

TÍTULO: *Alternativas en Sistemas de Refrigeración con CO₂ para Distribución Alimentaria*

AUTOR/ES: Ibón Vadillo, Director Soporte Técnico Refrigeración Industrial
Félix Sanz: Director Técnico de Refrigeración y A/C en España y Portugal

PONENTE/ES: Ibón Vadillo

EMPRESA/ORGANISMO: Danfoss S.A

1. Introducción

Con este trabajo se pretende proporcionar una imagen de los distintos sistemas de refrigeración y su interés en cuanto a eficiencia e impacto ambiental.

La necesidad de realizar instalaciones minimizando dicho impacto es cada vez mayor, tanto por exigencia en la gestión de gases fluorados con efecto invernadero como por la demanda de mayor eficiencia energética. El uso de HFC's en sistemas con tasas de fugas elevados representa un valor muy significativo sobre el impacto total durante la vida de la instalación. A modo de ejemplo se muestra el siguiente gráfico:

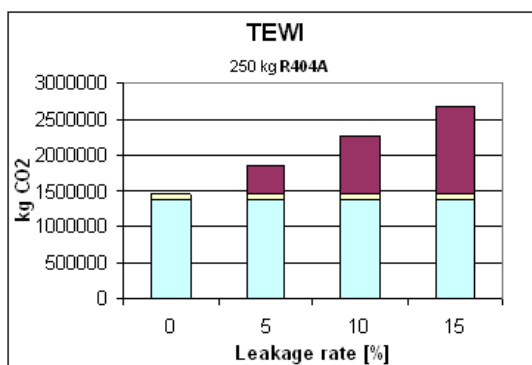


Fig 1: Representación TEWI, supermercado medio

Ejemplo:

Una planta de refrigeración de un supermercado medio:
Superficie: 1000 - 1500 m²
Refrigerante: R404A
Carga Refrigerante: 250 kg
Capacidad refrigeración: 100 kW

- Leakage
- Recovery/recycling
- Power consumption

El marco Europeo respecto a los gases fluorados es cada vez más restrictivo, países como Dinamarca o Noruega ya presenta impuestos que gravan el uso de HFC's incluso existe una limitación de carga que obliga a diseñar con refrigerantes naturales. En otros países como Alemania se apuesta por incentivar la eficiencia energética y el uso de refrigerantes naturales, mientras que a nivel general de Comunidad Europea se camina hacia la reducción en el uso de HFC's con alto GWP y a minimizar la tasa de fugas de los sistemas de refrigeración.

En el marco Español, aún no se ha producido un cambio de tendencia, el sistema de referencia general es el R404A con expansión directa. No obstante en un mercado Europeo las nuevas exigencias nos afectan y se deben tener en

cuenta. Por ello es relevante el estudio y análisis de las distintas alternativas así como la experiencia adquirida en otros países que por sus exigencias legales se han visto forzados al cambio. Esto debe suponer una ventaja para la introducción de nuevas soluciones de refrigeración.

El trabajo se centra principalmente en aplicaciones de Supermercados, dónde se emplean casi en exclusiva HFC's. Se trata de mostrar soluciones que pueden resultar interesantes en nuestro país, y establecer referencias comparativas respecto al sistema habitual de expansión directa con R404A.

El estudio comparativo de diferentes sistemas es un trabajo complicado y con numerosos factores que afectan el resultado final. Básicamente se pueden plantear dos tipos de planteamientos:

1. Cálculos termodinámicos
2. Medición en campo del consumo de energía y la carga frigorífica

Para la medición en instalaciones, lo primero e indispensable es la existencia de supermercados en España con la suficiente variabilidad de sistemas y cantidad para un estudio estadístico riguroso; de otra manera la comparativa entre distintas soluciones no es representativa.

En la actualidad en España no disponemos de suficientes instalaciones para este tipo de estudio, y las mediciones deben abarcar un periodo significativo de tiempo para no estar sujeto a importantes diferencias climáticas. Además existirán desviaciones por diferencias en tecnología de productos, perfiles de cargas frigoríficas y su influencia sobre el rendimiento, zonas climáticas y demás factores.

La medición en campo es una información muy valiosa pero para ser útil en una comparación requiere un gran volumen de datos.

El primer método, uso de cálculos termodinámicos, por el contrario presenta la ventaja de no estar sujeto a parámetros incontrollables, podemos comparar sistemas exactamente con las mismas condiciones de carga, condiciones climáticas, y demás factores. Esto es muy importante a la hora de valorar las tendencias de cada tipo de sistema y establecer comparativas que nos orienten en la idoneidad de un sistema u otro. Por ello es el sistema elegido para este estudio.

2. Sistema de referencia

El paso inicial para una comparativa es establecer un sistema de referencia al cual podamos referenciar el resto de alternativas. En el campo de distribución alimentaria, supermercados, el sistema de mayor implantación es el R404a con expansión directa.

Por tanto el sistema de referencia elegido es expansión directa de R404a tanto para baja como media temperatura con centrales independientes.

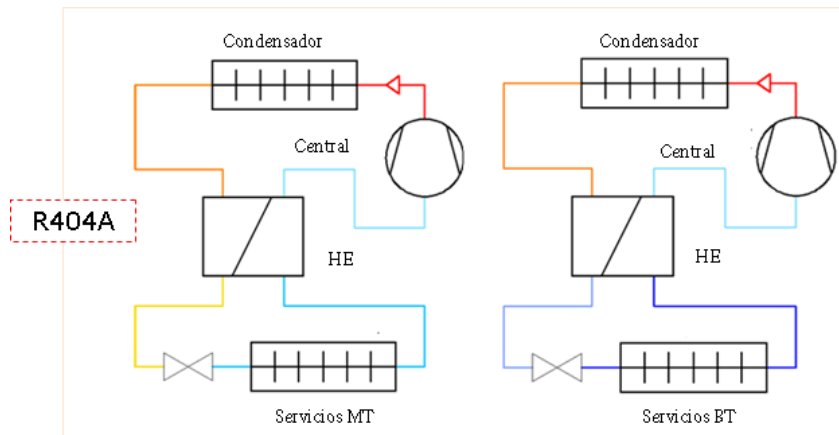


Fig 2: Esquema de principio del sistema de referencia

Las condiciones son un gran supermercado con una potencia frigorífica de 500kW para servicios de media temperatura y 100kW para baja temperatura. Se ha planteado mediante condensación por aire para abarcar los distintos rangos de temperaturas de condensación.

