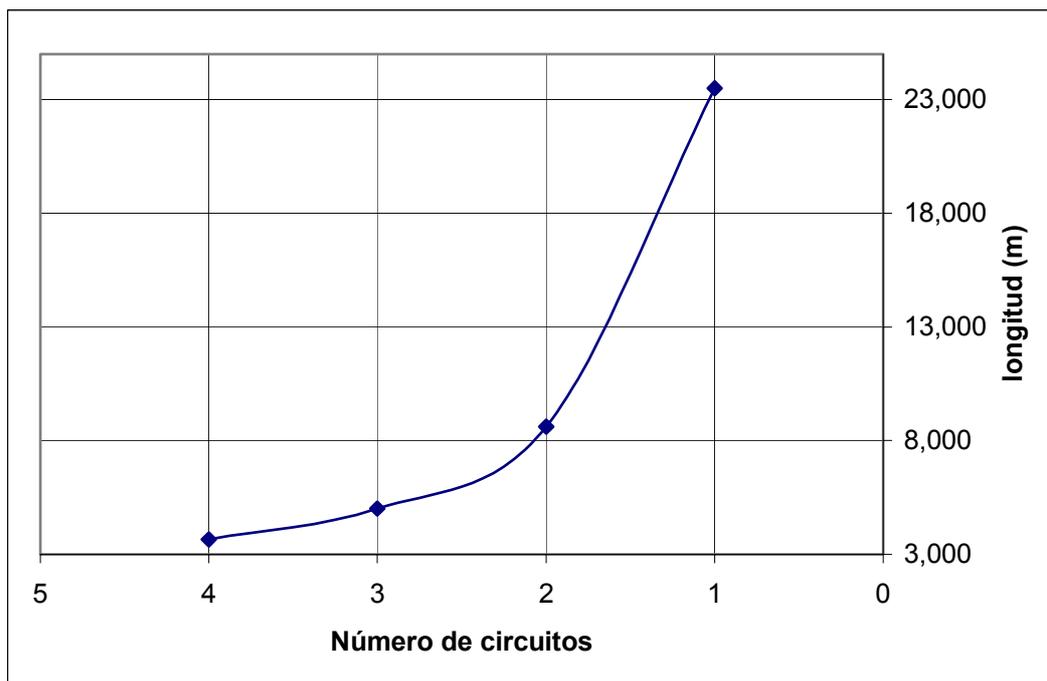


Figura 5: Influencia del número de circuitos sobre la longitud

En la *fig.6* se representa la variación de las pérdidas de carga en función del número de circuitos. Puesto que a más circuitos el fluido tendrá un recorrido menor, la caída de presión no será tan elevada como en el caso de un único tramo largo.

El coeficiente de convección del CO_2 disminuye a medida que se aumenta el número de circuitos. Hay que tener en cuenta que el coeficiente de convección depende directamente del caudal másico que circule por el interior de las tuberías, y éste disminuye a medida que hay más circuitos por los que se bifurca el refrigerante. La *fig.7* refleja esta dependencia inversa.



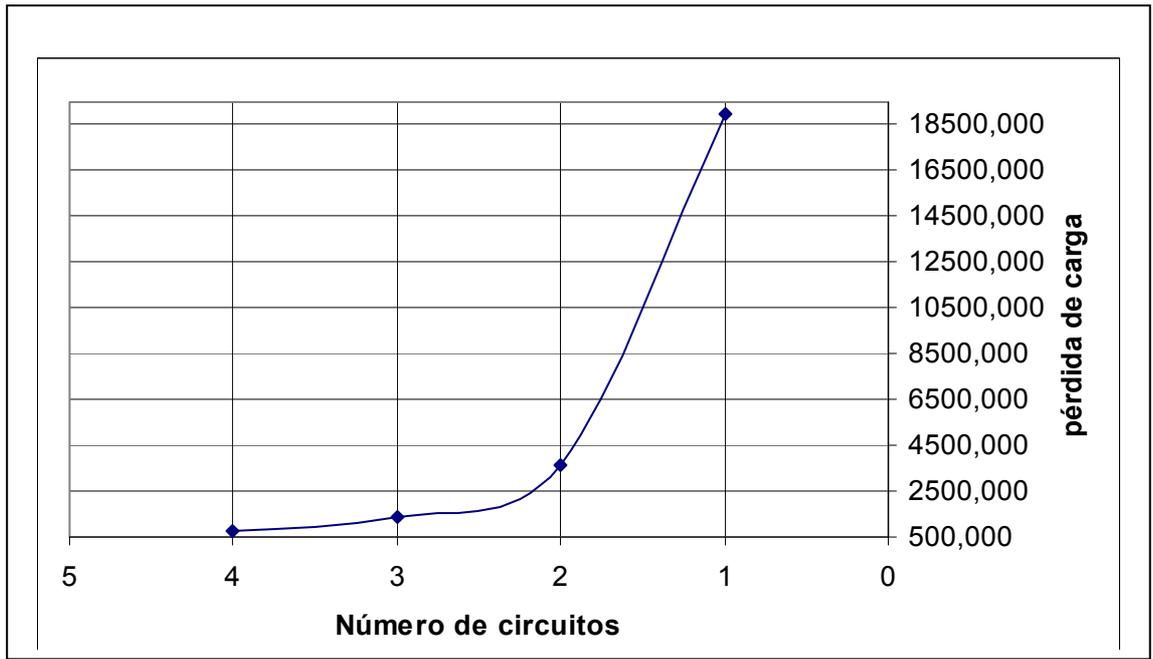


Figura 6: Influencia del número de circuitos sobre las pérdidas de carga

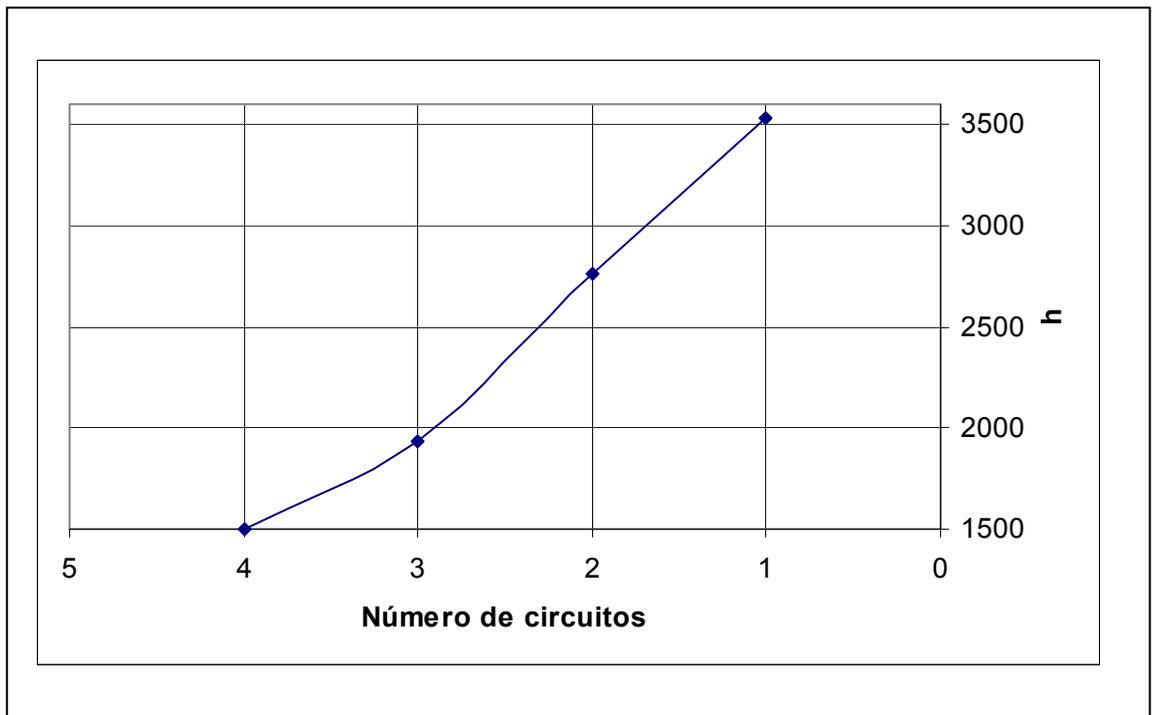


Figura 7: Influencia del número de circuitos sobre el coeficiente de convección interior



2.2.4. Resultados obtenidos para la disposición en U

El problema que se plantea con la disposición en U radica en que se desconoce la temperatura con la que sale el aire al pasar a través del primer tramo de tubería, así como la potencia frigorífica transmitida en cada uno. La *fig. 8* muestra esta disposición.

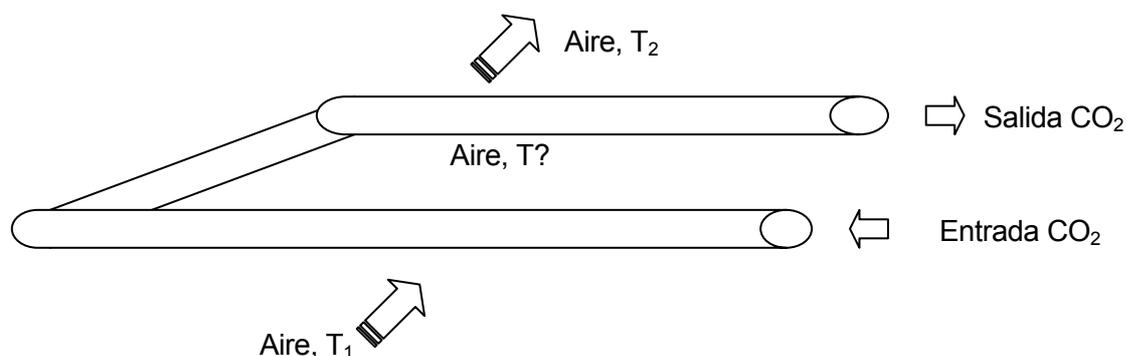


Figura 8: Esquema de la disposición del evaporador en U

La metodología de cálculo ha consistido en dividir el problema en dos tramos de tubo, y en cada uno se realizará el mismo procedimiento que en el caso del evaporador de un solo tubo largo. El punto de unión entre los dos tramos será que la temperatura de salida del aire del primer tubo será la temperatura de entrada al otro.

Así pues, se supondrá un % de la potencia total transmitida en el primer tramo, y se calculará la temperatura de salida del aire. Con estos datos, se calculará la longitud necesaria para que se transmita ese % de la potencia frigorífica en el primer tramo de tubería, así como la longitud del segundo tramo (para que se transfiera el resto de la potencia). Finalmente, se ejecutará una macro que recalculará el valor supuesto del % de la potencia en el primer tramo, de manera que las longitudes obtenidas en los dos tramos sean idénticas (y que además variará el valor supuesto de la temperatura del aire).

El resultado ha sido que la longitud de cada tramo ha de ser de 13 metros, lo cual no mejora el resultado que se había obtenido para el cálculo de un único tubo largo y varios pasos con ventilador situado paralelamente a los tubos, por lo que se ha descartado esta opción.

Asimismo, se han realizado los cálculos para la disposición en U de varios circuitos. La *fig. 9* presenta una tabla con la comparación de los resultados obtenidos.



	Pérdida de carga (Pa)	Longitud total de tubos (m)	Coefficiente de convección interior
Un único tubo	24893,639	30,202	3540,361
Disposición en U, 1 circuito	8375,088	26,451	2803,783
Disposición en U, 2 circuitos	885,389	11,088	1509,651
Disposición en U, 3 circuitos	372,309	9,329	1149,422
Disposición en U, 4 circuitos	197,721	8,160	942,718

Figura 9: Tabla comparativa de las diferentes disposiciones

De acuerdo con los resultados de la tabla, el hecho de dividir el fluido en varios circuitos conlleva a una disminución de las pérdidas de carga y de la longitud necesaria de tubos. No obstante, hay que tener presente que esta solución será más interesante en el caso de grandes instalaciones, en los que es necesario reducir al máximo las pérdidas de presión.

El sistema que se está analizando, en cambio, es de pequeña potencia, y las pérdidas de carga que se tienen en el evaporador con un circuito simple son muy pequeñas en comparación con las que hay en las tuberías, por lo que no es necesario complicar la disposición y diseño del evaporador dividiendo el flujo en varios circuitos.



3. Selección de la bomba

Datos útiles para el cálculo de la bomba, referidos al circuito escogido previamente mediante el análisis centrado en obtener la solución óptima en las tuberías:

Caudal:

N	2	3	4	5	6	7	8
Q(m³/h)	0,1349	0,2024	0,2699	0,3373	0,4048	0,4723	0,5397

Línea de aspiración:

N	2	3	4	5	6	7	8
Δp (Pa)	1349	2868	4701	6914	9490	12418	15688
Δp (m)	0,1239	0,2635	0,4318	0,6351	0,8717	1,1407	1,4410

Codos línea de aspiración:

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,2396	0,3594	0,4792	0,5990	0,7188	0,8385	0,9583
Δp (Pa)	703	1582	2812	4394	6327	8612	11248
Δp (m)	0,0646	0,1453	0,2583	0,4036	0,5812	0,7911	1,0332

Línea de retorno:



N	2	3	4	5	6	7	8
Δp (Pa)	12138	18139	25381	33502	42381	51954	62175
Δp (m)	2,1633	2,4614	3,0770	3,8174	4,6431	5,5394	6,4987

Codos línea de retorno:

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,4643	0,5303	0,6317	0,7421	0,8562	0,9722	1,0892
Δp (Pa)	1361	2331	3703	5438	7528	9973	12769
Δp (m)	0,2425	0,3163	0,4489	0,6196	0,8248	1,0633	1,3346

Evaporador

N	2	3	4	5	6	7	8
Δp (Pa)	1375	2156	3052	4040	5111	6261	7488
Δp (m)	0,1667	0,2362	0,3190	0,4110	0,5108	0,6179	0,7322

Total

N	2	3	4	5	6	7	8
Δp (Pa)	16926	27077	39649	54287	70838	89217	109367
Δp (m)	2,76102019	3,4228	4,5351	5,8866	7,4316	9,1524	11,0397



3.1. Extracto del catálogo “Hermetic”

3.2. Selección de la bomba: Características técnicas.

La bomba de recirculación del fluido se ha seleccionado con el catálogo HERMETIC (fig.1).

Entre los diversos tipos de bombas, se ha decantado la elección por las bombas de la serie CAM, que son bombas centrífugas (de una o varias etapas) totalmente cerradas, sin ningún tipo de sistema de estanqueidad del eje hacia la atmósfera, en las cuales el accionamiento se realiza electro-magnéticamente mediante un motor encapsulado. En particular, las series CAM 1 y CAM 2 han sido diseñadas especialmente para la industria frigorífica, es decir:

- Los valores NPSH son extremadamente bajos y permiten, según el tipo de bomba utilizado, obtener un caudal de circulación de hasta 14 m³/h con una altura de acometida de solamente 1,0 m.
- Han sido diseñadas especialmente para funcionar con líquidos como R717, R22, CO₂, R134A, R404A, R11, R12, basylone (M3, M5), metanol.

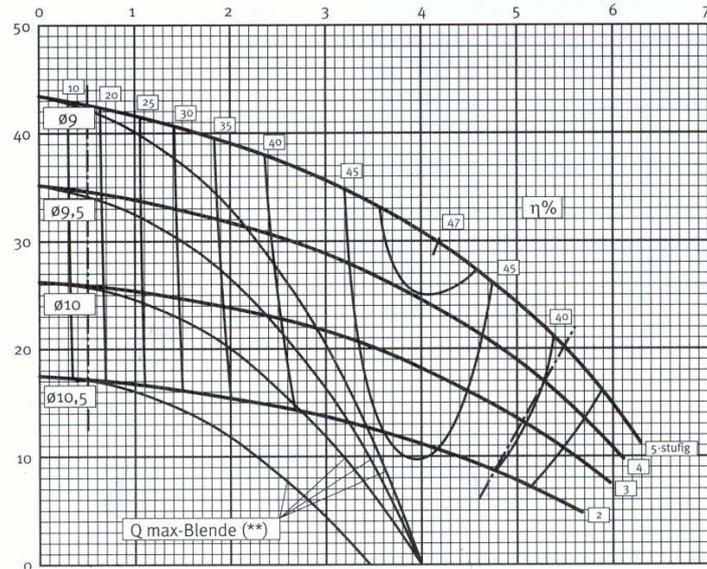
Para seleccionar el tipo de bomba hay que tener en cuenta que:

- La altura de impulsión H de la bomba depende de la altura geodésica del emplazamiento del evaporador, de su pérdida de carga y de las pérdidas de carga de las tuberías, codos, válvulas etc;
- El parámetro fundamental para decidir si se selecciona la bomba CAM 1 o CAM 2 es la potencia requerida; se elegirá la bomba que con la menor potencia consiga impulsar el caudal requerido hacia los tres evaporadores;
- Para elegir el número de revoluciones de funcionamiento, se utilizará la información proporcionada por el constructor, y se escogerá el valor más bajo que garantice el funcionamiento;
- Para elegir el número de etapas de la bomba seleccionada, teniendo en cuenta que a más etapas corresponde más potencia necesaria, se seleccionará el número menor de etapas que permita el alcance de la altura de impulsión necesaria.