Las condiciones de diseño y funcionamiento para los diferentes sistemas se indican a continuación:

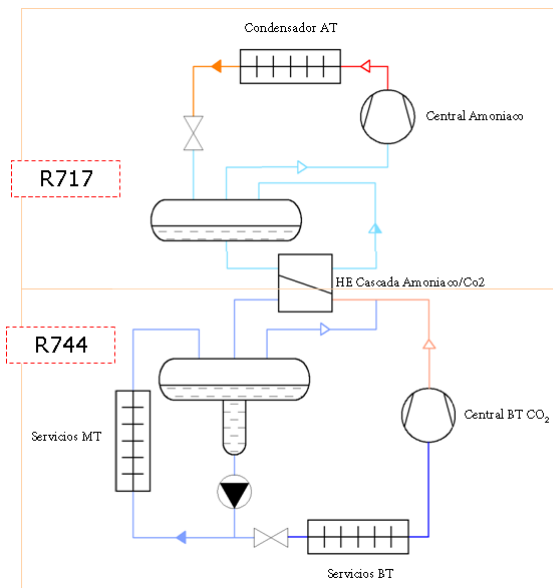
CONDICIONES INICIALES				
Potencia Media Temperatura	500kW	Temp. Servicios MT	0°C	
Potencia Baja Temperatura	100kW	Temp. Servicios BT	20°C	
	HFC/CO ₂	Glicoles...	Amoniaco	
ΔT evaporadores	10K	10K	Tasa de Bombeo	3,5
ΔT condensadores	10K	10K	Subenfriamiento	2K
ΔT cascada	4K	6K	ΔP aspiración	1K
Subenfriamiento	2K		ΔP descarga	0,8K
Recalentamiento	8K		CO ₂	
Recalentamiento no útil	3K		ΔT condensadores	10K
ΔP aspiración	1K		Temp. Salida Gas Cooler	5K
ΔP descarga	0,8K			
Rendimiento Isoentrópico	0,65			
Pérdidas calor compresores	10%			

Tabla 1: Condiciones iniciales de funcionamiento para los sistemas

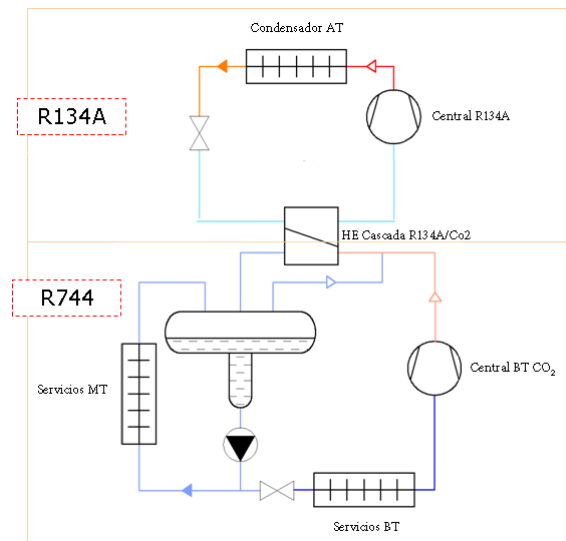
Las alternativas que se han valorado para la comparativa son las siguientes:

1. Sistema Referencia: **R404A** en expansión seca con centrales independientes
2. Central de **NH3** inundado con **CO2** bombeado para MT y expansión seca BT
3. Central de **R134A** con **CO2** bombeado para MT y expansión seca BT
4. Central en **NH3** inundado con **PG** para MT y **CO2** expansión seca BT
5. Central en **R404A** con **PG** bombeado para MT y **CO2** expansión seca BT
6. Central en **R290** con **PG** bombeado para MT y **CO2** expansión seca BT
7. Sistema en Cascada **R134A** expansión seca MT y **CO2** para BT
8. Sistema en Cascada **R404A** expansión seca MT y **CO2** para BT
9. Sistea Booster de **CO2**