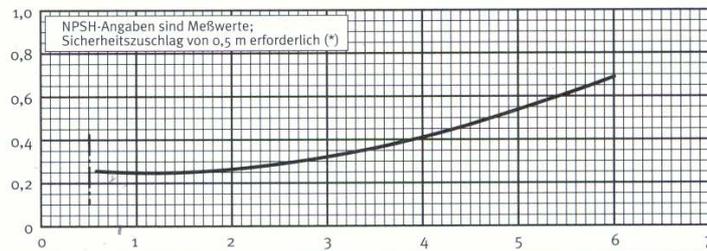


HERMETIC-PUMPEN GmbH Gewerbestr. 51 D-79194 Gundelfingen		Tel. ++49-761-5830-0 Fax ++49-761-5830-280 Internet: www.lederle-hermetic.com			
Pos-Nr. · Item-No.	Drehzahl · Speed · Vitesse [1/min]	HERMETIC-Pumpe Typ			
	2800	CAM 1			

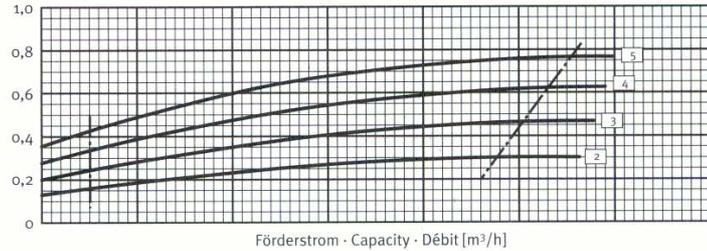
Förderhöhe
Head
Hauteur
[m]



NPSH
[m]



Leistungsbedarf
Pump input
Puiss. absolue
[kW]



(*) NPSH-value are measured quantity; safety margin of 0,5 m is required.
 Les indications NPSH sont des valeurs mesurées; coefficient de sécurité de 0,5 m nécessaire.
 (**) orifice / diaphragme

Figura 1: Extracto catálogo Hermetic



Observaciones:

- La *fig.1* describe la altura de impulsión capaz de dar la bomba en función del caudal. Las distintas curvas corresponden a cada etapa (desde 2 hasta 5).
- Las especificaciones para caudal mínimo y máximo se leen respectivamente en la línea vertical punteada y en la intersección de las curvas “Q_{max} blend” con el eje x.
- El segundo gráfico describe el NPSH de la bomba en función del caudal; dicho valor se utilizará para definir la altura mínima de la bomba;
- El tercer gráfico describe la potencia consumida de la bomba en función de caudal, para las distintas etapas.
- Para la conversión de las pérdidas de presión que tiene que vencer la bomba desde *Pa* a *metros* se utiliza la fórmula 1

$$\Delta p[m] = \frac{\Delta p[Pa]}{10 \cdot \rho} \quad (1)$$



4. Cálculo de las tuberías

4.1. Cálculo de las pérdidas de carga en las tuberías

4.1.1. Tramo desde el recipiente de líquido hasta los evaporadores

4.1.1.1. Extracto del programa para calcular el coeficiente de fricción

Se ha elaborado un programa en Excel para calcular de forma iterativa el coeficiente de fricción f . La *fig.1* muestra que hay seis botones asociados a sus seis macro correspondientes (dos diámetros diferentes, para los tres tramos ; total, seis). Al ejecutar una macro, el programa calcula, para diferentes números de recirculaciones, la masa de líquido en la tubería, la velocidad, el número de Reynolds y los factores de fricción con las fórmulas descritas anteriormente, procediendo de forma iterativa hasta la convergencia; una vez obtenidos estos valores, los escribe en una columna correspondiente al número de recirculaciones, de manera que puedan ser utilizados para el cálculo de la pérdida de presión.

Calculo coef. Fricción		Calculo coef. Fricción	
valor de part.	0,0010000000 (moody)	valor de part.	0,0010000000 (moody)
D	0,0095250000	D	0,0157500000
v	2,3682468236	v	0,8661653972
Re	151335,3308728960	Re	91521,8429664412
e	1,5244E-06 (cobre)	e	0,0000015244 (cobre)
e/D	0,0001600410	e/D	0,0000967867
f	0,0062272054	f	0,0072248532
f	0,0049939358	f	0,0053697979
f	0,0050402497	f	0,005938432
f	0,0050231364	f	0,0056620181
f	0,0050251828	f	0,0056644414
f	0,0050249376	f	0,005668246
f	0,0050249670	f	0,005669107
f	0,0050249635	f	0,0056689987
f	0,0050249639	f	0,0056690004
f	0,0050249638	f	0,005669001
Calculo coef. Fricción		Calculo coef. Fricción	
valor de part.	0,0010000000 (moody)	valor de part.	0,0010000000 (moody)
D	0,0095250000	D	0,0157500000
v	1,5788312157	v	0,5774369315
Re	100890,2205819040	Re	61014,5619709608
e	0,0000015244 (cobre)	e	0,0000015244 (cobre)
e/D	0,0001600410	e/D	0,0000967867
f	0,0070469154	f	0,0083046061
f	0,0053274575	f	0,0059009701
f	0,0056243693	f	0,0062065638
f	0,0054980215	f	0,0061597664
f	0,0055014782	f	0,0061667440
f	0,0055010235	f	0,0061656994
f	0,0055010833	f	0,0061658557
f	0,0055010754	f	0,0061658323
f	0,0055010765	f	0,0061658358
f	0,0055010763	f	0,0061658353

Figura 1: Ejemplo de funcionamiento del programa



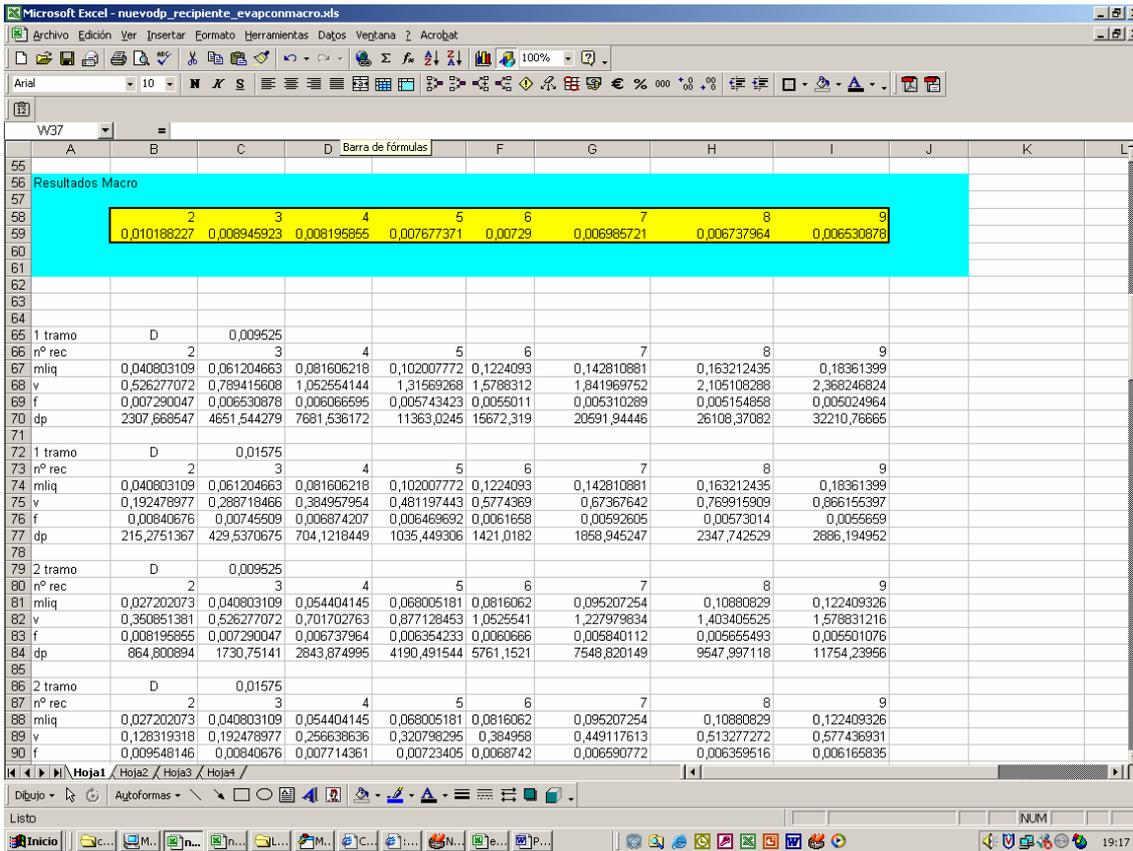


Figura 2: Visualización de resultados

4.1.1.2. Resultados para el tramo recipiente-evaporadores

4.1.1.2.1 Tramo 1 (20 m):

Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8}$ in (fig 4)

N	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/s)	0,0408	0,0612	0,0816	0,1020	0,1224	0,1428	0,1632	0,1836
v (m/s)	0,5263	0,7894	1,0526	1,3157	1,5788	1,8420	2,1051	2,3682
Δp (Pa)	2308	4652	7682	11363	15672	20592	26108	32211



Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8}in$ (fig 5)

N	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/s)	0,0408	0,0612	0,0816	0,1020	0,1224	0,1428	0,1632	0,1836
v (m/s)	0,1925	0,2887	0,3850	0,4812	0,5774	0,6737	0,7699	0,8662
Δp (Pa)	215	430	704	1035	1421	1859	2348	2886

4.1.1.2.2 Tramo 2 (15 m):

Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8}in$ (fig 6)

N	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/s)	0,0272	0,0408	0,0544	0,0680	0,0816	0,0952	0,1088	0,1224
v (m/s)	0,3509	0,5263	0,7017	0,8771	1,0526	1,2280	1,4034	1,5788
Δp (Pa)	865	1731	2844	4190	5761	7549	9548	11754

Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8}in$ (fig 7)

N	0,0272	0,0408	0,0544	0,0680	0,0816	0,0952	0,1088	0,1224
m (kg/s)	0,1283	0,1925	0,2566	0,3208	0,3850	0,4491	0,5133	0,5774
v (m/s)	82	161	263	386	528	689	869	1066
Δp (Pa)	0,0272	0,0408	0,0544	0,0680	0,0816	0,0952	0,1088	0,1224



4.1.1.2.3 Tramo 3 (15 m):

Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8}$ in (fig 8)

N	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/s)	0,0136	0,0204	0,0272	0,0340	0,0408	0,0476	0,0544	0,0612
v (m/s)	0,1754	0,2631	0,3509	0,4386	0,5263	0,6140	0,7017	0,7894
Δp (Pa)	269	708	1153	1688	2308	3010	3792	4652

Caudal, velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8}$ in (fig 9)

N	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/s)	0,0136	0,0204	0,0272	0,0340	0,0408	0,0476	0,0544	0,0612
v (m/s)	0,0642	0,0962	0,1283	0,1604	0,1925	0,2246	0,2566	0,2887
Δp (Pa)	26	50	82	119	161	210	263	322

4.1.2. Tramo desde los evaporadores hasta el recipiente de líquido

4.1.2.1. Fórmulas utilizadas

En el flujo bifásico dentro de tubos horizontales, el gradiente de presión se escribe como una suma de un término de fricción y de un término gravitacional. Entonces:

En flujo bifásico adiabático la contribución del término gravitacional en la caída general de la presión es despreciable; desde el punto de vista teórico no existe si el flujo se ha desarrollado completamente.

En la correlación de Duckler et al.[20] el término de fricción es dado de

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = -\frac{2 \cdot G^2 \cdot f_o \cdot \alpha(\lambda) \cdot \beta}{D \cdot \rho_{NS}} \quad (1)$$



Donde,

- f_o es el coeficiente de fricción monofase evaluado al número de Reynolds bifásico,

$$f_o = 0,0014 + 0,125 \cdot \left(\frac{4 \cdot \beta}{\pi \cdot D \cdot \mu_{NS}} \right)^{-0,32};$$

- $\alpha(\lambda) = 1 - \frac{\ln(\lambda)}{[1,281 + 0,478 \cdot \ln(\lambda) + 0,444 \cdot (\ln(\lambda))^2 + 0,094 \cdot (\ln(\lambda))^3 + 0,00843 \cdot (\ln(\lambda))^4]}$

- D es el diámetro de la tubería;

$$\beta = \left(\frac{\rho_l}{\rho_{NS}} \right) \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\psi)} + \left(\frac{\rho_v}{\rho_{NS}} \right) \cdot \frac{(1-\lambda)^2}{\psi};$$

$$\rho_{NS} = \rho_l \cdot \lambda + \rho_v \cdot (1-\lambda);$$

$$\mu_{NS} = \mu_l \cdot \lambda + \mu_v \cdot (1-\lambda);$$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1 + \frac{x}{(1-x)} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)};$$

Por el hecho de que estas correlaciones fueron originariamente desarrolladas para un flujo bifásico adiabático, Luu y Bergles [21] modificaron el coeficiente de fricción utilizando los coeficientes de Silver y Wallis [22]. La modificación sustituye el coeficiente de fricción f_o con el coeficiente f_{co} .

Estos términos están relacionados como se muestra con la ec.7:

$$\frac{f_{co}}{f_o} = e^{\left(\frac{\varepsilon}{2 \cdot f_o} \right)} - \frac{\xi}{f_o} \quad (7)$$

Donde

- ε es la rugosidad de la tubería de cobre;

$$\xi = \left(\frac{D_i \cdot \psi}{2 \cdot x} \right) \cdot \frac{dx}{dz}$$



Debido a que la correlación de Duckler para el término de fricción estaba basada sobre el modelo de flujo separado, también lo debe ser el término gravitacional:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_m = -G^2 \cdot \left(\frac{dx}{dz}\right) \cdot \left\{ \frac{2 \cdot x}{\rho_v \cdot \psi} - \frac{2 \cdot (1-x)}{\rho_l(1-\psi)} + q_l \cdot \left[\frac{\psi \cdot (1-x)}{x \cdot (1-\psi) \cdot \rho_l} - \frac{x \cdot (1-\psi)}{\psi \cdot (1-x) \cdot \rho_v} \right] \right\} \quad (8)$$

Donde:

- G es el flujo másico, $G = \frac{\dot{m}x}{\pi \cdot D^2 \cdot 4}$;
- x es el título de la mezcla (NOTA: si j es el número de recirculaciones, $x=1/j$);
- $\psi = \frac{1}{1 + A_l \cdot \left[\frac{(1-x)}{x}\right]^{q_l} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{r_l} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{S_l}}$;
- A_l es un coeficiente de Lockhart-Martinelli ($A_l=0,28$);
- q_l es un coeficiente de Lockhart-Martinelli ($q_l=0,64$);
- r_l es un coeficiente de Lockhart-Martinelli ($r_l=0,36$);
- S_l es un coeficiente de Lockhart-Martinelli ($S_l=0,07$);
- ρ_v es la densidad del vapor;
- ρ_l es la densidad del líquido.

Nota: en el caso de las tuberías de retorno, se puede fácilmente comprobar que el término gravitacional es nulo. Esto porque depende de la variación de título a lo largo de la tubería, variación que es nula en cuanto no ocurre en esta proceso de cambio de fase. Se ha reportado la correlación completa en cuanto servirá también para el cálculo de la pérdida de carga del evaporador de CO₂.

Datos de partida:



- Propiedades del CO₂, Potencia total de los evaporadores, Entalpía de vaporización del CO₂ a -33°C, Caudal másico, Longitudes de cada tramo, diámetros de tubería.
- Caudal másico total del refrigerante en función del número de recirculaciones j ($\dot{m}_{i,j} = X \cdot \dot{m}_i = \dot{m}_i \cdot j$) donde

- $X = \frac{1}{3}$ en el primer tramo, ($i = 1$);

- $X = \frac{2}{3}$ en el segundo tramo;

- $X = 1$ en el tercer tramo;

A partir de estos datos se pueden calcular:

- $\rho = x \cdot \rho_g + (1 - x) \cdot \rho_v$ (densidad de la mezcla bifásica de título x);
- $\mu = x \cdot \mu_g + (1 - x) \cdot \mu_v$ (viscosidad de la mezcla bifásica de título x);

Velocidad másica del tramo i con j recirculaciones y tubería de diámetro D_k :

$$G_{i,j,k} = \frac{\dot{m}_i \cdot j}{\pi \cdot D_k^2 / 4} \quad (10)$$

Velocidad del tramo i con j recirculaciones del liquido y tubería de diámetro D_k :

$$v_{i,j,k} = \frac{G_{i,j,k}}{\rho} \quad (11)$$

Número de Reynolds del tramo i con j recirculaciones del liquido y tubería de diámetro D_k :

$$Re_{i,j,k} = \frac{\rho \cdot D_k \cdot v_{i,j,k}}{\mu} \quad (12)$$



4.1.2.2. Resultados obtenidos en el tramo evaporadores-recipiente

4.1.2.2.1 Tramo 1 (15 m):

Velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,3400	0,3883	0,4625	0,5434	0,6269	0,7118	0,7975
Δp (Pa)	7077	10575	14793	19520	24686	30253	36195

Velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,1243	0,1420	0,1692	0,1987	0,2293	0,2603	0,2917
Δp (Pa)	640	956	1336	1762	2227	2727	3260

4.1.2.2.2 Tramo 2 (15 m):

Velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,6799	0,7765	0,9250	1,0868	1,2539	1,4237	1,5950
Δp (Pa)	18383	27475	38474	50826	64350	78944	94542



Velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,2487	0,2840	0,3383	0,3975	0,4586	0,5207	0,5834
Δp (Pa)	1649	2464	3448	4551	5758	7058	8447

4.1.2.2.3 Tramo 3 (20 m):

Velocidad y pérdida de presión para $D_1 = \frac{3}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	1,0199	1,1648	1,3875	1,6302	1,8808	2,1355	2,3925
Δp (Pa)	38221	57131	80055	105833	134084	164598	197236

Velocidad y pérdida de presión para $D_2 = \frac{5}{8} in$

N	2	3	4	5	6	7	8
v (m/s)	0,3730	0,4260	0,5075	0,5962	0,6879	0,7810	0,8750
Δp (Pa)	3412	5099	7140	9431	11938	14643	17534



5. Cálculo del recipiente de líquido de CO₂

5.1. Introducción

En la memoria se han enunciado las diferencias de los separadores verticales de los horizontales. Puesto que en el caso del CO₂ el volumen de líquido es grande, se seleccionará un separador horizontal, de longitud igual a la del intercambiador coaxial para que puedan instalarse en paralelo.

Los separadores horizontales son más complicados que los verticales. El principio básico de operación es simple, aunque el concepto difiere de los separadores verticales. Como en los separadores verticales, deben separarse las gotas con un diámetro superior a D_p , con la correspondiente velocidad terminal v_t . La mezcla líquido-vapor entra por un extremo del separador, se desplaza horizontalmente a lo largo del separador y sale por el otro extremo. Por lo que la gota se mueve en dos direcciones:

- Horizontalmente con la velocidad del vapor v_h , la distancia S_h .
- Verticalmente con la velocidad de descenso (terminal) v_t la máxima distancia S_t .

Si la distancia de separación S_h es suficientemente larga, las gotas tienen tiempo de descender, a pesar de la velocidad del vapor v_h .

Aquí el criterio de diseño es fácil de formular. La gota crítica es una gota con el diámetro D_p que empieza el camino horizontal en el punto de máxima altura S_t , justo debajo de la parte superior de la carcasa y debe tocar la superficie del líquido al final de la distancia de separación S_h .

En otras palabras, durante el tiempo que tarda la gota en descender la altura S_t con la velocidad v_t , no debe recorrer una distancia superior a S_h con la velocidad v_h .

Sin embargo, hay muchas combinaciones de diámetros y longitudes de carcasa que cumplen este criterio de diseño. Un separador corto y grueso tiene una distancia de separación larga pero la velocidad horizontal del vapor es baja. Cuando se reduce el diámetro se tiene que aumentar la longitud para compensar la mayor velocidad con un recorrido mayor.

El diseño y propiedades de los separadores horizontales pueden resumirse como se indicará a continuación, que es un método general de diseño válido para todo tipo de refrigerantes. Además:



- Carcasas largas y delgadas resultan más económicas, lo cual puede resultar ventajoso.
- Lamentablemente otro efecto impide tener carcasas muy largas y delgadas. La creciente velocidad del vapor produce un re-arrastre (líquido ya separado es arrancado de la superficie por el vapor). La velocidad del vapor v_h debe mantenerse por debajo de cierto límite (la velocidad de arrastre v_{re}) que depende de la geometría y de las propiedades del refrigerante. Generalmente, para la mayoría de separadores la velocidad v_{re} calculada es usualmente mucho menor que la que se predice. Además, la velocidad de re-arrastre depende también de la tensión superficial del líquido. Los valores de tensión superficial son a veces difíciles de encontrar. Sin embargo, hay una correlación sencilla de la tensión superficial:

$$T_{br} = \frac{T_b}{T_c} \quad (1)$$

$$Q = \frac{\left(0,12 \cdot \frac{1 + T_{br} \cdot \ln(P_c)}{1 - T_{br}} - 0,28 \right)}{1000} \quad (2)$$

$$\sigma = Q \cdot P_c^{2/3} \cdot T_c^{1/3} \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)^{11/9} \quad (3)$$

La eficiencia de la separación también depende de la altura de líquido en el separador, ya que está afectada tanto en la altura de separación como en la velocidad del vapor.

El nivel máximo de líquido fija el límite de diseño si coincide con la máxima capacidad, pero como ésta puede cambiar, se debe comprobar en cada caso.

En un separador con dos entradas de vapor, éste se divide en dos corrientes. Por lo tanto, la velocidad del vapor es la mitad del diseño con una entrada. Sin embargo, la distancia de separación se reduce también a la mitad, y por consiguiente, se mantiene la eficacia de separación. La gran ventaja de dividir el caudal de vapor es que una menor velocidad significa menor re-arrastre y la carcasa puede ser más larga y delgada, por lo que se reduce el coste.

En general se puede asegurar que el número de salidas no afecta la eficiencia de separación, ya que el efecto de la reducción de velocidad es anulado por la reducción de la distancia de separación.



El diseño de un separador con múltiples entradas/salidas debe basarse en las secciones con mayor carga del separador. Los puntos de inyección del refrigerante, expansionado probablemente, no corresponden con las entradas/salidas y entonces las cargas en las diferentes secciones resultan asimétricas.

Observar que tanto el nivel de líquido mínimo como máximo pueden estar más bajos que el separador si se añade a la parte horizontal un depósito vertical. En este caso, la distancia de separación es el diámetro de la parte horizontal.

5.2. Cálculo del recipiente de líquido de CO₂

5.2.1. Cálculo de la velocidad de descenso, v_t

Para calcular v_t debe conocerse el valor del coeficiente de fricción C_d . Sin embargo, C_d es una función de v_t y se necesita un proceso iterativo. Se puede comenzar dicho proceso calculando la velocidad de descenso con la fórmula para valores de Reynolds comprendidos entre 1 y 30:

$$v_t = \frac{0,622 \cdot (\rho_l - \rho_g)^{0,828} \cdot \rho_g^{-0,172} \cdot D_p^{1,484}}{\eta^{0,656}} \quad (4)$$

donde:

- ρ_g es la densidad del vapor de CO₂
- ρ_l es la densidad del líquido de CO₂
- D_p es el diámetro a partir del cual se van a separar las gotas
- η_g es la viscosidad dinámica del vapor de CO₂
- η_l es la viscosidad dinámica del vapor de CO₂

A continuación se indican los valores de estas propiedades correspondientes a la temperatura de saturación de -33 °C:

Densidad del líquido, ρ_l

1088,63

Kg/m³



Densidad del gas, ρ_g	33,543	Kg/m ³
Viscosidad dinámica del líquido, η_l	162,27·10 ⁻⁶	Kg/ms
Viscosidad dinámica del gas, η_g	128,688·10 ⁻⁷	Kg/ms

El diámetro de gota debe estar comprendido entre 100 y 200 μm . El valor de 152 da una velocidad que se utiliza en muchas instalaciones comerciales.

Con el valor obtenido se calcula el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{D_p \cdot v_t \cdot \rho_g}{\eta_g} \quad (4)$$

A continuación se calcula el valor del coeficiente de fricción Cd:

$$Cd = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{3}{\text{Re}^{0,5}} + 0,34 \quad (5)$$

Y finalmente se recalcula el valor de la velocidad de descenso con la siguiente fórmula:

$$v_t^2 = 4 \cdot g \cdot D_p \cdot \frac{\rho_l - \rho_g}{3 \cdot C_d \cdot \rho_g} \quad (6)$$

De esta forma se obtienen los siguientes resultados:

Número de Reynolds, Re 108,799

Coficiente de fricción, Cd 0,848

Velocidad de descenso, vt (m/s) 0,272

La velocidad nominal de diseño se toma como una fracción de la velocidad de descenso:

$$v = (0,75 - 0,9) \cdot v_t = 0,8 \cdot 0,272 = 0,217 \text{ m/s}$$

La velocidad de vapor horizontal es proporcional a la de descenso:



$$v_H = (1 - 5) \cdot v_t = 1,5 \cdot 0,272 = 0,407 \text{ m/s}$$

Con la velocidad de vapor horizontal ya se puede averiguar el diámetro del recipiente:

$$D = \left(\frac{8 \cdot V}{\pi \cdot v_h} \right)^{0,5} \quad (7)$$

donde:

- V es el caudal volumétrico de CO_2 , que se obtiene a partir del caudal másico de CO_2 :

$$V = m \cdot \rho_{l+v} = 13,41 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Caudal másico: 0,0204 Kg/s
- m = Caudal másico con recirculación de 5,93: 0,121 Kg/s
- $\rho_{l+v} = 910,7 \text{ Kg/m}^3$

Con estos datos, el diámetro del recipiente de CO_2 ha de ser de **0,029 m**.

De esta forma se asume que la altura del nivel de líquido es:

$$L_h \leq 0,75 \cdot D = 0,7 \cdot 0,029 = 0,02 \text{ m}$$

La longitud horizontal total del separador tendrá que ser:

$$L_{total} = (3 - 5) \cdot D = 4 \cdot 0,029 = 0,115 \text{ m} = 11,5 \text{ cm}$$

A estos valores les corresponden:

- Altura de descenso: $S_t = D - L_h = 0,009 \text{ m}$
- Distancia de separación: $S_h = Ma \cdot S_t \cdot \frac{v_h}{v_t}$

donde Ma es un margen que debe estar entre 1,10 y 1,25 (1,2): $S_h = 0,016 \text{ m}$

Se comprueba que el tiempo de retención está comprendido entre:

$$3 < S_h / v_h > S_t / v_t = 0,032$$



$$S_h / v_h = 0,016 / 0,407 = 0,038$$

Finalmente hay que comprobar que la velocidad de vapor horizontal es suficientemente baja y se mantiene por debajo de cierto límite: la velocidad de re-arrastre, que depende de la geometría y de las propiedades del refrigerante:

$$\text{Diámetro hidráulico: } d_{hl} \approx 0,6 \cdot D = 0,017 \text{ m}$$

$$\text{Re}_l = \frac{d_{hl} \cdot v_l}{\eta_l / \rho_l} = 47249$$

$$\text{Factor de densidad: } R_\rho = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} = 5,697$$

$$\text{Viscosidad interfacial: } N = \eta_l \cdot (\rho_l \cdot \sigma)^{-0,5} \cdot \left[\frac{(\rho_l - \rho_g) \cdot g}{\sigma} \right]^{0,25} = 8,83 \cdot 10^{-5}$$

Eq.	Re _l	N	Velocidad de re-arrastre, V _{re}
A.	<160	-	$> 1,5 \cdot (\sigma/\eta_l) \cdot R_\rho \cdot \text{Re}_l^{-0,5}$
B.	160 ≤ Re _l ≤ 1635	≤ 0,0667	$> 11,78 \cdot (\sigma/\eta_l) \cdot R_\rho \cdot N^{0,8} \cdot \text{Re}_l^{-1/3}$
C.	160 ≤ Re _l ≤ 1635	> 0,0667	$> 1,35 \cdot (\sigma/\eta_l) \cdot R_\rho \cdot \text{Re}_l^{-1/3}$
D.	> 1635	≤ 0,0667	$> (\sigma/\eta_l) \cdot R_\rho \cdot N^{0,8}$
E.	> 1635	> 0,0667	$> 0,1146 \cdot (\sigma/\eta_l) \cdot R_\rho$

Puesto que N es menor que 0,0667 y $Reynolds$ mayor de 1635, se utilizará la ecuación **E** para calcular la velocidad de re-arrastre v_{re} :

$$v_{re} = \frac{\sigma}{\eta_l} \cdot R_\rho \cdot N^{0,8} = 9,299$$



que efectivamente es superior a la velocidad de vapor horizontal.

Las dimensiones calculadas se multiplicarán por un determinado factor, de manera que el recipiente tenga capacidad para almacenar una cantidad de refrigerante aproximadamente igual a la que haya en todo el circuito. A continuación se muestran los resultados obtenidos:

Dimensiones del recipiente de líquido	Unidades	
	m	mm
Diámetro calculado	0,2017372	201,7372
Diámetro estándar	0,2191	219,1
Longitud calculada	0,807	806,949
Longitud estándar	0,9	900
	Unidades	
	l	m ³
Volumen calculado	25,79	0,02579
Volumen estándar	30	0,03000

La siguiente tabla muestra la cantidad de CO₂ que deberá tener el recipiente:

TOTAL EN TUBERÍAS	6,94	Kg
MASA REFRIGERANTE EN LOS EVAPORADORES	6,46	Kg



MASA REFRIGERANTE EN EL INTERCAMBIADOR COAXIAL	1,71	Kg
MASA REFRIGERANTE EN CIRCUITO SIN RECIPIENTE	15,12	Kg
MASA REFRIGERANTE EN EL RECIPIENTE	17,55	Kg



6. Cálculo del intercambiador coaxial

6.1. Fórmulas utilizadas

En una primera aproximación, el cálculo del intercambiador coaxial se realizó dividiendo en tramos el tubo interior por el que circulaba el R404A, y suponiendo constante la temperatura del CO₂ (temperatura de saturación a 33 °C, ya que provenía del recipiente de líquido como vapor saturado e iba condensando).

De esta forma, se obtenía la longitud necesaria para hacer que el R404A pasara de mezcla líquido y vapor a vapor saturado; después se podía calcular la longitud necesaria para obtener el recalentamiento de 3 K de este refrigerante, siempre suponiendo la temperatura del CO₂ constante.

No obstante, se estaba obteniendo un valor del coeficiente de convección del CO₂ inferior al que le correspondía, ya que se estaba utilizando la fórmula de Chen para fluidos en convección natural (exterior de tubos horizontales). En cambio, el problema real consiste en la circulación forzada del CO₂ en el interior de un tubo de sección no circular.

Así pues, se ha optado por prescindir del recalentamiento del R404A: el método utilizado para calcular la longitud necesaria de intercambiador será idéntico al del evaporador de CO₂. Por tanto, también se realizará el cálculo dividiendo el tubo en tramos, y calculando el coeficiente de convección interior y exterior (locales) en cada tramo. Para ello, se supondrán unas temperaturas superficiales, y al final del proceso se recalcularán, de manera que se realizará un proceso iterativo hasta que el error cometido sea inferior a un valor determinado. Asimismo, se impondrán unos diámetros estándar de los tubos del intercambiador y se calculará la longitud correspondiente. Con estos datos se calcularán las pérdidas de carga y se variarán los diámetros de partida en función de los resultados obtenidos, hasta que éstos sean satisfactorios.

No obstante, para poder empezar los cálculos, en primer lugar habrá que tener en cuenta que el R404A entra en el evaporador como mezcla de líquido y vapor, después de haber pasado por la válvula de expansión. Por tanto, con los datos de partida comentados anteriormente, se calculará el título de entrada de dicho refrigerante:

$$x = \frac{h_{ent} - h_l}{h_g - h_l} \quad (1)$$



El valor del coeficiente de convección interior del R404A se obtendrá con las fórmulas ya expuestas en el capítulo 2 del cálculo del evaporador de CO₂.

Para hallar el coeficiente de convección exterior (condensación del dióxido de carbono), se partirá de que la potencia absorbida en cada tramo por el R404A será igual a la potencia cedida en dicho tramo por el CO₂. Con esta idea se calculará, para cada tramo, el valor del título medio del CO₂, de manera que se pueda obtener el valor del coeficiente de convección correspondiente a ese título:

$$Q_{R404a_i} = Q = \dot{m}_{R404a} \cdot \Delta x_{i-R404a} \cdot \Delta H_{R404a} \quad (2)$$

$$Q_{CO2_i} = Q = \dot{m}_{CO2} \cdot \Delta x_{i-CO2} \cdot \Delta H_{CO2} \quad (3)$$

$$\Delta x_{i-CO2} = \frac{Q}{\dot{m}_{CO2} \cdot \Delta H_{CO2}} \quad (4)$$

Sabiendo que el CO₂ entra al intercambiador en forma de vapor saturado (título 1), a cada tramo se le irá restando el incremento de título correspondiente, para poder obtener el valor del título medio de cada tramo, tal como se indica a continuación:

$$\begin{aligned} x_1 &= 1 \\ x_2 &= 1 - \Delta x_i \\ \Rightarrow x_n &= x_{n-1} - \Delta x_i \\ x_{medio_n/n-1} &= \frac{x_n + x_{n-1}}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

Una vez calculado el título medio del CO₂, se procederá a calcular el coeficiente de convección forzada correspondiente a la condensación del dióxido de carbono en el interior de un tubo de sección no circular, ya que fluye entre los dos tubos coaxiales. Para ello, se deberá utilizar el diámetro hidráulico, cuya expresión es:

$$D_h = \frac{4 \cdot P_{mojado}}{Sección_de_paso} \quad (6)$$



Puesto que se trata de una corona circular, el valor del diámetro será:

$$D_h = D_{\text{interior_tubo_exterior}} - D_{\text{exterior_tubo_interior}} \quad (7)$$

En primer lugar habrá que definir dos parámetros adimensionales que influyen considerablemente en el valor del coeficiente de convección por condensación: el parámetro de Lockhart-Martinelli X_{tt} , del cual ya se ha hablado previamente para el cálculo del evaporador de CO₂, y el flujo másico de vapor modificado, cuya expresión es la que se muestra a continuación:

$$G_v^* = \frac{x \cdot G}{\sqrt{D_i \cdot g \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (8)$$

Dependiendo del valor del flujo másico de vapor modificado G_v^* , el patrón de flujo que seguirá el CO₂ será:

- Flujo estratificado si $G_v^* < 0,5$
- Flujo anular si $G_v^* > 1,5$
- Transición si $0,5 < G_v^* < 1,5$

Por tanto, el coeficiente de convección por condensación se calculará de diferente manera, según el tipo de flujo que se tenga en cada tramo.

Para velocidades de vapor reducidas ($G_v^* < 0,5$), el coeficiente de convección para el flujo estratificado se calcula como se indica a continuación:

$$h_{\text{estratificado}} = 0,728 \cdot \Omega \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{vap}} \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \lambda_l^3}{\nu_l \cdot D_i \cdot (T_s - T_0)} \right]^{0,25} \quad (9)$$

donde:

$$\Omega = \left[1 + \frac{1-x}{x} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-3/4} \quad (10)$$



Para velocidades de vapor más elevadas ($G_v^* > 1,5$), existen numerosas expresiones para calcular el coeficiente de flujo anular, pero en este caso se utilizará la expresión de Travis:

$$h_{anular} = \frac{Nu_{anular} \cdot \lambda_l}{D_h} \quad (11)$$

$$Nu_{anular} = Pr_l \cdot Re_l^{0,9} \cdot \frac{\psi_1}{\psi_2} \quad (12)$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_l} \quad (13)$$

$$\psi_1 = 0,15 \cdot \left(\frac{1}{\chi_u} + \frac{2,85}{\chi_u^{0,476}} \right) \quad (14)$$

$$\psi_2 = 0,707 \cdot Pr_l \cdot Re_l^{0,5} \quad \text{si } Re_l < 50 \quad (15)$$

$$\psi_2 = 5 \cdot Pr_l + 5 \cdot \ln[1 + Pr_l \cdot (0,0964 \cdot Re_l^{0,585} - 1)] \quad \text{si } 50 < Re_l < 1125 \quad (16)$$

$$\psi_2 = 5 \cdot Pr_l + 5 \cdot \ln(1 + 5 \cdot Pr_l) + 2,5 \cdot \ln(0,0031 \cdot Re_l^{0,812}) \quad \text{si } Re_l > 1125 \quad (17)$$

Durante la transición ($0,5 < G_v^* < 1,5$), se utilizará un coeficiente promedio entre el del flujo anular y el estratificado, tal como se indica a continuación:

$$h = h_{anular} + (G_v^* - 1,5) \cdot (h_{anular} - h_{estratificado}) \quad (18)$$

Una vez obtenidos los dos coeficientes de convección (interior y exterior) en cada tramo, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor de forma idéntica a la comentada en el apartado 2, con el fin de poder calcular el incremento de longitud de dicho tramo. Con estos datos, ya se podrá calcular la longitud total del intercambiador coaxial, ya que será la suma de las longitudes de cada tramo.

$$\Delta z = \frac{G_{CO_2} \cdot D_h \cdot \Delta H_{vap_CO_2} \cdot \Delta x}{4 \cdot U_i \cdot (T_{sat_CO_2} - T_{sat_R404a})} \quad (19)$$



Por último se recalcularán las temperaturas superficiales que se habían supuesto inicialmente para poder comenzar los cálculos, y se obtendrán también las pérdidas de carga en cada tramo, siguiendo el mismo procedimiento que en el cálculo del evaporador. De esta forma, se variará el diámetro de las tuberías hasta que los valores obtenidos sean

$$L_{coaxial} = \sum \Delta x_i \quad (20)$$

satisfactorios (pérdida de carga inferior a 1 °C).

6.2. Resultados obtenidos

La *fig. 1* muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos con el Programa Excel.