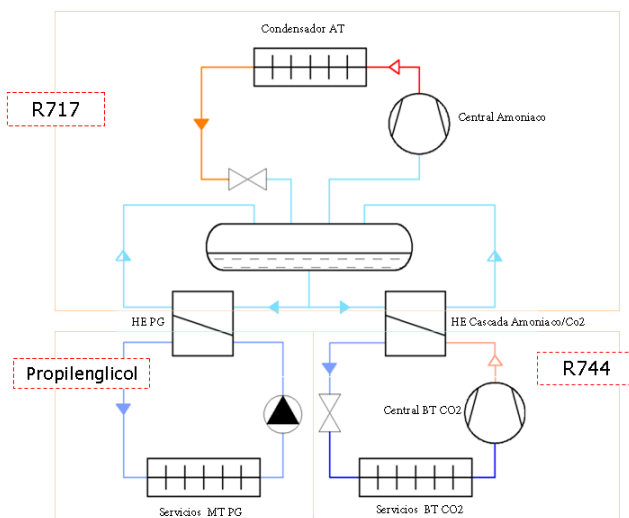
SISTEMA 2



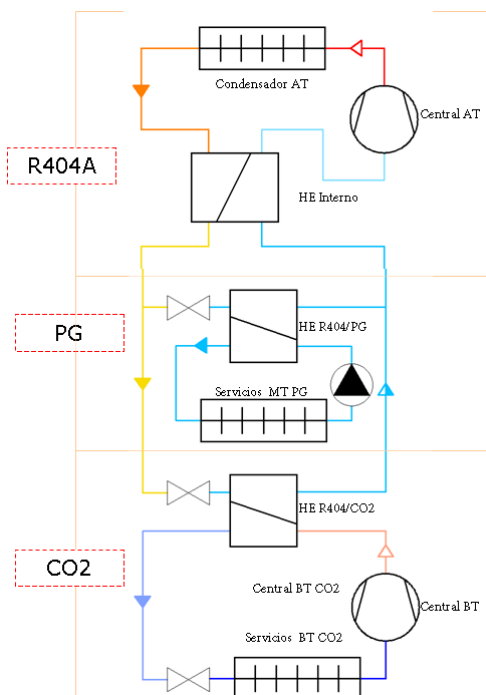
SISTEMA 3



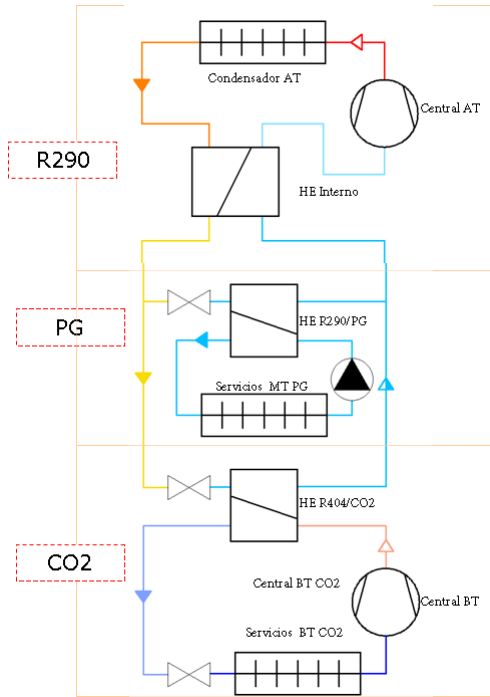
SISTEMA 4



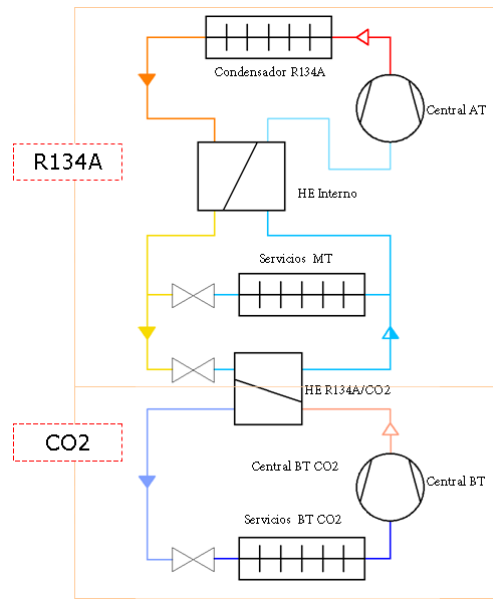
SISTEMA 5



SISTEMA 6



SISTEMA 7 Y 8



SISTEMA 9

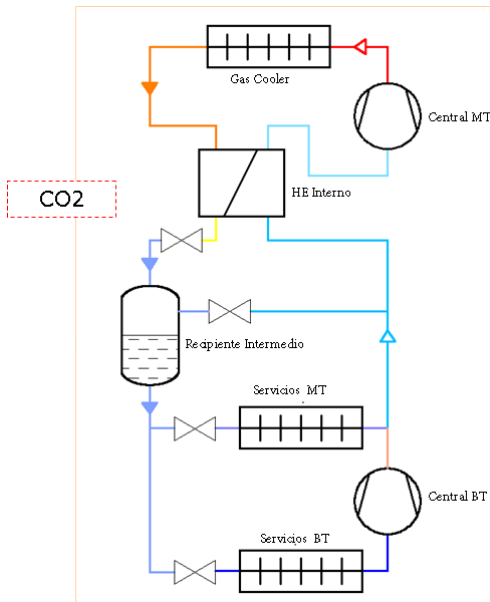


Fig 3: Esquemas básico de principio, sistemas alternativos

2. Comparativa Inicial en consumo

Empleando como referencia los datos termodinámicos de los distintos refrigerantes se puede obtener los rendimientos para cada sistema en las condiciones definidas. Se han contabilizado los consumos de compresores y bombas, y no el consumo por ventiladores de condensador y servicios por estimarse equivalente entre las diferentes soluciones.

En la siguiente tabla se muestran los resultados en COP en todo el rango de temperaturas, omitiendo datos de consumo por razones de claridad:

	ta = 30 °C	ta = 25 °C	ta = 20 °C	ta = 15 °C	ta = 10 °C	ta = 5 °C	ta = 0 °C
Sistemas	COP						
1. 2 x R404A	2,03	2,36	2,75	3,22	3,82	4,60	5,68
2. NH3 CO2 + CO2	2,14	2,42	2,67	3,02	3,45	4,00	4,73
3. R134a CO2 + CO2	2,05	2,35	2,62	2,98	3,43	3,99	4,73
4. NH3 + PG CO2	1,95	2,29	2,41	2,70	3,05	3,50	4,07
5. R404A + PG CO2	1,69	2,02	2,20	2,51	2,89	3,35	3,92
6. R290 + PG CO2	1,85	2,19	2,33	2,64	3,00	3,45	4,02
7. R134a CO2	2,27	2,57	2,92	3,36	3,91	4,61	5,57
8. R404A CO2	2,04	2,36	2,72	3,18	3,73	4,45	5,41
9. CO2 Booster	1,78	2,19	2,49	2,90	3,56	4,40	5,51

Tabla 2: Cálculos de COP condiciones iniciales de los distintos sistemas

Se puede apreciar que el sistema de R404a en expansión directa es un buen sistema en COP. En comparación los sistemas en cascada tipo enfriadora (confinamos la etapa de alta a la sala de máquinas) como los números 2, 3, 4 y 5; son sistemas que en esta aplicación tendrán un rendimiento menor. La diferencia será mayor a temperaturas ambiente bajas y se minimiza a temperaturas ambiente altas. Lógicamente el salto de temperatura en el intercambiador de cascada es determinante teniendo un mayor impacto sobre el rendimiento cuanto menor sea la diferencia de temperaturas entre servicios y ambiente; además los rendimientos de compresión de los sistema en cascada frente al sistema directo, serán más ventajosos cuanto mayor salto total de temperaturas.