Temperatura de saturación del CO ₂	-33	°C
Temperatura de saturación del R404A	-38	°C
Coefficiente promedio del coeficiente de convección interior	2924,17	W/m ² K
Coefficiente promedio del coeficiente de convección exterior con las fórmulas de convección forzada	5639,23	W/m ² K
Coefficiente promedio del coeficiente de convección exterior con las fórmulas de convección natural	4687,72	W/m ² K
Coefficiente promedio del coeficiente global	2005,59	W/m ² K
Longitud del intercambiador coaxial	9,00	m
Diámetro interior del tubo interior	0,022225	m = 7/8"
Diámetro exterior del tubo interior	0,032225	m
Diámetro interior del tubo exterior	0,038225	m
Diámetro exterior del tubo exterior	0,040225	m
Pérdida de carga lado R404A	5791,60	Pa
Pérdida de carga lado CO ₂	694,38	Pa
Masa de R404A en el intercambiador coaxial	1,01	Kg
Masa de CO ₂ en el intercambiador coaxial	1,71	Kg

Figura 1: Tabla resumen de los resultados obtenidos para el intercambiador coaxial



7. Análisis comparativo

7.1. Introducción

Para visualizar ventajas y desventajas de un circuito con refrigerante secundario, es útil compararlo con otros ciclos simples de refrigerantes tradicionales (R404A,R22,R507), que deban trabajar entre las mismas temperaturas, con idéntico circuito y la misma potencia frigorífica. La única modificación en los datos de partida es la temperatura a la que se necesita evaporar el refrigerante: para un circuito con refrigerante secundario es necesario evaporar el primario con una temperatura de, por lo menos, 5°C por debajo de la temperatura del CO₂ (para permitir el intercambio térmico en el coaxial). En este caso, el refrigerante primario evaporará a T=-38°C. Una refrigeración estándar permite una T_{ev} más elevada porque solamente habrá que salvar la diferencia entre la temperatura requerida del mueble (T_{mueble}= -23°C), de manera que T_{ev}=-33°C.

Para hacer el cálculo de los diversos parámetros del ciclo, se ha utilizado el programa Excel, ya que incorpora la base de datos proporcionada por Solvay Iberica [18] que integra los datos de una serie de refrigerantes comunes.

Este programa, a parte de resolver el ciclo ideal (ver metodología de cálculo), calcula las pérdidas de carga reales en las tuberías y, por tanto, los diámetros óptimos de la aspiración, descarga y tubería de líquido, con las fórmulas previamente vistas (capítulo 5 de la memoria).

Gracias a este programa se han podido comparar:

- Las potencias consumidas por el compresor;
- Los COP ("Coeficient of performance") de la instalación;
- La cantidad de material a utilizar para las tuberías;
- La cantidad de refrigerantes primario y secundario utilizada;

Más adelante, se han ofrecido soluciones alternativas para la mejora del ciclo primario (en el circuito compuesto por el CO₂ y el R404A):

- Inyección parcial;
- Inyección parcial con economizador;



- Inyección total;

Finalmente se ha comparado cómo afectan estas mejoras a nivel energético y constructivo respecto al ciclo simple con un solo compresor.

7.2. Datos de partida

7.2.1. Datos del ciclo:

Temperatura de condensación del R404A: +45 °C

Temperatura de evaporación del R404A: -28 °C

Potencia en el evaporador: $P_{ev}=6,3$ kW

Rendimiento isentrópico del compresor: $\eta_{is}=0,6$

Espacio muerto (del compresor): $e=4\%$

Velocidad: $n=2300$ rpm

Subenfriamiento a la salida del condensador: 7 °C

Recalentamiento a la salida del evaporador: 3 °C

7.2.2. Datos de las tuberías (cobre):

Línea de aspiración:

- Línea horizontal: 50 m;
- Línea vertical: 1 m;
- L_{eq} accesorios: 0,5 m;

Línea de descarga:

- Línea horizontal: 1 m;
- Línea vertical: 0 m;



- L_{eq} accesorios: 0,5 m;

Línea del líquido:

- Línea horizontal: 50 m;
- Línea vertical: 1 m;

L_{eq} accesorios: 4,5m;

Limitaciones de pérdida de presión:

- Línea de aspiración: 1K
- Línea de descarga: 1K
- Línea del líquido: 1K

Nota: para dimensionar la longitud equivalente debida a los accesorios se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$L_{eq} [m] = f \cdot n_{codos} \quad (1)$$

donde n_{codos} es el número de codos para cada línea, y f es un coeficiente seleccionado en función de la velocidad media y el tipo de codo [23]; en este caso su valor es 0,5.

7.3. Metodología utilizada

El ciclo frigorífico normal se puede esquematizar en la figura 1.

A partir de la potencia en el evaporador, y conociendo los puntos de entrada y salida (5 y 6, respectivamente), se puede conocer la cantidad de refrigerante necesario:

$$m \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{P_{ev}}{h_6 - h_5} \quad (2)$$



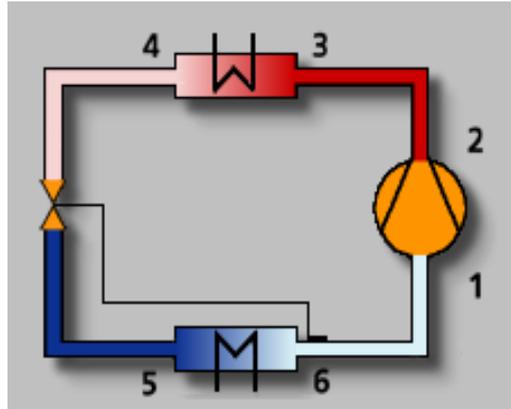


Figura 1: Esquema del ciclo frigorífico tradicional

A partir de este punto, y siguiendo la línea isentrópica correspondiente hasta la temperatura de 45 °C, se encuentra el punto 2_{is}, que representa la condición del refrigerante si el rendimiento del compresor fuera 1. El punto 2 real se obtiene con la fórmula del rendimiento isentrópico del compresor:

$$\frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1} = \eta_{is} \rightarrow h_2 \quad (3)$$

Una vez obtenido el punto 2 real, se puede calcular el punto 3 de entrada en el condensador sabiendo la pérdida de presión calculada en la línea de descarga del compresor (correlación de Duckler) y la 3'' (alcance de la temperatura de condensación) trazando desde 3 la isobara (horizontal) hasta la curva de saturación. El punto 4' representa el líquido después de haber recorrido la tubería (se puede obtener la presión de este punto habiendo calculado las pérdidas de presión con la correlación de Darcy-Weisbach). El punto 4 representa el fluido después del subenfriamiento, mientras que el punto 5 corresponde a la entrada en el evaporador después de la expansión en la válvula. Finalmente el punto 6'' representa el fluido refrigerante a la salida del evaporador y el 6 el mismo fluido después del recalentamiento.

Nota: En el apartado de resultados se han evidenciado también los puntos 3''4''m y 56''m, que representan el fluido en el condensador y en el evaporador, respectivamente, a la temperatura media entre la entrada y la salida.

La potencia del compresor se calcula como:

$$P_{cons} [kW] = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (4)$$



La potencia en el condensador de la siguiente forma:

$$P_{cond} [kW] = \dot{m} (h_3 - h_4) \quad (5)$$

La relación de compresión es:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (6)$$

El rendimiento volumétrico es:

$$\eta_{vol} = 1 - e \cdot \varepsilon \quad (7)$$

La frecuencia eléctrica del compresor:

$$\nu [Hz] = \frac{n}{60} \quad (8)$$

La cilindrada es:

$$CIL [cm^3] = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\nu \cdot \eta_{vol}} \cdot 1000 \quad (9)$$

donde v es el volumen específico en dm^3/kg

El COP resulta:

$$COP = \frac{P_{ev}}{P_{cons}} \quad (10)$$



7.4. Resultados

7.4.1. Ciclos

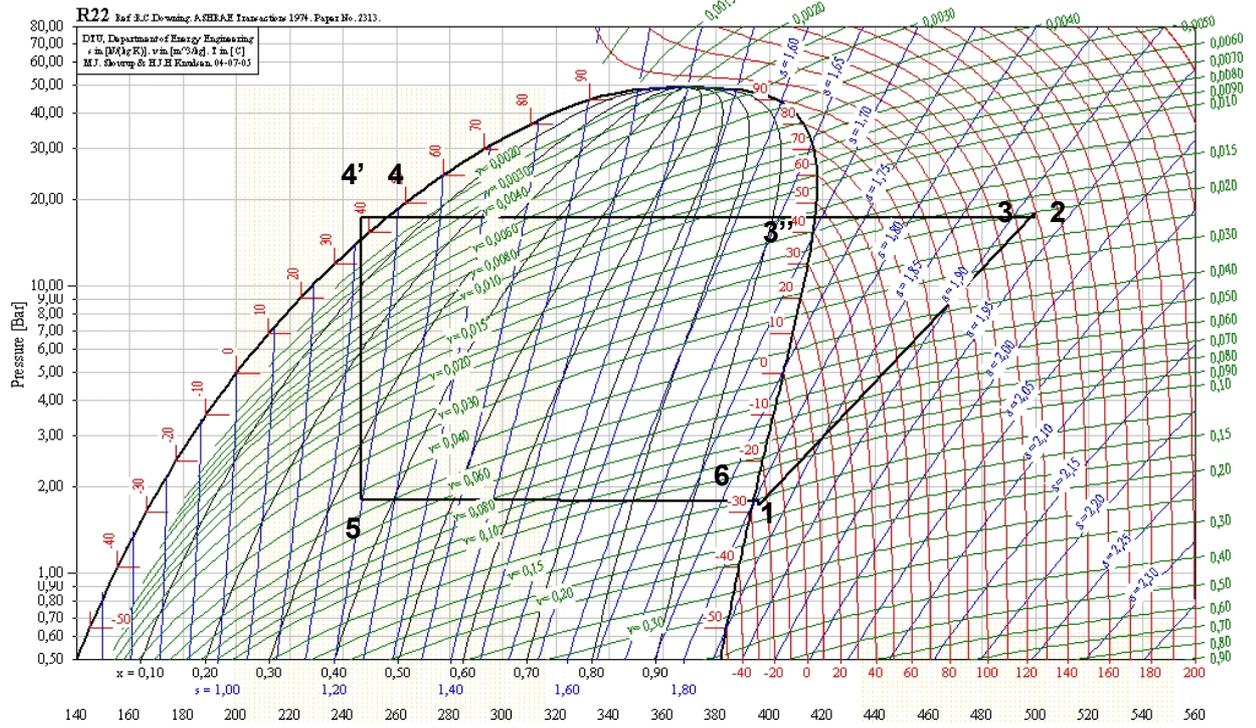


Figura 2: Ciclo del R22



	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,3809	-30,00	162,7963	393,0605	1,8191	
2ideal	17,6197	96,75	17,4839	461,3142	1,8191	
2	17,6197	149,35	21,2529	506,8167	1,9341	
3	17,2103	149,35	21,8030	507,1038	1,9369	
3''	17,2103	45,00	13,3184	415,7327	1,6881	
3''4'm	17,0083	44,50	-	334,9155	1,4341	
4'	16,8079	44,00	0,8968	254,0983	1,1802	
4	16,8079	37,00	0,8726	245,2340	1,1526	
5	1,4741	-32,50	54,9019	245,2340	1,1988	0,3622
56''m	1,4582	-32,75	-	318,2310	1,5032	
6''	1,4425	-33,00	153,3905	391,2280	1,8075	
6	1,4425	-30,00	155,4997	392,9459	1,8146	

Figura 3: Tabla resumen de los puntos del ciclo



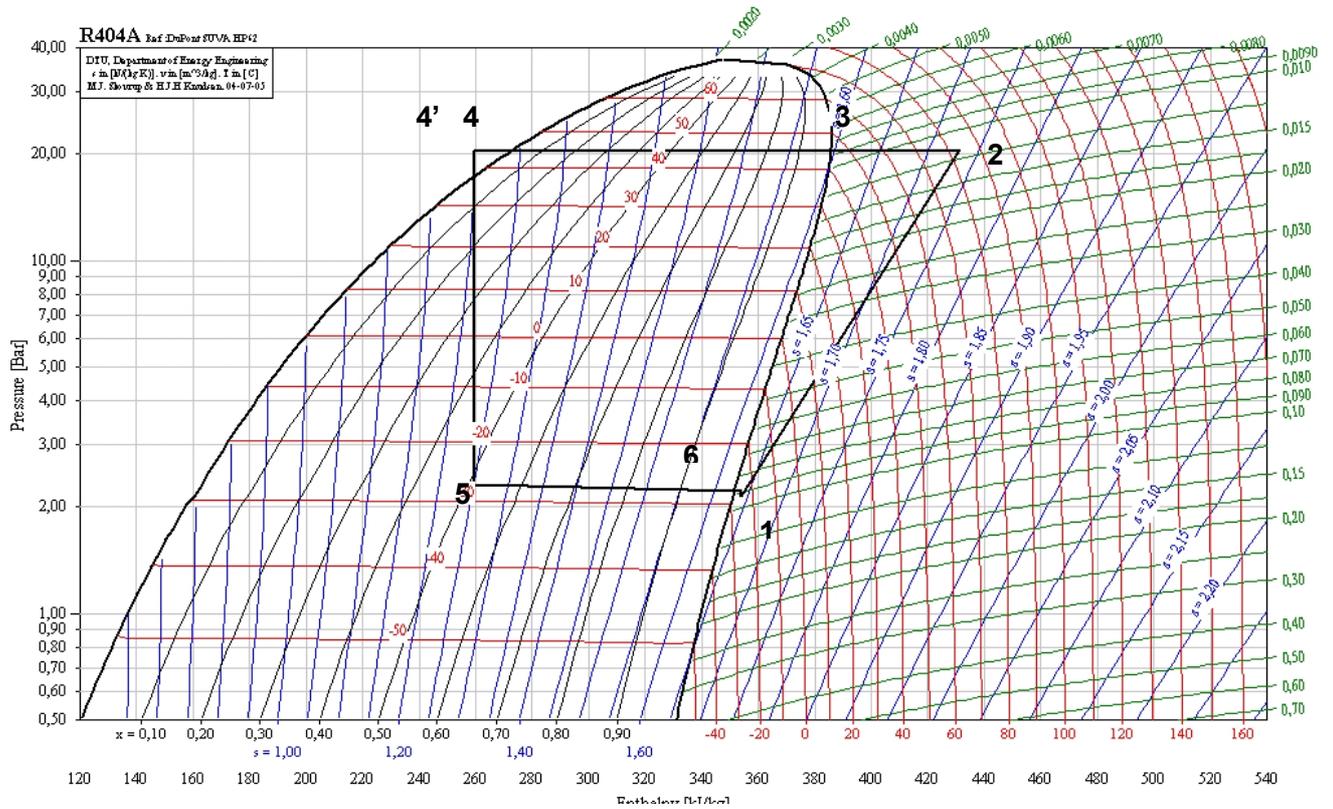


Figura 5: Ciclo del R404A



	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,7278	-30,00	112,6710	349,7534	1,6416	
2ideal	20,9551	60,25	9,7157	401,2227	1,6416	
2	20,9551	88,22	11,8214	435,5355	1,7405	
3	20,4719	88,22	12,1770	436,1481	1,7438	
3''	20,4719	45,00	8,5100	380,8214	1,5803	
3''4'm	20,2334	44,34	-	323,4756	1,4003	
4'	19,9968	43,67	1,0597	266,1298	1,2203	
4	19,9968	36,67	1,0153	254,3764	1,1834	
5	1,8421	-32,83	53,7657	254,3764	1,2407	0,5151
56''m	1,8225	-32,92	-	300,7362	1,4339	
6''	1,8030	-33,00	105,9751	347,0959	1,6272	
6	1,8030	-30,00	107,6531	349,5441	1,6373	

Figura 6: Tabla resumen de los puntos del ciclo



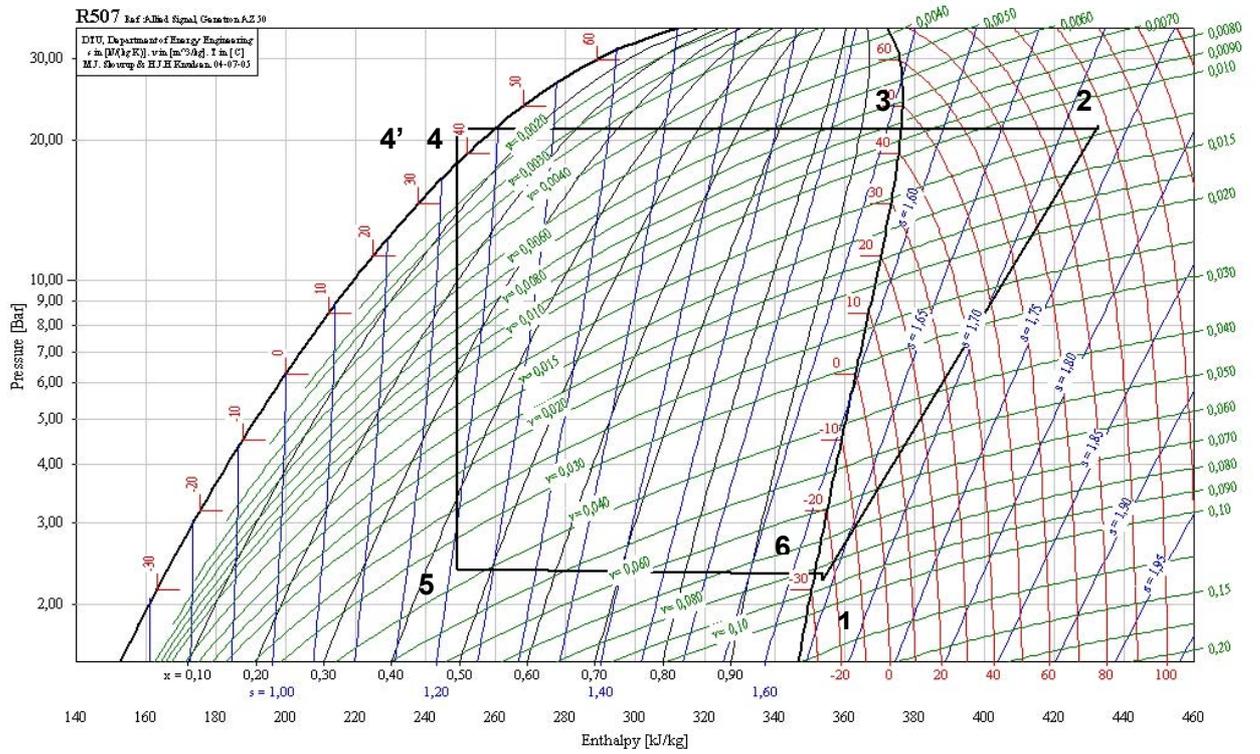


Figura 7: Ciclo del R507



	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,7885	-30,00	106,8414	346,8457	1,6278	
2ideal	21,4666	59,40	9,2179	397,0566	1,6278	
2	21,4666	86,03	11,2461	430,5306	1,7247	
3	20,9684	86,03	11,5917	431,1644	1,7280	
3''	20,9684	45,00	8,0743	377,2547	1,5682	
3''4'm	20,7229	44,50	-	321,2374	1,3922	
4'	20,4793	44,00	1,0448	265,2200	1,2162	
4	20,4793	37,00	1,0022	253,5141	1,1799	
5	1,9057	-32,50	51,2304	253,5141	1,2350	0,5167
56''m	1,8858	-32,75	-	298,8082	1,4241	
6''	1,8660	-33,00	100,4140	344,1022	1,6131	
6	1,8660	-30,00	102,0691	346,6035	1,6234	

Figura 8: Tabla resumen de los puntos del ciclo



7.4.2. Resultados globales

	R22	R404A	R507	R404A (-38°C)	CO ₂
P_{cons}	4,85	5,68	5,66	6,40	0,25
P_{cond}	11,16	12,03	12,02	12,75	
ε	12,75	12,12	12,00	15,09	
m	0,0427	0,0662	0,0677	0,0684	0,2040
h_{vol}	0,49	0,51	0,52	0,40	
CIL	369,95	377,90	362,81	624,10	NO
COP	1,30	1,11	1,11	0,95	

Figura 9: Índices funcionales para los ciclos considerados

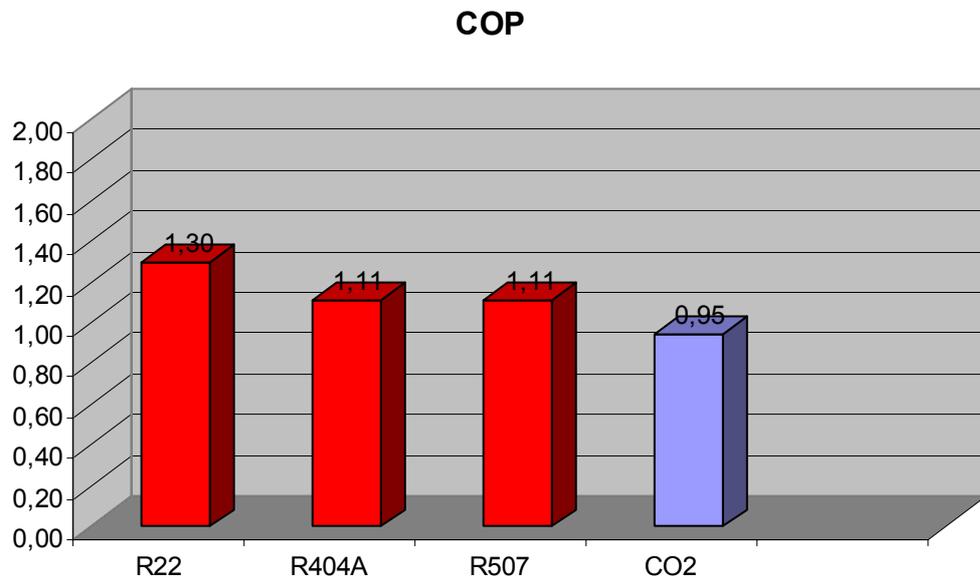


Figura 10: Gráfico comparativo de COP para los ciclos considerados



	R22	R404A	R507	R404A (-38°C)	CO2
D _{aspiración} [in]	1-5/8	1-5/8	1-5/8	NO	2x3/8+1x5/8
D _{descarga} [in]	3/8	3/8	3/8	3/8	NO
D _{impulsión} [in]	1/2	1/2	1/2	NO	2x3/8+1x5/8
A _{tubos} [mm ²]	73269	73269	73269	19783	15351

Figura 11: Datos de tuberías para los ciclos considerados

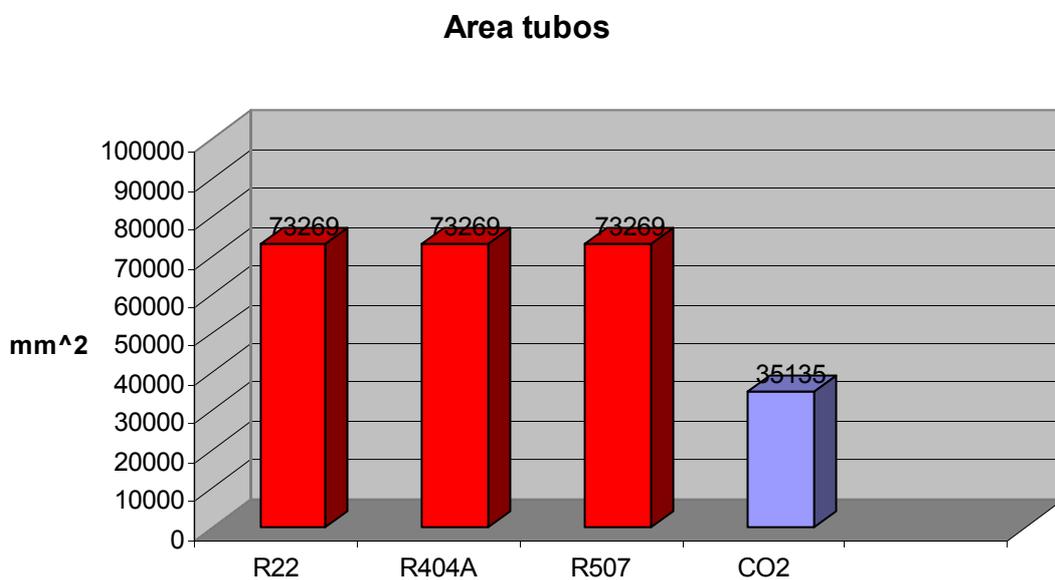


Figura 12: Gráfico comparativo de las tuberías para los ciclos considerados



	R22	R404A	R507	R404A (-38°C)	CO2
M_{total} [kg]	7,71	6,83	7	0,27	6,94

Figura 13: Masa total de refrigerante en las tuberías

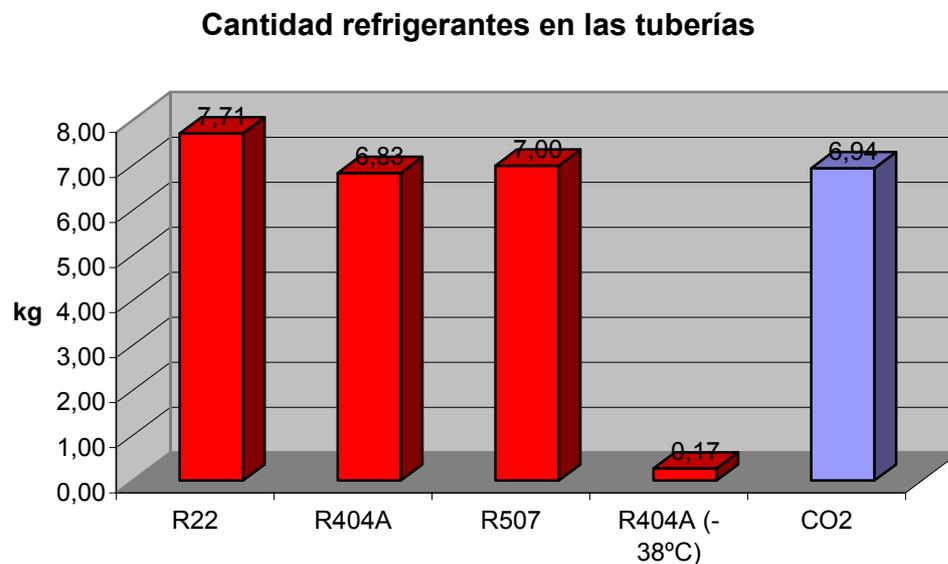


Figura 14: Gráfico comparativo de las cantidades de refrigerante para los ciclos considerados

7.5. Propuestas de mejora para el ciclo primario de la instalación (R404A)

7.5.1. Introducción

El ciclo de etapa simple de R404A consta de un salto térmico muy elevado ($T_{cond} = +45^{\circ}\text{C}$ y $T_{ev} = -38^{\circ}\text{C}$). Por razones constructivas (necesidad de mantener la temperatura del mueble a -23°C) estos dos datos no se pueden modificar, hecho que implica un COP demasiado bajo y por consiguiente un importante coste energético. Por eso se han propuesto tres de las soluciones más utilizadas que se emplean comúnmente para mejorar el rendimiento del sistema. Cada una de estas, a pesar de que añaden componentes al sistema (compresor,



válvula de expansión, separador), garantiza un aumento considerable del COP del circuito primario, y por tanto resulta aún más recomendable la utilización del CO₂ como refrigerante secundario, aunque éste comporte un aumento del consumo eléctrico debido a la utilización de la bomba de impulsión.

7.5.2. Ciclo de doble etapa con inyección parcial

7.5.2.1. Descripción del ciclo

El ciclo se puede esquematizar de esta forma

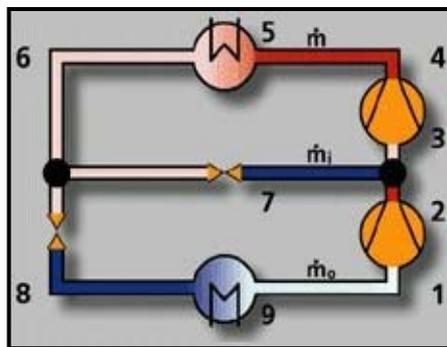


Figura 15: Esquema del ciclo de inyección parcial

A partir del caudal m_b que sale del evaporador en las condiciones del punto 9, el gas sigue la línea de aspiración llegando a las condiciones del punto 1. Aquí es comprimido por primera vez a través del compresor de baja hasta una temperatura intermedia (punto 2). Se inyecta un caudal de fluido m_i (que ha sido previamente expandido a través de una válvula hasta la misma presión intermedia, punto 7) con el fin de conseguir un enfriamiento del gas que circula en las condiciones del punto 3, antes de ser comprimido por el compresor de alta (punto 4). Gracias a esta inyección de fluido más frío la temperatura de salida del gas a alta presión es mucho menor respecto a la compresión en una sola etapa, y por consecuencia también lo es la temperatura de entrada en el condensador después de haber pasado la línea de descarga (punto 5). El caudal total (m_a) de líquido saturado de vapor (punto 6'), una vez subenfriado (punto 6), es dividido en un caudal m_i que se expande hasta la presión intermedia y un caudal m_b que recibe una expansión total hasta el punto 8, y una vez pasada la línea del líquido, entra en el evaporador y sale en las condiciones del punto 9.



7.5.2.2. Metodología utilizada

A partir de la potencia en el evaporador, y conociendo los puntos 8 y 9 (entrada y salida, respectivamente), se puede conocer la cantidad de refrigerante necesario:

$$\dot{m}_b \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \frac{P_{ev}}{h_9 - h_8} \quad (10)$$

La presión intermedia hasta la que se debe comprimir el gas antes de la inyección supone un compromiso entre una presión que se acerque a la óptima y la que garantice al mismo tiempo una relación finita entre la cilindrada de alta y la cilindrada de baja (para tener un número entero de pistones de alta y baja en el compresor). La presión intermedia óptima se obtiene igualando los rendimientos volumétricos de los dos compresores y sabiendo que $p_2 = p_3 = p_{opt}$:

$$\eta_{vol,b} = 1 - e \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad (11)$$

$$\eta_{vol,a} = 1 - e \cdot \frac{p_4}{p_3} \quad (12)$$

$$\eta_{vol,a} = \eta_{vol,b} \rightarrow p_{opt} = \sqrt{p_1 \cdot p_4} \quad (13)$$

Con este valor se procede a la primera iteración, calculando los puntos exactamente igual que con el ciclo simple (búsqueda del punto 2_{is} y cálculo del punto 2 a través del rendimiento isentrópico del compresor de baja).

Los caudales m_a y m_i se calculan resolviendo el sistema del balance másico y energético en la salida del primer compresor:

$$m_b + m_i = m_a \quad (14)$$

$$m_b \cdot h_2 + m_i \cdot h_8 = m_a \cdot h_3 \quad (15)$$

El punto 4 se obtiene trazando la isentrópica desde el punto 3 y aplicando la fórmula del rendimiento isentrópico del compresor:

$$\frac{h_4 - h_3}{h_{4is} - h_3} = \eta_{is,a} \rightarrow h_4 \quad (16)$$



Las pérdidas de carga se calculan con las fórmulas presentadas anteriormente para el cálculo del ciclo simple.

La potencia de los compresores se calcula como:

$$P_{cons,b} [kW] = m_b \cdot (h_2 - h_1) \quad (17)$$

$$P_{cons,a} [kW] = m_a \cdot (h_4 - h_3) \quad (18)$$

La potencia en el condensador es:

$$P_{cond} = m_a \cdot (h_6 - h_5) \quad (19)$$

Las cilindradas son:

$$CIL_a [cm^3] = \frac{m_a \cdot v_1}{v \cdot \eta_{vol,a}} \cdot 1000 \quad (20)$$

A partir de estos valores de la cilindrada, se busca la relación entre ellas más próxima a un número entero (para garantizar un número finito de pistones de alta y de baja). Decidido el nuevo valor, se busca la presión intermedia correspondiente a este nuevo valor de la cilindrada (el programa Excel encuentra la presión intermedia utilizando la aplicación “buscar objetivo”, ver ejemplo). Finalmente se recalculan los parámetros del ciclo encontrando el verdadero valor del COP:

$$CIL_b [cm^3] = \frac{m_b \cdot v_3}{v \cdot \eta_{vol,b}} \cdot 1000 \quad (21)$$

$$COP = \frac{P_{frigorifica}}{P_{cons,b} + P_{cons,a}} \quad (22)$$

A continuación se ha adjuntado, a modo de ejemplo, los pasos del programa para calcular los datos de este ciclo, teniendo en cuenta que, salvo algunas diferencias, son los mismos para las otras dos mejoras descritas más adelante.



Se insertan los datos requeridos para el cálculo del ciclo, copiando el valor de la presión óptima en la casilla correspondiente, y en la tabla dinámica llamada “Incógnita a calcular” se selecciona “Relación de cilindrada” (Figura 16) :

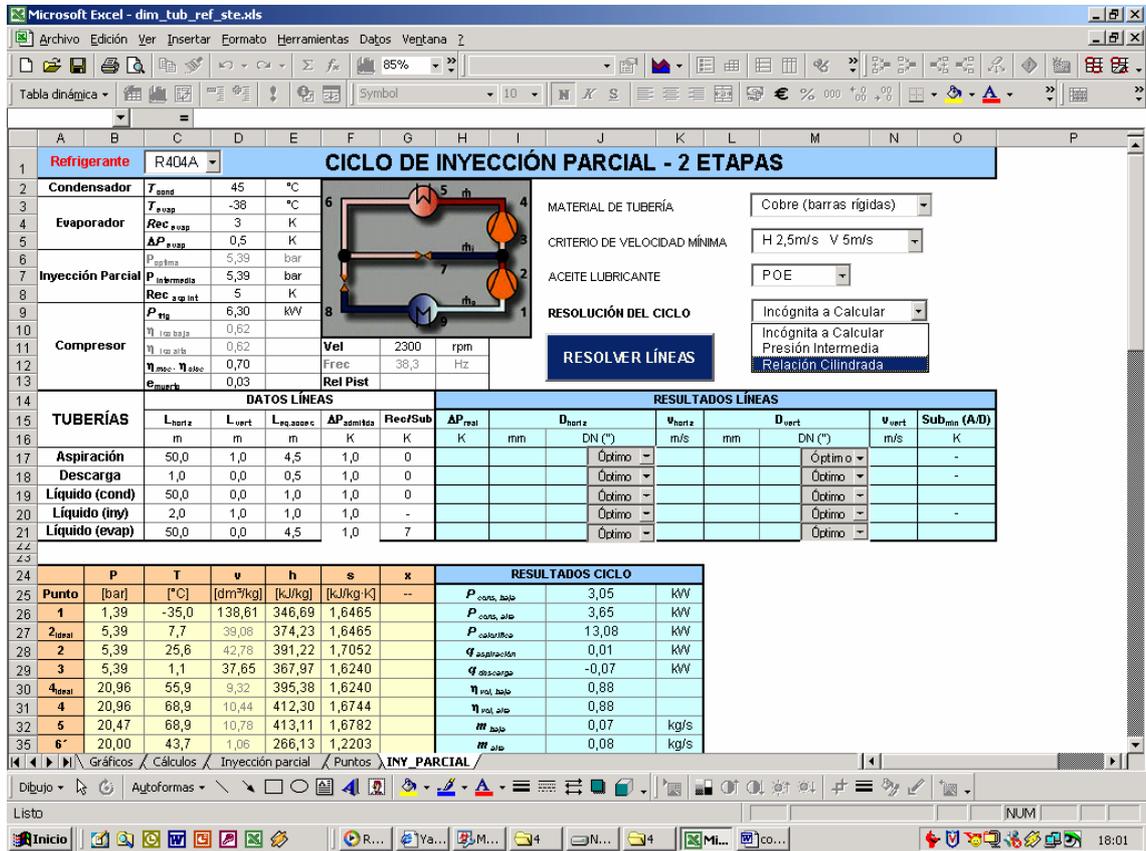


Figura 16: Ejemplo del programa

El sistema calcula el ciclo, proporcionando la relación de cilindrada que corresponde a la presión óptima, que se puede leer en la casilla “Rel Pist”, a la izquierda del botón “Resolver líneas” (Figura 17):



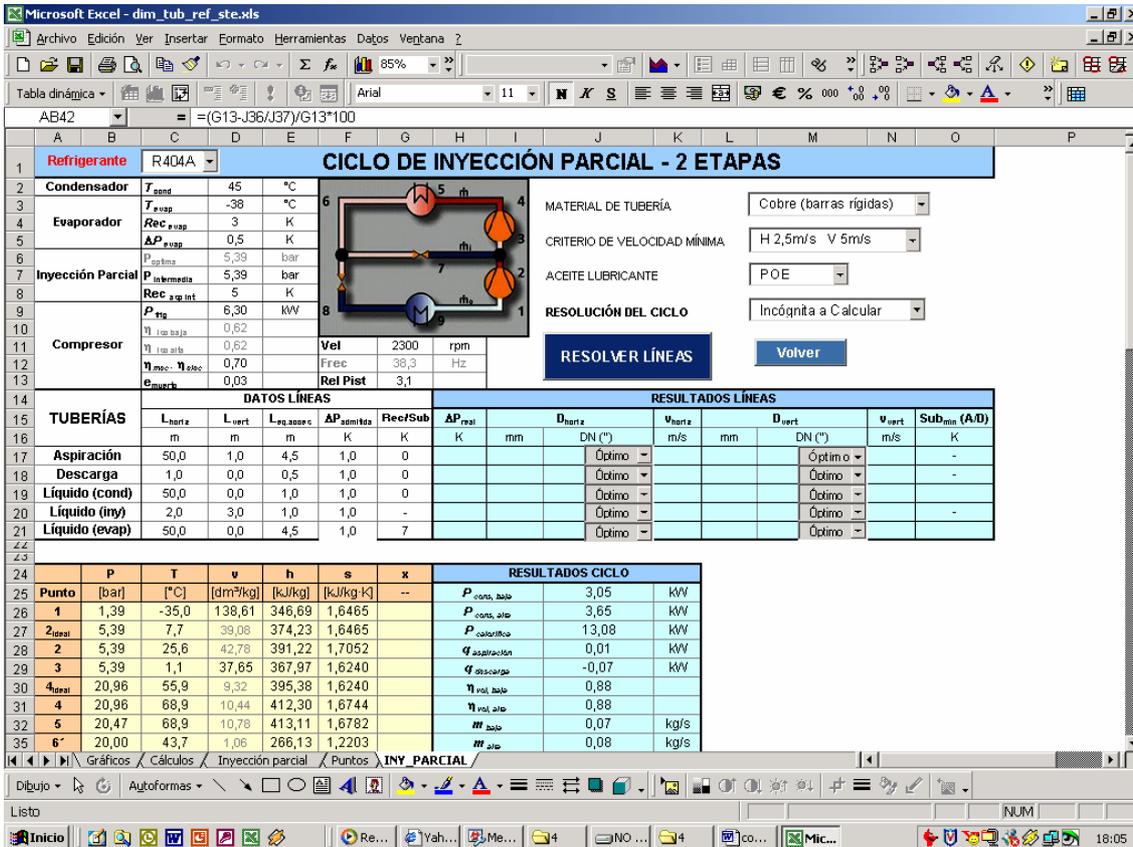


Figura 17: Ejemplo del programa

Como el valor 3,1 no tiene sentido desde el punto de vista constructivo, hay que aproximar este valor a un número entero. Se escribe, por tanto, 3 en esta casilla (quiere decir que se desea poner tres pistones en alta y uno en baja) y se va a recalculer la presión intermedia que corresponde a esta elección (“Incógnita a calcular”, “Presión Intermedia”) (figura 18).