Es por tanto de gran importancia el dimensionado del intercambiador de cascada, así como las posibilidades de los distintos refrigerantes para su dimensionado. En el cálculo se ha diferenciado el intercambiador para condensar CO₂ respecto al intercambiador de salmueras o glicoles, penalizando el segundo con dos grados más de salto térmico. La compensación respecto a glicoles es necesaria debido a que el CO₂ proporciona un mejor coeficiente global de transmisión de calor y dispone de una temperatura de evaporación muy plana en evaporadores que mayor la diferencia media logarítmica de temperaturas. La ventaja frente a otros tipos de

glicoles, salmueras y demás, puede estimarse entre 2-3K de temperatura de evaporación (en el ejemplo se ha calculado con 2K).

Otra penalización en los sistemas cascada tipo enfriadora, es el consumo en bombeo. Aquí también los fluidos frigoríferos sin cambio de estado suponen una merma en la eficiencia de la planta. En este caso la mayor viscosidad y necesidad de caudal volumétrico de las salmueras supone una energía de bombeo mucho mayor que si empleamos amoniaco o CO₂.

Ver a continuación las necesidades de potencia de bombeo de varios tipos de fluidos secundarios, así como la mejor prestación del CO₂ gracias al uso de bajas tasas de bombeo (recirculaciones) y la energía del cambio de estado que se traduce en caudales volumétrico bajos. La segunda tabla indica los valores adoptados en el cálculo, notar que en el caso del CO₂ en media temperatura se ha mayorado su valor en base a la disponibilidad de bombas mediante software de fabricante.

500kW	Potencia Bombeo, kW	
	-10°C	-20°C
CaCl ₂	13,34	14,22
Hycool	16,02	16,15
Ethylene Glycol	15,87	18,8
Propylene Glycol	14,03	16,68

	Potencia kW	Salto Glicol K	Cp kJ/Kg*K	Caudal kg/s	Densidad kg/m ³	Volumétrico m ³ /h	Pot. Bomba kW
Hycool -10°C	500	4	2,96	42,2	1209,0	125,7	15kW
Hycool -30°C	100	4	2,65	9,4	1322,0	25,7	5kW
	Potencia kW	Recirculaciones	Energía kJ/kg	Caudal kg/s	Densidad kg/m ³	Volumétrico m ³ /h	Pot. Bomba kW
CO ₂ -10°C	500	2	258,3	3,87	983,50	14,2	4kW
CO ₂ - 30°C	100	2	302,9	0,66	1076,0	2,2	0,6kW

Tabla 3: Datos de bombeo para las condiciones del sistema

Es interesante representar el coeficiente de funcionamiento de los distintos sistemas frente a la temperatura ambiente. De esta manera podemos visualizar la evolución de los sistemas.

Ver como los sistemas en cascada con R134A y R404A, expansión directa para MT y expansión directa con CO₂ para baja temperatura (sistemas 7 y 8), son sistemas con mejores eficiencias. Esto se debe a que solo utilizamos la cascada para baja temperatura que es dónde se puede obtener mejores rendimientos al penalizar menos el salto de temperaturas, además del buen comportamiento del R134A en ese rango de trabajo.

Igual que los sistemas anteriores, podemos observar como el sistema de referencia se aproxima a bajas temperaturas de condensación mientras que a altas temperaturas la diferencia se acentúa.