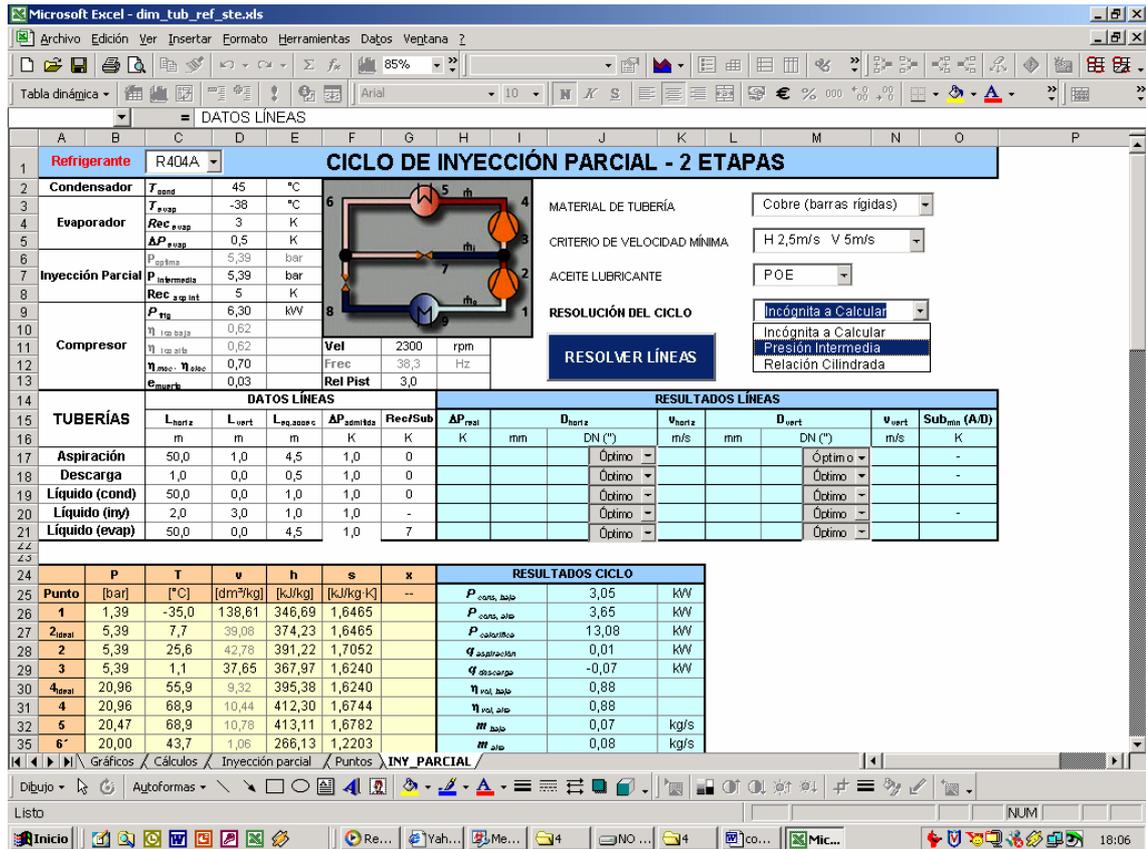


Figura 18: Ejemplo del programa

El sistema va a buscar el valor de la presión intermedia que corresponde a este valor y lo escribe en la casilla correspondiente (Figura 19):



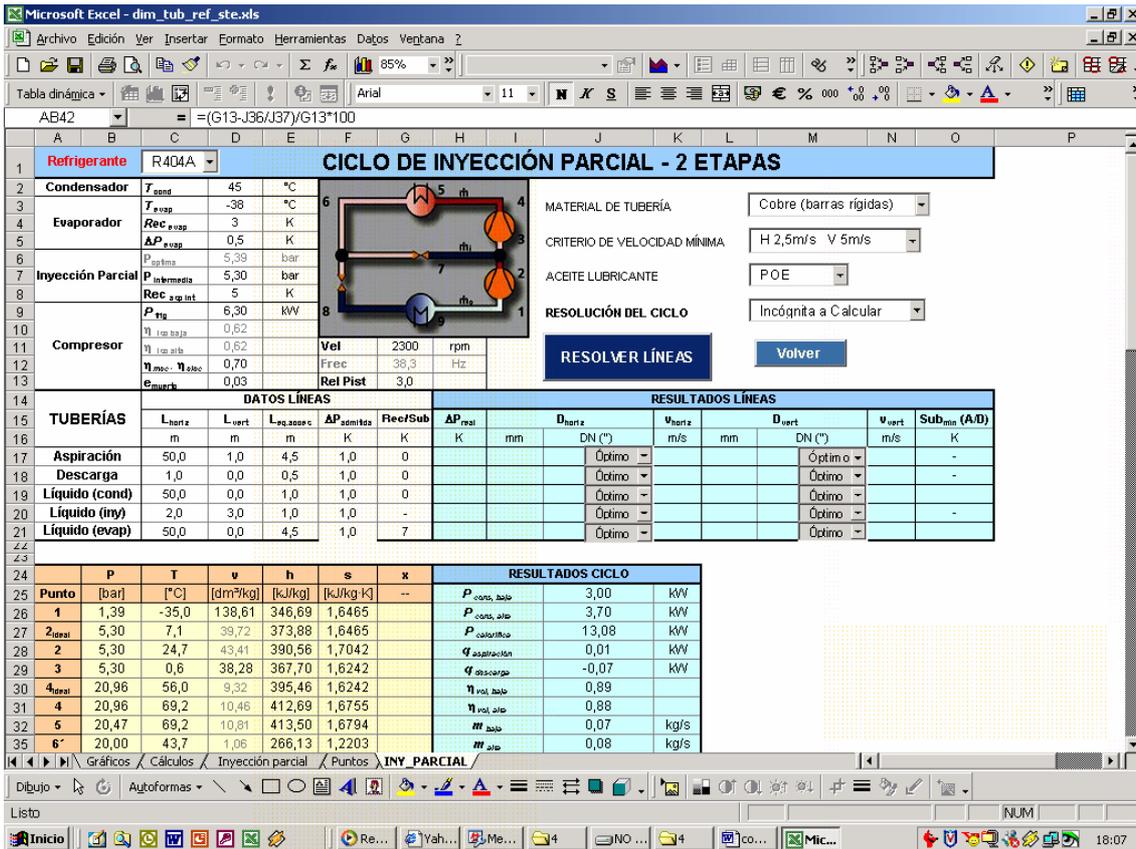


Figura 19: Ejemplo del programa

Ahora que los datos son coherentes se puede activar la macro que calcula los puntos del ciclo y las pérdida de carga mediante la presión del botón “Resolver Líneas” (figura 20):



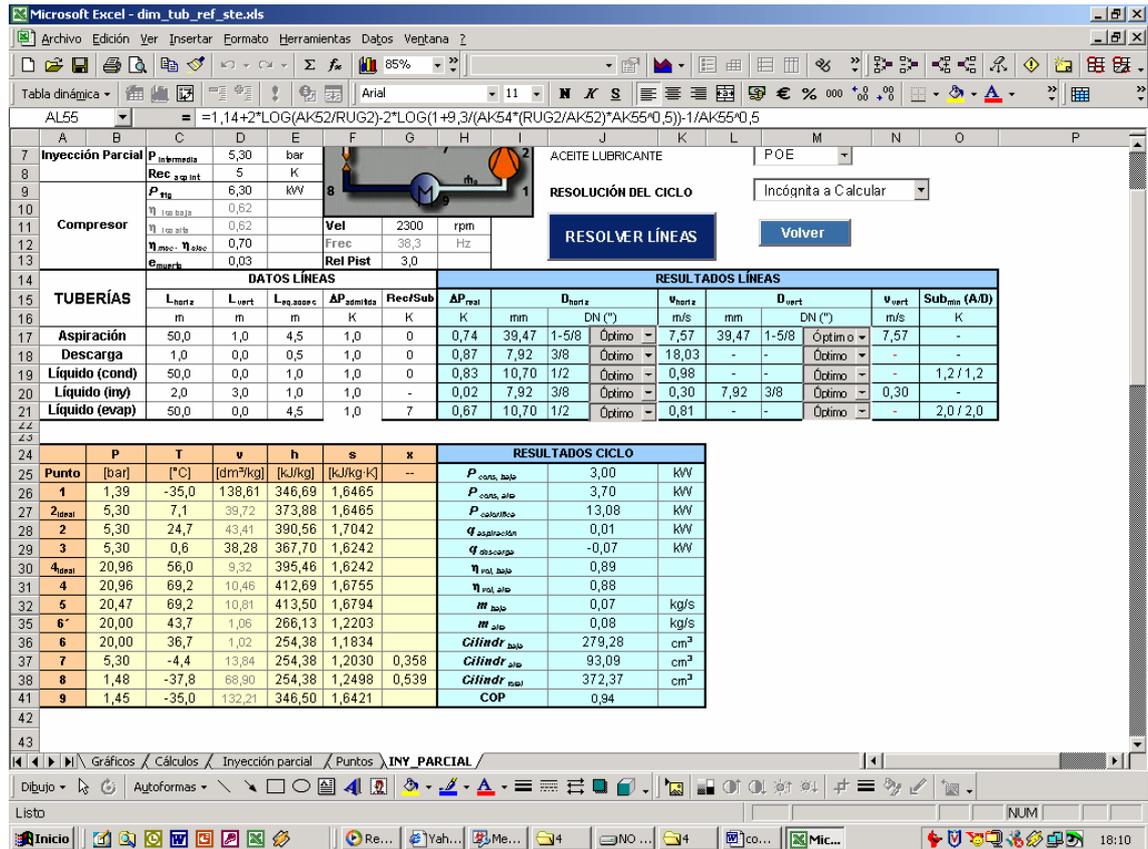


Figura 20: Ejemplo del programa

7.5.3. Ciclo de doble etapa con inyección parcial con economizador

7.5.3.1. Descripción del ciclo

El ciclo se puede esquematizar con la figura 21

El principio en el cual se basa este ciclo es la utilización de un separador en el sistema anterior. Por un lado recibe un caudal de líquido proveniente del condensador y ya expansionado hasta la presión intermedia (calculada según el procedimiento descrito anteriormente); y por el otro, un caudal de líquido saturado de gas y sin expansionar. En el separador se separan las dos fases de manera que un caudal de líquido m_b caiga por gravedad y se expande mediante otra válvula hasta la presión que corresponde a la temperatura de evaporación (presión de baja) mientras que otro caudal m_i (solo gas) sea enviado a mezclarse con el caudal del compresor de baja para enfriarlo. De esta forma, y exactamente como en el caso de una simple inyección parcial, se consigue disminuir tanto la



7.5.4. Ciclo de doble etapa con inyección total

7.5.4.1. Descripción del ciclo

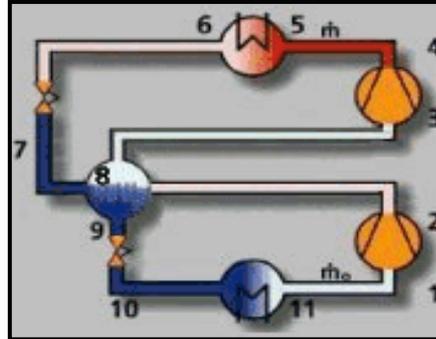


Figura 22: Ciclo de doble etapa con inyección total

El principio en el que se basa este ciclo es en la expansión de todo el líquido hasta la presión intermedia y en la siguiente separación de fases en el separador. De esta manera las ventajas frente al ciclo de inyección parcial con economizador son:

- No se expande todo el gas hasta la presión de baja;
- El 100% del gas a la presión intermedia es introducido en el compresor en la etapa de alta;
- Hay un menor consumo del compresor de baja porque por él circula menos gas;
- Hay menos potencia de refrigeración intermedia;
- Hay menor cantidad de líquido utilizado en ella;
- Hay más cantidad de líquido en el evaporador;

7.5.4.2. Metodología de cálculo

La metodología de cálculo es prácticamente la misma ya descrita en el apartado. 5.5.2.2, y por lo tanto se omite.



7.5.5. Resultados

7.5.5.1. Ciclo de doble etapa con inyección parcial

	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,3882	-35,00	138,6098	346,6875	1,6465	
2ideal	5,3038	7,10	39,7201	373,8755	1,6465	
2	5,3038	24,69	43,4107	390,5557	1,7042	
3	5,3038	0,60	38,2771	367,6954	1,6242	
4ideal	20,9551	55,96	9,3222	395,4607	1,6242	
4	20,9551	69,24	10,4605	412,6938	1,6755	
5	20,4719	69,24	10,8080	413,5043	1,6794	
5''	20,4719	45,00	8,5100	380,8214	1,5803	
5''6'm	20,2334	44,34	--	323,4756	1,4003	
6'	19,9968	43,67	1,0597	266,1298	1,2203	
6	19,9968	36,67	1,0153	254,3764	1,1834	
7	5,3038	-4,40	13,8444	254,3764	1,2030	0,3581
8	1,4847	-37,83	68,8970	254,3764	1,2498	0,5388
89''m	1,4681	-37,91	--	299,2452	1,4409	
9''	1,4516	-38,00	130,1711	344,1139	1,6320	
9	1,4516	-35,00	132,2070	346,5041	1,6421	

7.5.5.2. Ciclo de doble etapa con inyección parcial con economizador



	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,3883	-35,00	138,6053	346,6873	1,6465	
2ideal	5,0828	5,65	41,3774	372,9785	1,6465	
2	5,0828	22,53	45,0510	388,8806	1,7019	
3	5,0828	-0,69	39,9225	366,9948	1,6248	
4ideal	20,9529	56,09	9,3370	395,6557	1,6248	
4	20,9529	70,06	10,5259	413,7170	1,6785	
5	20,4719	70,06	10,8720	414,5117	1,6823	
5''	20,4719	45,00	8,5100	380,8214	1,5803	
5''6'm	20,2334	44,34	--	323,4756	1,4003	
6'	19,9968	43,67	1,0597	266,1298	1,2203	
6	19,9968	36,67	1,0153	254,3764	1,1834	
7	5,0828	-5,69	14,7556	254,3764	1,2042	0,3662
8	5,0828	-5,42	32,9853	336,1236	1,5104	0,8462
9	19,9968	-2,69	0,8612	196,4224	0,9866	
10	1,4847	-38,04	31,2464	196,4224	1,0029	0,2406
10,11''m	1,4681	-38,02	--	270,2681	1,3175	
11''	1,4516	-38,00	130,1711	344,1139	1,6320	
11	1,4516	-35,00	132,2070	346,5041	1,6421	

7.5.5.3. Ciclo de doble etapa con inyección total



	P	T	v	h	s	x
Punto	[bar]	[°C]	[dm ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg·K]	--
1	1,3883	-35,00	138,6053	346,6873	1,6465	
2ideal	5,7368	9,80	36,8257	375,5308	1,6465	
2	5,9226	29,32	39,2296	393,9400	1,7070	
3	5,5544	1,37	36,4240	367,8391	1,6213	
4ideal	20,9551	55,26	9,2560	394,5116	1,6213	
4	20,9551	67,72	10,3408	410,8057	1,6700	
5	20,4719	67,72	10,6881	411,6332	1,6739	
5''	20,4719	45,00	8,5100	380,8214	1,5803	
5''6'm	20,2334	44,34	--	323,4756	1,4003	
6'	19,9968	43,67	1,0597	266,1298	1,2203	
6	19,9968	43,67	1,0597	266,1298	1,2203	
7	5,7368	-1,95	14,7133	266,1298	1,2442	0,4129
8	5,7368	-1,63	34,4046	364,4937	1,6067	1,0000
9	5,7368	-9,17	0,8626	197,1342	0,9543	
10	1,4847	-38,04	31,7104	197,1342	1,0060	0,2442
10,11''m	1,4681	-38,02	--	270,6241	1,3190	
11''	1,4516	-38,00	130,1711	344,1139	1,6320	
11	1,4516	-35,00	132,2070	346,5041	1,6421	



7.5.5.4. Comparación a nivel energético

	Inyección	Economizador	Total
$P_{\text{cons,b}}$	3,00	1,77	1,99
$P_{\text{cons,a}}$	3,70	3,35	3,51
P_{cond}	13,08	11,49	11,87
$h_{\text{vol,b}}$	0,89	0,89	0,87
$h_{\text{vol,a}}$	0,88	0,88	0,89
m_b	0,07	0,04	0,04
m_a	0,08	0,07	0,08
CIL_b	279,28	170,51	174,89
CIL_a	93,09	85,25	87,44
COP	0,94	1,23	1,15

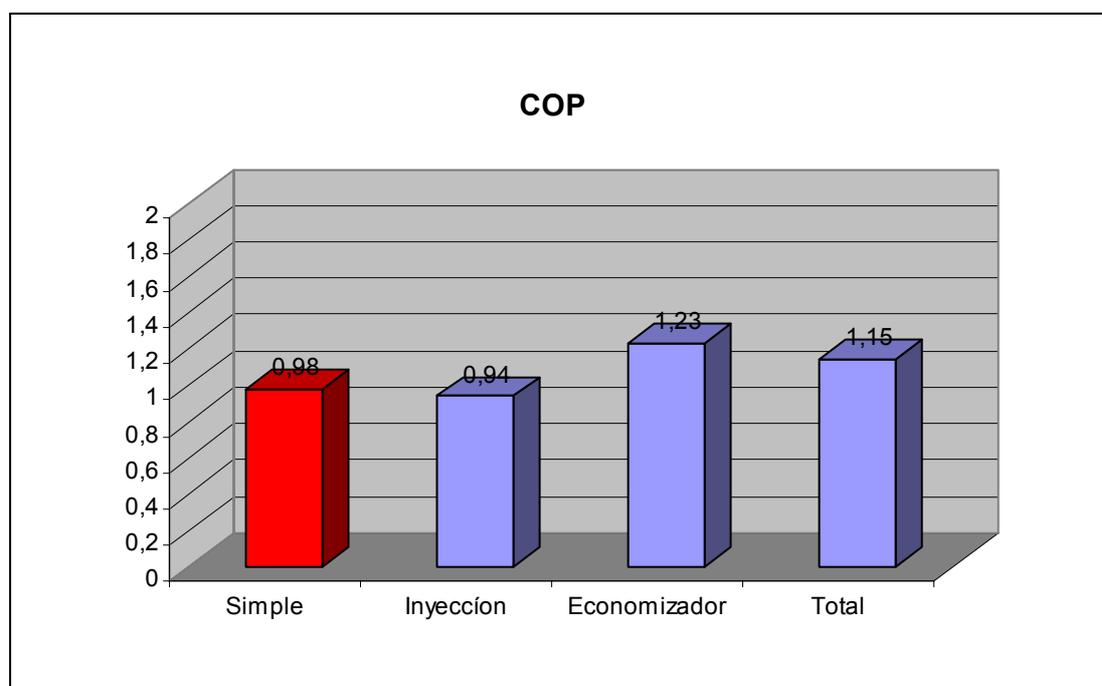


Figura 23: Comparación de los COP para las diferentes soluciones



8. Impacto ambiental de la utilización del CO₂ como refrigerante secundario

8.1. HFC's y calentamiento del planeta

El "Global Warming Potential" (GWP) es comúnmente utilizado para estimar la influencia de las sustancias en general, y en concreto de los refrigerantes, respecto al calentamiento del planeta. Desde el punto de vista analítico, el GWP representa la cantidad de calor en forma de radiación que 1 kg de sustancia es capaz de atrapar en la atmósfera respecto a 1 kg de CO₂ (que como se sabe, es el gas que más es responsable del calentamiento del planeta con un 60%, mientras que los refrigerantes son responsables de un 20%).

La tabla de la figura 1 resume los GWP para los principales refrigerantes de tipo HFC.

Como es evidente, cualquier refrigerante HFC tiene un impacto sobre el calentamiento del planeta mucho más elevado que el CO₂.



Sector	Formula química	GWP
HFC-23	CHF₃	11700
HFC-32	CH₂F₂	650
HFC-125	CHF₂CF₃	2800
HFC-134a	CH₂FCF₃	1300
HFC-143a	CH₃CF₃	3800
HFC-152a	CF₃CHFCF	140
R404A	(44% HFC-125,	3260
	4% HFC-134a,	
	52% HFC-143a)	
R407C	(23% HFC-32,	1525
	25% HFC-125,	
	52% HFC-134a)	
R-410A	(50% HFC-32,	1725
	50% HFC-125)	
R-507	(50% HFC-125,	3300
	50% HFC-143a)	

Figura 1: GWP de algunos refrigerantes



8.2. Protocolo de Kyoto y sus consecuencias

El protocolo de Kyoto ha dado un ulterior impulso al interés hacia los refrigerantes naturales. En efecto, no se limita a indicar todos los HFC's (sin ninguna exclusión) como "green house gases" (Kyoto Protocol, Anexo C) (gases responsables del calentamiento global), sino que indica explícitamente que todas las naciones participantes deben:

- Emitir leyes que regulen y tasen el uso de todos los gases responsables del calentamiento global del planeta;
- Asistir y financiar la búsqueda hacia nuevas formas de energía más limpia;
- Intercambiar informaciones y tecnologías para la rápida difusión de las mismas en todas las naciones participantes.

Después del protocolo de Kyoto han sido varias las acciones que los diferentes países han tomado en relación al problema de los "green house gases"; en particular, Dinamarca ha aprobado una ley que tasa no solo las emisiones, sino también el uso y poseso de los HFC's (aunque estos no sean emitidos en el medio ambiente). En Holanda, en cambio, la "STEK regulation" constituye otro paquete de leyes destinado a reducir las emisiones de HFC's, especialmente en la refrigeración industrial y comercial (supermercados).

Por otra parte, en el contexto del "European Climate Change Programme" la industria y las autoridades europeas han trabajado juntas para tomar una serie de iniciativas en favor de la sustitución de los HFC's. En particular, en Dinamarca hay acuerdos con las mayores industrias del frío para eliminar definitivamente, a partir del 2007, los HFC's de las grandes plantas de refrigeración, y reducir la cantidad de los "greenhouse gases" en un 21 % por el 2010 (mucho más del 5% requerido por el Protocolo de Kyoto). En Enero de 2003 se inauguró en Vejle (Dinamarca) el primer restaurante del mundo "HFC's free", con la presencia de miembros del gobierno y de las más altas instituciones del mundo industrial.

La última noticia es la alianza entre COCA-COLA, MC DONALD y UNILEVER (Bruselas, 22 junio 2004) para acabar con los HFC's en todos sus equipos de refrigeración. La división de helados de Unilever se comprometió a fabricar, a partir de 2005, cabinas que mantengan en buen estado los helados y que no dispongan de HFC, una vez que ha procedido a la renovación de 14.000 unidades. Por su parte, Coca-Cola retirará o modificará alrededor de diez millones de máquinas expendedoras de bebidas en todo el mundo para que no emitan HFC. Mientras, McDonald's se comprometió a hacer cambios en 30.000 de sus restaurantes de comida rápida para modificar once unidades de refrigeración en cada uno de ellos, entre ellas los sistemas de aire acondicionado y los frigoríficos de ensaladas y bebidas. Los



proveedores de las tres compañías tendrán que adaptar igualmente sus tecnologías, utilizando para el proceso de refrigeración hidrocarburos naturales, y CO₂ en particular.

8.3. Seguridad en la sala de máquinas: otra ventaja del CO₂ respecto a los HCF's. Simulación de una fuga en la instalación del supermercado.

Los refrigerantes naturales no solo no son aconsejables en relación al calentamiento del planeta, sino también por aspectos de seguridad. Los límites fijados por la OSHA para el R404A son mucho más altos respecto a un refrigerante tradicional o amoníaco, pero siguen siendo más bajos respecto al CO₂.

La OSHA define el R404A como "hazardous" (peligroso), recomendando el uso de medidas de precaución estrictas en la sala de máquinas, y prescribiendo una serie de ayudas de primeros auxilios en caso de contacto con ojos, inhalación o contacto con piel, e insiste que la mezcla de líquido y vapor presente en un recipiente a presión no debe ponerse en contacto con el aire, ni en caso de test, para detectar eventuales fugas o escapes.

A continuación se expone una simulación de las consecuencias en la sala de máquinas si hubiera un escape del recipiente de R404A (si hubiera un circuito tradicional) comparándolas con las consecuencias de un eventual escape de CO₂ de su recipiente a presión.

8.3.1. Escape en el recipiente de R404A

El estudio del fenómeno de la evaporación de un líquido o de un gas licuado, por fuga y derrame accidental, se puede realizar mediante modelos matemáticos para predecir la intensidad de evaporación, en unas determinadas situaciones que conducen a la formación de una nube cuyos efectos dependerán de la magnitud de la evaporación. Dicho estudio del fenómeno requiere conocer el tipo de líquido derramado, las condiciones y tipo de emisión, el sustrato y el área de confinamiento en que se derrama.

Esta situación se da cuando se produce una fuga y derrame por fallo del recipiente contenedor, accesorio, equipo o conducción de un gas licuado a presión. La temperatura inicial del líquido es la ambiental si el depósito está en equilibrio térmico con el medio ambiente. El gas licuado que escapa y se derrama, está normalmente a una temperatura superior a su temperatura de ebullición a presión atmosférica.

Al producirse la pérdida de contención, el gas licuado sufre un descenso súbito de su presión de almacenamiento (la presión de vapor correspondiente a la temperatura de



almacenamiento) hasta la presión atmosférica. Esto da lugar a una evaporación súbita, también llamada evaporación *flash*, que al mismo tiempo puede arrastrar una cantidad considerable de líquido en forma de aerosol (pequeñas gotas). Una parte de esas gotas puede volver a caer al suelo en forma de lluvia (rain out), debido al enfriamiento y condensación, y otra parte se evaporará a causa de la absorción de calor procedente del aire ambiente que se mezcla con la emisión de fluido (*Turmo Emilio, Evaporación de gases licuados a presión, Nota Técnica de Prevención*).

Esta evaporación ocurre por una expansión rápida que se puede considerar adiabática, es decir sin transferencia de calor con su medio circundante. El calor necesario para la evaporación (calor latente de evaporación) es extraído del exceso de energía del propio líquido que sufre un descenso de temperatura, desde la existente en el momento del derrame T_0 , hasta la de ebullición a presión atmosférica T_{eb} .

La masa inicial evaporada se puede calcular del balance de energía, en que se iguala la cantidad de calor necesario para la evaporación con la cantidad de calor proporcionado por la masa de gas licuado, obteniendo la expresión (1):

$$m_v = m_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{C_p \cdot (T_0 - T_{eb})}{h_v}} \right] \quad (1)$$

donde

- m_v = masa vaporizada en la evaporación rápida inicial (kg);
- m_0 = masa inicial de gas licuado (kg);
- C_p = calor específico del gas licuado [J/(kg.K)];
- h_v = calor latente de vaporización del gas licuado [J/kg];
- T_0 = temperatura inicial del gas licuado (K);
- T_{eb} = temperatura de ebullición del gas licuado (K);

El valor de la fracción vaporizada $f_v = m_v/m_0$ suele ser muy inferior a los valores observados experimentalmente, lo cual se debe principalmente al arrastre de líquido en forma de gotas pequeñas (aerosol). La formación de este aerosol aumenta la masa total de gas licuado que se incorpora a la nube y afecta a las características de ésta, aumentando su densidad aparente y causando un enfriamiento adicional (por evaporación de las gotas de aerosol que roban calor del aire entremezclado, y que puede conducir a la condensación de la humedad



del aire atmosférico). La predicción fiable del grado de formación de aerosol es difícil, requiriendo modelos complicados del proceso. Kletz propone una estimación simplificada, sugiriendo que la fracción procedente del aerosol iguala a la evaporación inicial, con lo que un valor aproximado de la fracción líquida que pasa a formar la nube inicial se considera igual a $2f_v$. En la bibliografía especializada se citan trabajos experimentales en que no queda gas licuado remanente tras la evaporación inicial, a pesar de que la fracción teórica vaporizada era solamente el 20% (y en algunos casos el 10%). En ausencia de cálculos más sofisticados, el criterio más conservador sería admitir que toda la masa vertida se incorpora a la nube, excepto para los casos en que el cálculo de la fracción teórica vaporizada sea inferior al 10-20%, en cuyo caso se podría aplicar la corrección sugerida por Kletz.

8.3.1.1. Caso 1: Refrigeración con R404A

En el caso de refrigeración con el R404A se parte de los siguientes datos

m_0	11,27	kg
T_0	45	°C
T_{ev}	-46,4600	°C
h_v	113,1600	kJ/kg
c_p	1,304	kJ/kgK
ρ	116,009	kg/m ³

Teniendo en cuenta que:

- El volumen de la sala de máquinas es 60 m³ (anexo C)
- El factor de Kletz para estimar la cantidad de líquido evaporado procedente del arrastre de las gotas es $f_v=2$;

Se obtiene una cantidad de líquido vaporizado instantáneamente de 0,126 m³, que corresponde a 2105 ppm, valor que supera el TLW establecido de la OSHA de un 110,5%. A ese valor se debe añadir el líquido no evaporado en la evaporación instantánea que cae al



suelo y sigue evaporándose, dependiendo de las condiciones de este último y de la radiación solar.

8.3.1.2. Caso 2: Refrigeración con R404A y CO₂ como secundario

En el apartado 1.3 se ha visto como en la instalación hay un pequeño recipiente que contiene aproximadamente 4,7 kg de R404A. Haciendo las mismas hipótesis, se llega a una cantidad de líquido vaporizado instantáneamente de 0,052 m³, que corresponde a 878 ppm. El valor permanece en este caso por debajo de los límites previstos de la OSHA.

8.3.2. Escape en el recipiente de CO₂

Para el CO₂ no se puede utilizar la misma metodología que se ha utilizado con el R404A por las dos siguientes razones:

- El CO₂ está almacenado a una temperatura inferior a la ambiente (-33°C) y la fórmula considera el caso de un almacenamiento a temperatura y presión superiores a las del ambiente;
- El punto crítico del CO₂ es a una presión de aproximadamente 5 bar, considerablemente superior a la presión ambiente.

Los estudios ya citados del profesor Lorentzen admiten que en un eventual derrame de líquido en una tubería o en un recipiente contente CO₂, aproximadamente el 50% del gas licuado a presión vaporiza, mientras que la parte restante solidifica en forma de nieve. A estos estudios hay que añadir la publicación ASRHAE (capítulo 2.2.4 de la memoria) que ha evidenciado cómo, en presencia de un pequeño fallo en una tubería de líquido, habría una inmediata solidificación de líquido que taponaría el agujero producido.

Sin embargo, poniéndose en el caso de un derrame importante y haciendo la suposición de una evaporación del 50% del CO₂, se obtiene una cantidad evaporada de 0,26 m³, que corresponde a 4347 ppm. Este valor es inferior al límite previsto por la OSHA.



9. Algunos estudios sobre la utilización del CO₂ como refrigerante

9.1. El CO₂ en los equipos de aire acondicionado de automóviles.

Más de veinte millones de nuevos coches al año están equipados con aire acondicionado, y el número seguirá aumentando. Hasta ahora estas unidades han trabajado con refrigerantes CFC12 exclusivamente, y el vertido anual a la atmósfera está estimado entre 120000 y 150000 toneladas, mucho más que cualquier otra campo de aplicación de la refrigeración. Actualmente hay una rápida conversión al R134a, y eso ya resuelve parte del problema, aunque no totalmente, ya que aumentará en un futuro próximo el porcentaje de efecto invernadero total causado por los coches de un 15-20%. El instituto del Kuldeteknikk empezó a investigar hace años, desarrollando una unidad de aire acondicionado para coches que funciona con CO₂, presentando una solución completa y definitiva al problema ambiental.

Variando la descarga del compresor varía el consumo de energía y la potencia de refrigeración, y esto debería ser regulado a la hora de buscar un COP cerca del máximo. Cuando la necesidad lo requiera, la capacidad puede ser aumentada mas allá de su valor normal gracias a un ulterior aumento de la presión, siempre que se esté dispuesto a pagar un precio en términos de potencia consumida. Esta es una ventaja importante por el hecho de que normalmente el compartimiento del pasajero se encuentra en una situación de sobrecalentamiento. El tiempo de enfriamiento disminuye, la dimensión del sistema puede ser más pequeña le lo que normalmente es requerido y el gasto total energético disminuye.

Es esencial un separador de líquido en combinación con un intercambiador de calor interno para las siguientes funciones:

- Permitir un cierto exceso de líquido como reserva para el evaporador, para simplificar el sistema de control y aumentar la transferencia de calor;
- Bloquear o entregar una carga extra de refrigerante para la regulación de la presión de alta a través de la válvula flotante;



- Guardar una cantidad de líquido suficiente para cubrir las necesidades bajo todas las posibles condiciones laborables;
- Medir una cantidad adecuada de lubricante para el compresor a través de un tubo capilar o una válvula flotante en la línea de aspiración;
- Garantizar un volumen de gas suficiente para evitar golpes de presión excesivos cuando la planta está sometida a condiciones de temperatura exterior muy altas.

En este mismo instituto se demostró que este nuevo sistema trabaja correctamente bajo todas las condiciones que pueden ocurrir en el uso práctico. El rendimiento energético es competitivo con los otros sistemas utilizados. A este resultado contribuyen tanto el excelente rendimiento del compresor como el eficiente intercambio térmico.