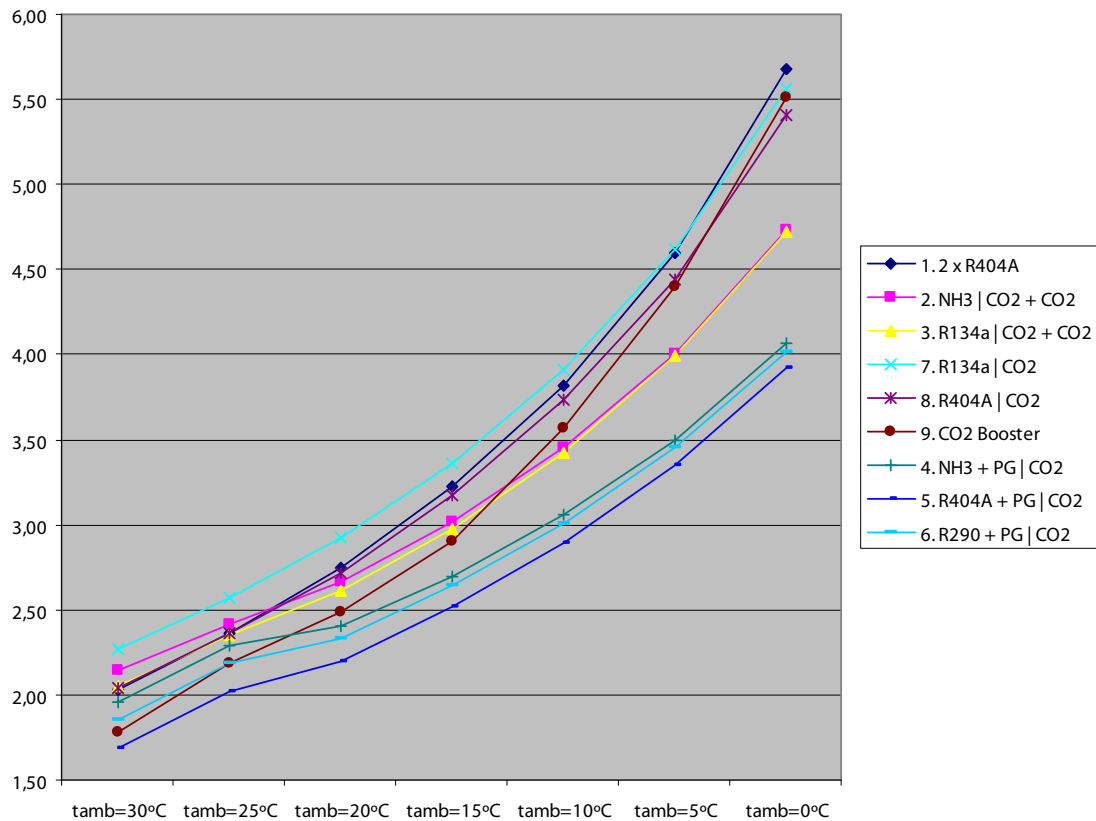


Fig 4:: COP de los sistemas en función Temp. ambiente

3. Consideraciones que afectan al consumo y resultados

3.1 Dimensionado Evaporadores

Como se ha citado anteriormente existen diferencias significativas entre el CO₂ y los fluidos secundarios a la hora de dimensionar evaporadores y intercambiadores de cascada. Por ello inicialmente se ha dimensionado con una penalización de 2K para las salmueras.

Igualmente se puede comparar el CO₂ frente a los HFC. En este caso la diferencia no es tan significativa pero aún así para la misma área de intercambio y caudal de aire el CO₂ presenta una mayor capacidad de intercambio, siempre y cuando el evaporador esté diseñado específicamente para CO₂. Si empleamos software de selección de fabricantes de evaporadores se puede estimar que para las mismas condiciones al menos se permite evaporar con 1K de diferencia a favor del CO₂. Por tanto se debe corregir los cálculos para reflejar este hecho (subida 1K en temperatura de Evaporación).

3.2 Limitación en la presión de condensación

Es ampliamente conocido que con válvulas de expansión termostáticas existe una limitación sobre la variación de presión de condensación. Esto es debido a la reducción en la diferencia de presiones disponible en la válvula. Con refrigerantes HFC aproximadamente se suele considerar 25°C como el límite inferior para la presión de condensación (R404A, -10°C servicios, apróx. 6bar disponibles). Este problema ya no es tal con el uso y correcto dimensionado de válvulas de expansión electrónicas.

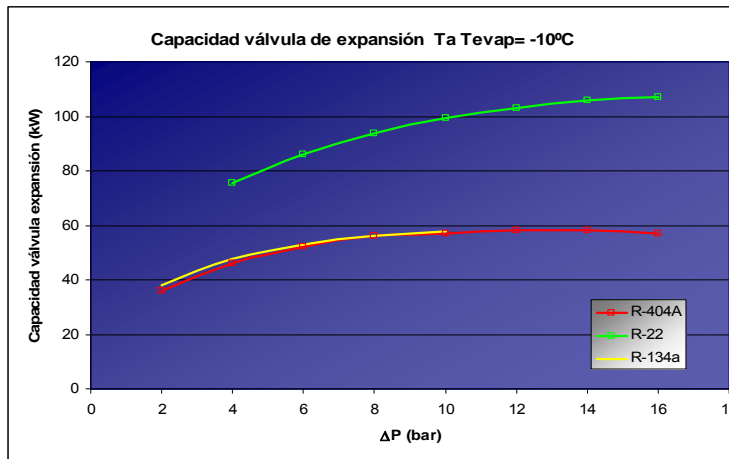


Fig 5:: Capacidad válvulas de Expansión termostáticas

Sin embargo existen otras limitaciones como la tecnología de compresión, que dependiendo del tipo de compresor y refrigerante nos encontraremos con diferentes límites inferiores que se deben considerar en el diseño. Es de gran importancia puesto que cada grado de temperatura de condensación puede suponer alrededor de un 2% de ahorro (lógicamente depende refrigerante, rango de temperaturas...).

Para el cálculo después de consultar diferentes fabricantes de compresores hemos empleado un límite inferior de 20°C para condensación; que por supuesto está condicionado a la elección particular de compresores.

En este apartado es interesante observar que se puede profundizar para el ahorro en el equilibrio entre el consumo en ventiladores de condensador y el ahorro en consumo de compresión a bajas temperaturas de condensación. Con objeto de realizar el ajuste correcto de la presión de condensación flotante, es interesante su estudio una vez tengamos dimensionado el sistema.

3.3 Tecnología de Compresión

En cualquier comparativa de sistemas de refrigeración la tecnología de compresión desempeña un factor muy importante. En los cálculos se refleja termodinámicamente en forma de rendimiento isoentrópico.

Como ejemplo ilustrativo podemos reflejar la variación del COP en función del rendimiento isoentrópico, mismas condiciones a 30°C de condensación en los servicios de media temperatura.

	$\eta=0,6$	$\eta=0,65$	$\eta=0,7$	$\eta=0,75$	$\eta=0,8$
R134A	3,1	3,36	3,62	3,88	4,14
R404A	2,87	3,11	3,35	3,59	3,83
R290	3,06	3,32	3,58	3,83	4,09
NH3	3,09	3,35	3,6	3,89	4,45

Tabla 4: COP en función rendimiento isoentrópico

Se pueden observar diferencias de hasta un punto en el coeficiente de funcionamiento, con efectos muy importantes sobre el consumo de la instalación.

Para los cálculos se utiliza el mismo rendimiento isoentrópico en todos los sistemas, con valor de 0,65. Si bien en la actualidad se pueden encontrar modelos con rendimientos superiores más próximos al 0,7 o superiores, especialmente cuando se emplea amoníaco. Por ello a la hora de valorar un sistema u otro es interesante consultar la oferta disponible de compresores para valorar con más exactitud los consumos.