Muchos fueron los estudios que siguieron este ejemplo. En respuesta al Protocolo de Montreal y a la consecuente reglamentación, la misma industria del aire acondicionado puso en marcha una serie de iniciativas para introducir nuevos refrigerantes que remplazaran los CFC's y los HCFC's. Además, preocupaba el riesgo en la utilización del R134a a causa de su impacto sobre el calentamiento de la superficie terrestre (alto valor de GWP, alrededor de 1300 veces la del dióxido de carbono). El objetivo de todos los estudios era demostrar que los sistemas con CO₂ pueden tener un COP comparable con los de R134a. Un nivel de eficiencia similar es muy importante porque el impacto ambiental de un refrigerante sobre el cambio climático se determina no solo por la radiación infrarroja del refrigerante mismo (valor indicado directamente por el GWP) sino también por la radiación infrarroja del dióxido de carbono emitido quemando el fuel fósil que se necesita para hacer funcionar el sistema de aire acondicionado (efecto indirecto influenciado por el sistema de aire acondicionado). A inicios de los '90, Lorentzen y Pettersen por un lado, y Kruse y Strommen por otro, desarrollaron y probaron un prototipo de aire acondicionado para automoción con CO₂. Utilizaron como referencia un sistema de aire acondicionado disponible en la industria (y que funcionaba con R12) y construyeron un prototipo de CO₂ con capacidad de refrigeración parecida. El sistema de CO₂ tiene un intercambiador de calor con línea de líquido / línea de descarga para transferir calor entre el CO₂ de alta presión que deja el enfriador, y el CO₂ a baja presión que deja el evaporador. La válvula de expansión es controlada manualmente. Para marcar la capacidad de refrigeración fueron ajustados el volumen de desplazamiento y la velocidad del compresor. Las dimensiones externas de los intercambiadores de calor aire-refrigerante fueron idénticas para los dos sistemas; sin embargo el evaporador de CO₂ tenía una superficie exterior mayor del 25% que la del evaporador de R12, y el gas del CO₂ tenía una superficie lado aire mayor del 35%. Los autores demostraron cómo estos dos sistemas tenían rendimientos parecidos.



Desde el '94 hasta el '97, cinco fabricantes europeos de coches y cuatro proveedores participaron en el proyecto RACE (“refrigeration and automotive climate systems under environmental aspects”) para investigar la oportunidad real de utilizar el CO₂ como un refrigerante para los sistemas de aire acondicionado en la automoción. Gentner presentó algunos resultados de este proyecto a modo experimental, mostrando cómo los sistemas de CO₂ daban unos valores aceptables de capacidad de refrigeración, consumo de energía, además de valores de TEWI bastante menores comparados con los tradicionales sistemas de R134a. Notó que los sistemas de CO₂ requerían un espacio adicional pero que el peso adicional de estos acondicionadores no influían en exceso sobre el consumo de fuel. Gentner concluyó que el CO₂ guardaba sorpresas como refrigerante alternativo para las aplicaciones en el campo del automoción. Reconoció que la industria del automóvil tenía que seguir en el desarrollo de equipo de aire acondicionado con CO₂, siempre que estos tuvieran prestaciones comparables en todos los aspectos.

McEnaney presentó resultados experimentales sobre un prototipo de sistema de aire acondicionado con CO₂ comparado con un sistema comercial con R134a. El sistema de CO₂ utilizaba una válvula manual de medición. El evaporador y enfriador eran intercambiadores de calor con micro tubos de última generación desarrollados por Pettersen, mientras que los intercambiadores de calor de R134a eran de tecnología convencional. Los volúmenes externos de los evaporadores eran idénticos para los dos sistemas con el evaporador de CO₂ (20% más grande en el lado aire). El enfriador del CO₂ tenía un 23% menos de volumen externo y un 28% menos en el lado aire respecto al condensador de R134a. Los resultados de las pruebas indicaron que el prototipo de CO₂ tenía unas prestaciones comparables con el R134a tanto en la fase de arranque como en la de funcionamiento normal.

Boewe investigó el impacto de los intercambiadores de calor sobre el COP y la capacidad frigorífica del CO₂. Hicieron pruebas sin el intercambiador y con tres diferentes intercambiadores de longitud de 1, 1,5, y 2 metros (0,5, 0,7 y 0,9 kg en peso). El uso del intercambiador aumentó tanto el COP cuanto la capacidad de refrigeración, aunque con gastos mayores en términos de altas temperaturas a la descarga del compresor.

Preissner presentó estudios experimentales por un prototipo de aire acondicionado por automoción de CO₂ y R134a. La diferencia más grande entre este estudio y los del pasado es que esta vez el evaporador y condensador de R134a eran intercambiadores de calor basados en la última tecnología (y similar a la de los intercambiadores de CO₂) y que fue utilizado un intercambiador de calor también en el sistema del R134a (y no solo en el CO₂ como en los estudios anteriores). Su mayor descubrimiento fue que la capacidad frigorífica de los sistemas de CO₂ iba desde un -13% hasta un +20% respecto a los sistemas de R134a.



Bhatti exploró muchas posibilidades para mejorar el COP del R134a. Las estrategias de aumento incluyeron un aumento de la eficiencia del compresor, un aumento de la eficiencia del condensador, una disminución de la caída de presión en el lado aire y una disminución de la circulación de aceite. Con estas modificaciones Bhatti quiso sostener que el sistema de R134a era el más pragmático para el aire acondicionado de automoción.

Otro estudio que cabe destacar sobre la análisis de sistemas de aire acondicionado para automoción es el de Brown-Motta (Catholic University of America, Washington D.C.). Ese estudio evalúa las prestaciones de dos sistemas (con CO₂ y con R134a) utilizando modelos teóricos. El sistema de R134a es de tipo tradicional (configuración estándar con compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador) mientras que el sistema de CO₂ está equipado con un cambiador de calor y su línea de líquido y descarga. El análisis demostró que el CO₂ tiene un COP inferior al R134a. La diferencia de COP depende de la velocidad del compresor, la capacidad frigorífica del sistema y la temperatura ambiente; como mayor sea la velocidad del compresor y la temperatura ambiente, mayor será la diferencia entre el COP. Para un compresor de 1000 RPM, el COP del CO₂ es más bajo en un rango que va desde el 21% (T=32.2 °C) hasta el 34% (T=48.9). A la misma velocidad y con una temperatura ambiente inferior, esta diferencia de COP será más baja; sin embargo, a altas velocidades y temperaturas ambiente, esta diferencia de COP será menor. Los cálculos de generación de entropía demuestran que el CO₂ tiene unas prestaciones un poco mejor que el R134a en el evaporador, pero significativamente peores en el gas intercambiador y el condensador. Esta generación de entropía en el gas intercambiador es la primera causa de las prestaciones inferiores del CO₂ y son inmejorables en los intercambiadores de calor con flujo cruzado.

9.2. El CO₂ en la refrigeración comercial

El término “refrigeración comercial” incluye una gran variedad de equipos, desde las pequeñas unidades autosuficientes de menos de 1 kW hasta los sistemas extensivos y complejos de grandes supermercados y almacenes de frío, con diferentes niveles de temperatura y un consumo de potencia de varios centenares de kW. La mayoría de estos equipos utilizan aún refrigerantes como R12 y R502 y las fugas a la atmósfera son considerables. Es por tanto necesario un cambio hacia sistemas menos agresivos con el medio ambiente.

El sistema de refrigeración para un supermercado grande puede ser bastante complejo y no puede considerar entre sus alternativas la utilización del amoníaco, porque en cuanto haya una fuga, aunque pequeña, dejaría un fuerte olor en el aire y podría causar ansiedad y



pánico entre los presentes. Hay una tendencia en algunos países de resolver este problema utilizando una central de amoníaco en un lugar encerrado (la sala de máquinas) y un refrigerante secundario como glicol o salmuera de cloruro de calcio para distribuirlo en la zona de acceso de los consumidores. Esto puede funcionar para temperaturas alrededor delde 0 °C (frescos) pero es menos realizable para unidades congeladas, a causa de la elevada viscosidad de las salmueras comerciales. Algunos proveedores utilizan pequeños agregados de R22 con una carga muy limitada para los congeladores, enfriando sus condensadores con salmuera desde el sistema central.

Es también posible utilizar un líquido en estado de evaporación como un refrigerante secundario en circulación forzada a través de una bomba. En un documento del *International Institute of Refrigeration Pearson* se describe el uso del CO₂ líquido para realizar sus experimentos en un almacén de congelados en Escocia. Un trabajo similar se ha desarrollado en Trondheim, Noruega (prof Lorentzen), llegando a diseñar un sistema como el de figura 1:

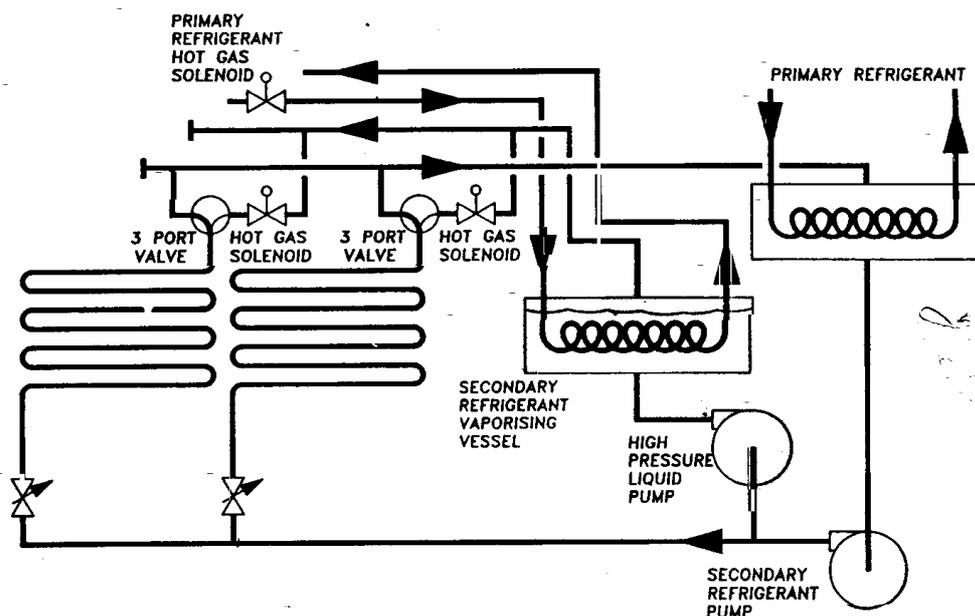


Figura 1: Equipo experimental de refrigeración con CO₂

El equipo de trabajo de Trondheim llegó a la conclusión que, como cada supermercado necesita siempre por lo menos dos niveles de temperatura, esto puede naturalmente ser



arreglado utilizando dos circuitos separados de CO₂. Es también posible, como por el sistema de salmueras antes descrito, utilizar una bomba de circulación para el circuito de fresco en combinación con una pequeña unidad de compresor de CO₂ descentralizada por el circuito de congelados. Otra posible solución es utilizar un compresor central de CO₂ para un circuito a baja temperatura en una disposición a cascada. La disposición más conveniente dependerá del número de unidades de refrigeración, capacidad y condiciones locales.

Hesse y Kruse propusieron un sistema de refrigeración en cascada utilizando CO₂ con amoníaco, donde el amoníaco se utiliza en la etapa de alta y el CO₂ en la de baja, de manera que la presión de trabajo es similar a la de los sistemas de refrigeración convencionales. Debería recordarse además que en un sistema en cascada se deberían utilizar dos o mas compresores, según el número de refrigerantes utilizados.

Otra solución (descrita de Stoecker) es permitir una presión alta de trabajo a través de un sistema de auto cascada, donde el CO₂ es utilizado como el fluido principal de trabajo y otro refrigerante, con una presión de vapor mucho más baja, es utilizado para enfriar el fluido de trabajo a través un intercambiador de calor interno.

Un sistema de auto cascada que utiliza mezclas de CO₂ con R134a fue recientemente investigado por S.G. Kim y M.S.Kim. El sistema es descrito en la figura 2 (mientras el diagrama P-h es descrito en la figura 3)

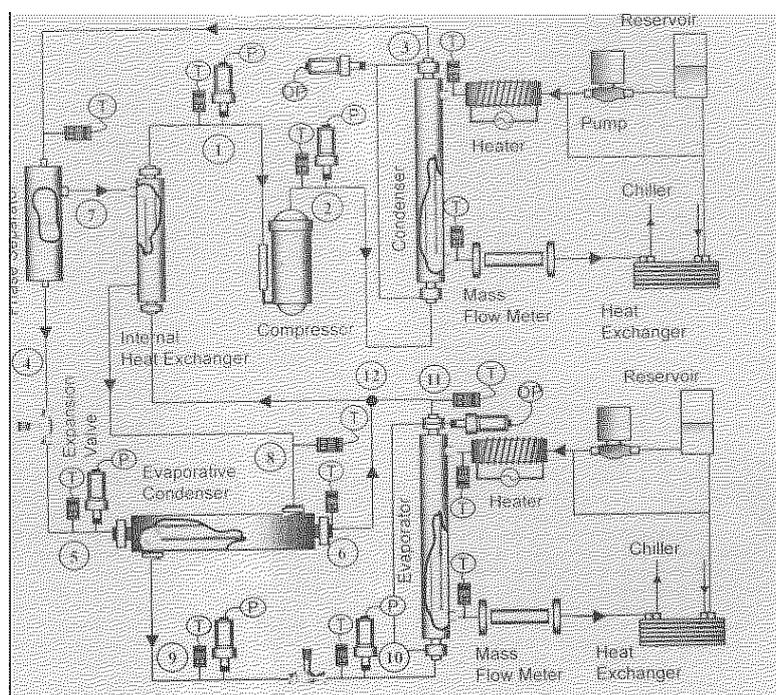


Figura 2: Sistema de Kim & Kim



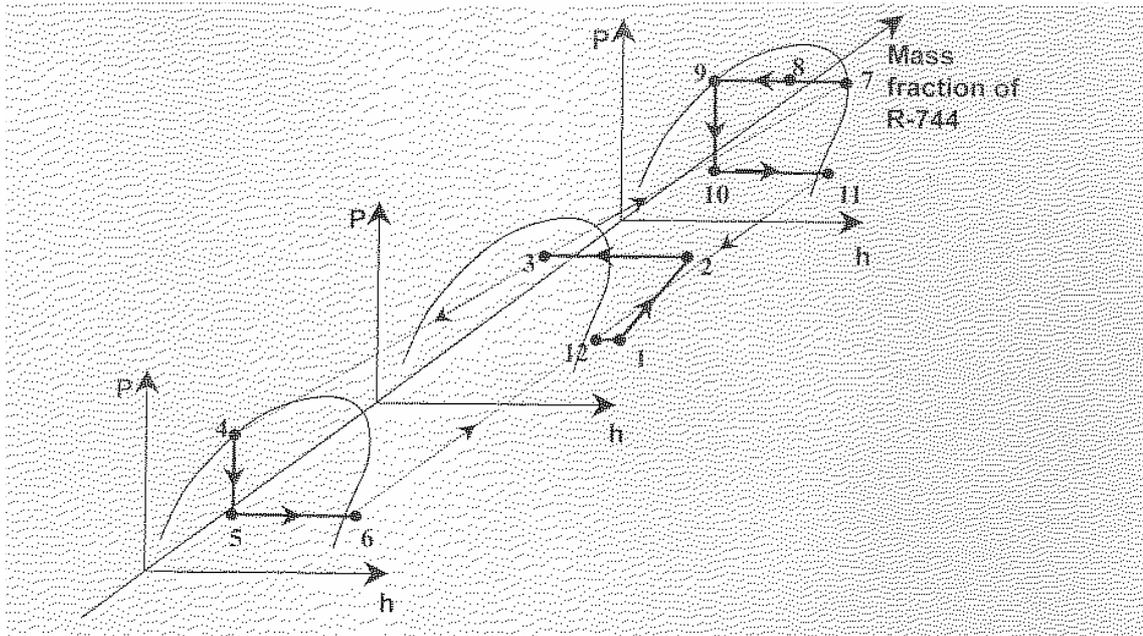


Figura 3: Diagrama p-h

El punto 1 representa la entrada del compresor. Después de la compresión en el punto 2, la mezcla de refrigerante es enfriada en el condensador, pero solo parcialmente condensada hasta el punto 3 a través del disipador de calor, cuya temperatura está próxima a la temperatura ambiente, en cuando que el punto de las burbujas de la mezcla es mucho más bajo que el de la temperatura ambiente. En un separador de fase, la fase líquido en el punto 4 tendrá una composición diferente respecto a la fase vapor del punto 7, y cada fase seguirá fluyendo a través de diferentes etapas. El flujo másico de cada etapa dependerá de manera considerable del título en el separador de fase, que significa que un título bajo en la salida del condensador implicará un flujo másico más grande en la fase del líquido en el condensador. Entonces, el título en la salida del condensador debería ser bien determinado para mantener un balance energético adecuado en el condensador. Además, la diferencia de temperatura debería ser suave para transferir el calor necesario para condensar la fase vapor, evaporando el refrigerante a baja temperatura en el condensador. Los refrigerantes en las diferentes fases de líquido y vapor tienen diferentes composiciones, por lo que dos diagramas P-h que corresponden a la composición global de cada fase describen cada proceso de transferencia de calor. La fase de líquido es expandida desde el punto 4 hasta una más baja temperatura (punto 5) y entra en el condensador evaporativo para enfriar la fase vapor en el separador de fase. Esta corriente fluye a través de un lado del condensador evaporativo, vaporizando y saliendo ligeramente sobrecalentado (punto 6). La fase vapor es condensada desde el punto 7 al punto 8 en el intercambiador de calor interno. Ahí, la mezcla



bifásica del dióxido de carbono condensa al otro lado del condensador evaporativo ,saliendo como líquido saturado o como líquido ligeramente subenfriado en el punto 9. Esta fracción de mezcla de refrigerante es entonces expandida en una situación de presión y temperatura más bajas (punto 10). Se convierte en vapor sobrecalentado (punto 11) en el evaporador absorbiendo calor del fluido secundario y se mezcla con el refrigerante que llega desde el condensador evaporativo (punto 6). A veces, el estado es descrito por el punto 12 después de la mezcla. La temperatura del refrigerante mezclado sube hasta el punto 1 a través de un intercambiador de calor con el refrigerante en forma de vapor que llega desde el separador. El compresor recibe el refrigerante a baja presión desde el intercambiador de calor interno y cierra el ciclo. Las presiones de salida del condensador evaporativo y el evaporador deberían igualarse lo antes posible aunque las temperaturas de las dos corrientes no siempre serán las mismas.

Las conclusiones a las que se llegó estudiando las prestaciones de este sistema de auto cascada que utiliza la mezcla zeotrópica de refrigerante fueron :

- La capacidad de refrigeración y el COP disminuyen a medida que la temperatura de entrada al condensador del fluido secundario aumenta, mientras que aumenta la potencia del compresor;
- Al aumentar la fracción másica de CO₂ aumentan la capacidad de refrigeración y la potencia del compresor, mientras que disminuye el COP;
- El mérito del sistema de auto cascada es el de mantener la presión de trabajo relativamente baja;
- El COP supone una desventaja de este ciclo y las investigaciones deberán buscar maneras de mejorarlo en el futuro.