3.4 Resultados de consumo

Una vez introducimos los factores de corrección sobre los cálculos iniciales, recalculamos los consumos para obtener los siguientes resultados:

Sistemas	$t_{amb} = 30\text{ °C}$				$t_{amb} = 25\text{ °C}$				$t_{amb} = 20\text{ °C}$			
	Wmt	Wlt	Wb	COP	Wmt	Wlt	Wb	COP	Wmt	Wlt	Wb	COP
1. 2 x R404A	220,2	75,3		2,03	188,6	65,8		2,36	160,8	57,6		2,75
2. NH3 CO2 + CO2	253,1	16,1	4,0	2,20	225,1	16,1	4,0	2,50	198,3	16,1	4,0	2,76
3. R134a CO2 + CO2	264,8	16,1	4,0	2,11	232,4	16,1	4,0	2,42	202,6	16,1	4,0	2,70
4. NH3 + PG CO2	273,8	14,4	15,0	1,97	244,7	14,4	15,0	2,30	216,8	14,4	15,0	2,42
5. R404A + PG CO2	313,1	20,8	15,0	1,69	270,2	20,8	15,0	2,03	232,5	20,8	15,0	2,21
6. R290 + PG CO2	282,3	20,8	15,0	1,86	248,1	20,8	15,0	2,20	216,7	20,8	15,0	2,34
7. R134a CO2	243,2	20,0		2,28	212,4	20,0		2,58	183,9	20,0		2,94
8. R404A CO2	272,4	20,0		2,05	233,4	20,0		2,37	198,9	20,0		2,74
9. CO2 Booster	312,4	16,2		1,83	249,3	16,2		2,26	224,3	16,2		2,49

Sistemas	$t_{amb} = 15\text{ °C}$				$t_{amb} = 10\text{ °C}$			
	Wmt	Wlt	Wb	COP	Wmt	Wlt	Wb	COP
1. 2 x R404A	135,8	50,4		3,22	113,0	44,0		3,82
2. NH3 CO2 + CO2	172,5	16,1	4,0	3,13	147,7	16,1	4,0	3,59
3. R134a CO2 + CO2	174,8	16,1	4,0	3,09	148,8	16,1	4,0	3,56
4. NH3 + PG CO2	190,1	14,4	15,0	2,72	164,4	14,4	15,0	3,08
5. R404A + PG CO2	198,7	20,8	15,0	2,53	167,8	20,8	15,0	2,90
6. R290 + PG CO2	187,8	20,8	15,0	2,65	160,6	20,8	15,0	3,02
7. R134a CO2	157,4	20,0		3,38	132,5	20,0		3,94
8. R404A CO2	168,0	20,0		3,19	139,8	20,0		3,76
9. CO2 Booster	183,1	16,2		3,01	145,5	16,2		3,71

Tabla 5: COP de los sistemas con las correcciones especificadas

3.4 Perfil climático del emplazamiento

Por supuesto el lugar de ubicación de la instalación, juega un papel destacado en los resultados. La comparativa variará en sus valores globales y relativos en función de las condiciones climáticas. Como ya se ha explicado hay sistemas que se comportan mejor a altas temperaturas en comparación con la referencia.

Para el cálculo comparativo de sistemas se ha ubicado en Madrid. Por tanto se han introducido los datos climáticos medios de los últimos años por meses y se han utilizado los mismos factores de corrección en función del perfil de carga empleando las temperaturas máximas y mínimas, para corregir los resultados en función del mes del año en cuestión y la distribución lógica de la carga de refrigeración. A continuación se muestran los resultados representativos para un clima como el de Madrid:

Mes	1. 2 x R404A	2. NH3 CO2 + CO2	3. R134a CO2 + CO2	4. NH3 + PG CO2	5. R404A + PG CO2
Enero	3,77	3,58	3,47	3,04	2,93
Febrero	3,77	3,58	3,47	3,04	2,93
Marzo	3,59	3,44	3,32	2,93	2,81
Abril	3,45	3,33	3,21	2,85	2,72
Mayo	3,15	3,10	2,97	2,67	2,53
Junio	2,71	2,75	2,62	2,41	2,24
Julio	2,34	2,45	2,33	2,18	1,99
Agosto	2,34	2,45	2,33	2,18	1,99
Septiembre	2,71	2,75	2,62	2,41	2,24
Octubre	3,15	3,10	2,97	2,67	2,62
Noviembre	3,59	3,44	3,32	2,93	2,81
Diciembre	3,77	3,58	3,47	3,04	2,93
Año	3,20	3,13	3,01	2,70	2,56

Mes	6. R290 + PG CO2	7. R134a CO2	8. R404A CO2	9. CO2 Booster
Enero	3,20	3,94	3,75	3,72
Febrero	3,20	3,94	3,75	3,72
Marzo	3,09	3,74	3,58	3,48
Abril	3,00	3,60	3,44	3,29
Mayo	2,81	3,32	3,16	2,88
Junio	2,51	2,88	2,68	2,47
Julio	2,25	2,52	2,30	2,15
Agosto	2,25	2,52	2,30	2,15
Septiembre	2,51	2,88	2,68	2,47
Octubre	2,81	3,32	3,16	2,88
Noviembre	3,09	3,74	3,58	3,48
Diciembre	3,20	3,94	3,75	3,72
Año	2,83	3,36	3,18	3,03

Tabla 6: COP de los sistemas en Madrid

Recordar que en los cálculos se han permitido presiones de condensación hasta 20°C (no usuales en instalaciones actuales) y que no se contabilizan consumo de ventiladores en condensación ni servicios. El objeto principal es establecer una comparativa que marque las tendencias en eficiencias de las diversas instalaciones, por encima de extraer un valor global de la eficiencia de la planta lo cual ya demanda el empleo de software de simulación y definición exacta de los componentes, distribución de tuberías, número de servicios, etc.

Resaltar el gran rendimiento del sistema en cascada con R134a y CO₂, que aparece como el sistema con mejor COP de las alternativas presentadas. También el sistema número 8 con R404a se aproxima bastante a la referencia, pero queda por debajo del R134a. Por contra el R134a es un refrigerante con menor efecto frigorífico por desplazamiento volumétrico, lo que quiere decir que requiere mayores cilindradas de compresor y mayores diámetros de tuberías, repercute en un mayor costo de instalación (exige estudio particular, se puede considerar entorno un 10%).

Los sistemas en cascada con circuito de alta confinado en sala de máquinas pierden respecto a la referencia, únicamente el amoníaco y R134a con CO₂ presentan valores más cercanos a la referencia (el sistema de amoníaco podría presentar aún mejor resultado considerando la tecnología de compresión existente a nivel industrial). En cuanto a los refrigerantes secundarios no aparecen como una alternativa en términos de consumo energético a causa de su consumo de bombeo y peor coeficiente de intercambio.

Por otra parte es sorprendente ver los niveles de eficiencia que puede alcanzar el sistema de CO₂ transcrito en “Booster”, donde nos quedamos alrededor de un 6% por debajo de la referencia. El modo transcrito se ha dimensionado con un salto de 5K entre la temperatura de salida del “gas cooler” y la temperatura ambiente; manteniendo los 10K en modo transcrito.

A continuación se muestra una comparación del consumo del sistema de CO₂ transcrito respecto al sistema convencional y su variación según la climatología en Europa. La línea azul divide la zona norte donde el sistema transcrito es equivalente o mejor en consumo que el sistema de referencia de R404A. En climas con veranos más calurosos como el sur de Europa, el sistema de referencia en R404A obtiene mejores resultados. Se requieren condensaciones algo más bajas en un sistema Booster con CO₂ para conseguir mejores eficiencias.

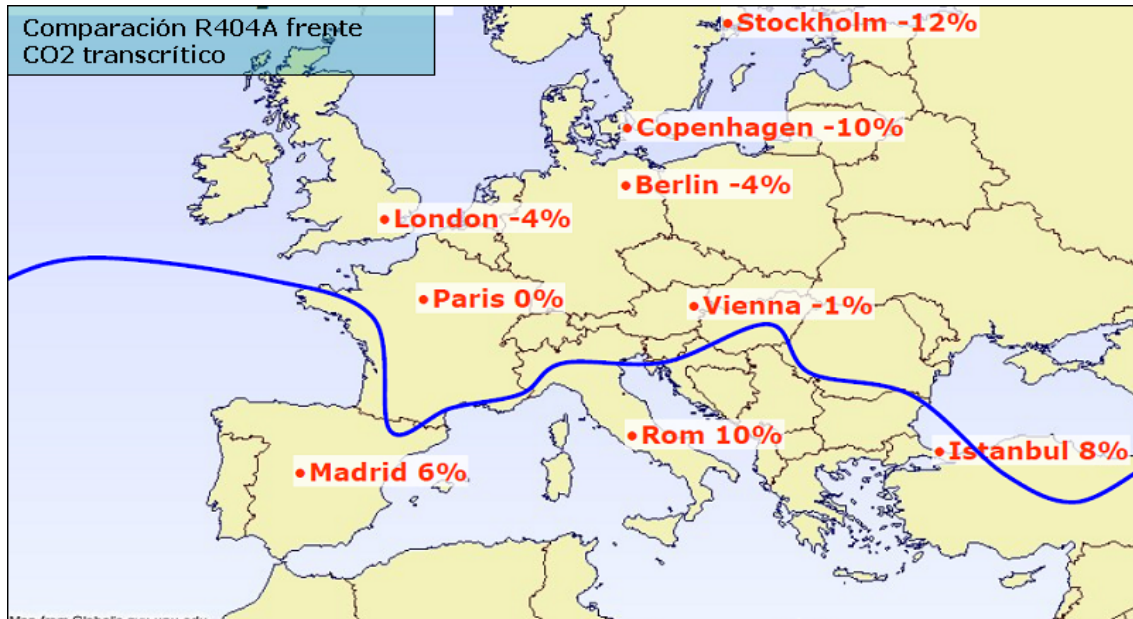


Figura 6: Comparación en consumo entre sistema Booster de CO₂ y el sistema de referencia

3.5 Sistemas de Desescarche

Por último recordar que no se puede despreciar el consumo adicional debido a desescarches. Si hablamos de instalaciones con refrigerantes HFC's la solución de desescarche por gas caliente es la idónea en términos de energía, debido a que se desescarchan los evaporadores con el gas de la descarga, que una vez condensado retorna a la línea de líquido para producir frío en los servicios. Por tanto es el mejor sistema y supone un ahorro a considerar frente al sistema de resistencias eléctricas.

Los sistemas en cascada con CO₂ para baja temperatura, desescarcharán al igual que la referencia en los servicios de media temperatura. Sin embargo para baja temperatura necesitaremos nuevas soluciones. Si queremos desescarchar por gas caliente habrá que considerar que se requiere un compresor adicional para elevar la descarga desde los -10°C hasta los 5-10°C necesarios para un desescarche. También se puede estudiar la posibilidad de utilizar uno de los compresores existentes cambiando la consigna (exige un estudio detallado). Además hay que considerar que se requiere aumentar la presión de trabajo en el circuito hasta los 50-52bar.

La otra alternativa sería el uso de doble batería en servicios de negativa, y realizar el desescarche mediante recuperación de calor a un fluido secundario que se hace pasar por la batería. Ambos sistemas se emplean a nivel de refrigeración Industrial.

El mismo planteamiento será necesario para los servicios de media temperatura con CO₂, para no penalizar el consumo en resistencias eléctricas.

4. Impacto ambiental TEWI

El principal motor del cambio en soluciones de refrigeración está siendo desde hace años las regulaciones medioambientales, especialmente en la Comunidad Económica Europea. Primero con la prohibición de los refrigerantes CFC's y HCFC's, y actualmente con la mayor pujanza en el control de la fugas de HFC's y su efecto sobre el calentamiento global del planeta.

La última directiva CE842/2006 sobre la regulación de gases fluorados incidió en la importancia de controlar las emisiones de dichos gases, y a la espera de su revisión ya existen países donde se restringe el uso de los mismos. A modo de ejemplo en Dinamarca desde el 2007 hay una limitación en la carga de dichos refrigerantes y su compra es gravada en función de su impacto ambiental (TEWI, por ejemplo R134a unos 28€/kg y el R404A 78€/kg (no exportaciones); Al igual en Noruega se paga impuestos por la importación de gases fluorados. Estas medidas limitan o impiden su uso, lo que ha supuesto el desarrollo de soluciones alternativas en dichos países.

Por tanto la evaluación ambiental de los refrigerantes es un aspecto a considerar, y como tal se define el "Total Equivalent Warming Impact" como herramienta de valoración. El TEWI valora la suma, en kg de CO2 equivalentes, del impacto por emisiones directas de refrigerante e indirecto por el consumo eléctrico de la instalación. Por tanto a diferencia del "Life Cycle Performance" (LCCP) no incluye el impacto por la producción del sistema (las diferencias no son importantes debido al gran valor del TEWI a lo largo de la vida de una planta).

Para su valoración se especifica la siguiente fórmula:

$$TEWI = GWP * L * n + GWP * m * (1 - \alpha_R) + n * E_a * \beta$$

Donde:

GWP: Global warming Potential

L= ratio de fugas anual [kg/año]

n= vida útil de la instalación en años

m= carga de refrigerante [kg]

α_R = índice de recuperación de refrigerante para su desecho

E_a = Consumo anual [kWh/año]

β = emisiones de CO2 por el consumo de energía [kg/kWh]

Con tasas de fugas elevadas, el peso sobre el TEWI de fuga de refrigerante se convierte en muy importante pudiendo ser mayor que el impacto causado por el consumo. Por esto la importancia de las regulaciones sobre la gestión de los

gases fluorados con alto GWP. Por el contrario minimizando las fugas a valores próximos al 2,5%, el consumo energético prima en el impacto ambiental de la instalación.

Siguiendo con los cálculos, a continuación se muestran tres figuras con los valores de TEWI en función de la tasa de fugas de las diferentes alternativas:

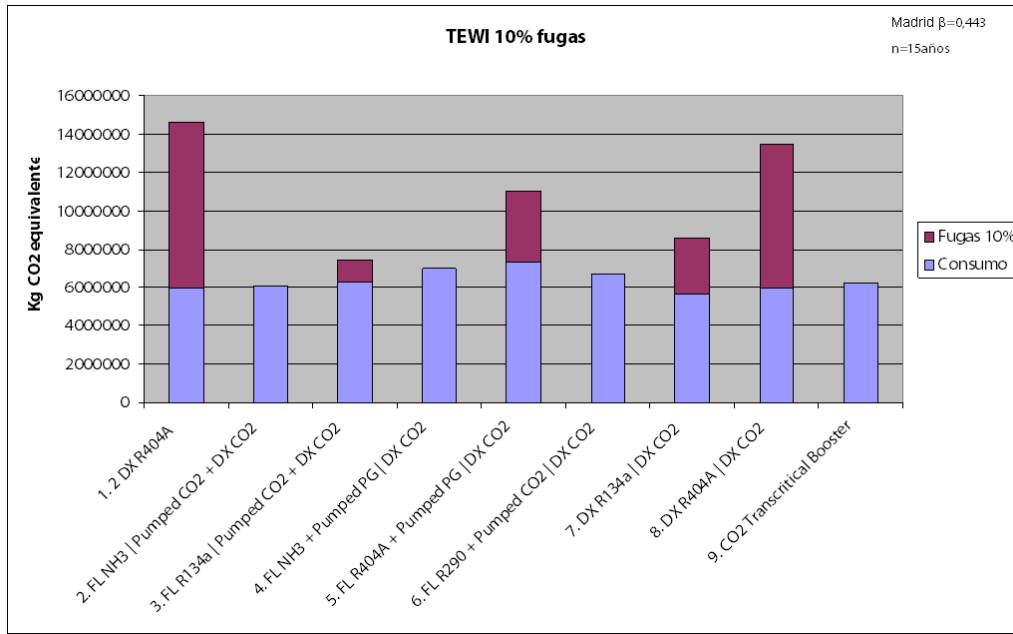


Fig 7: TEWI en los sistemas con un 10% fugas

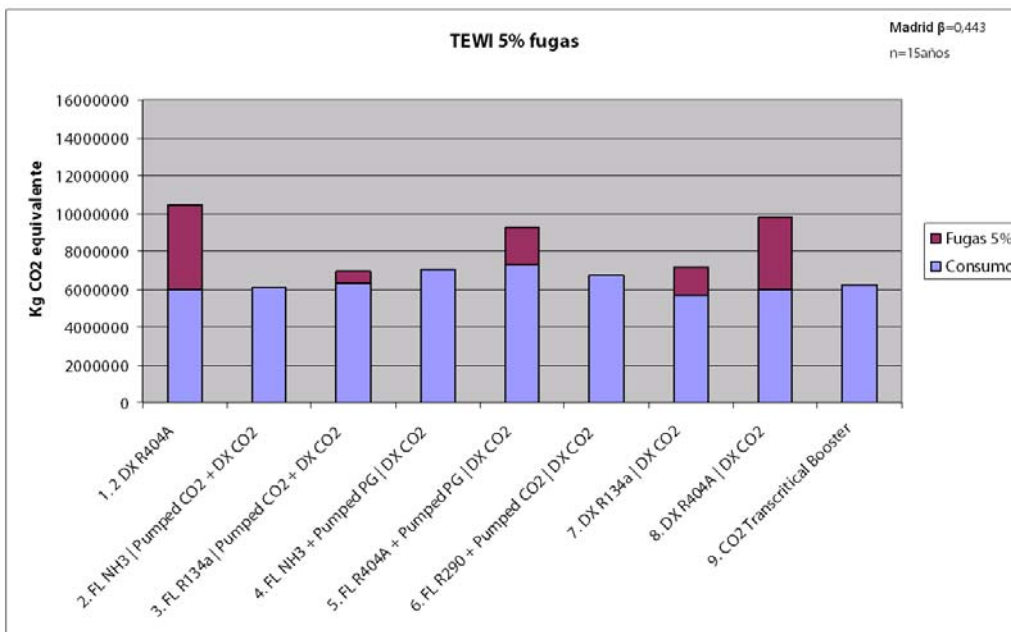


Fig 8: TEWI en los sistemas con un 5% fugas

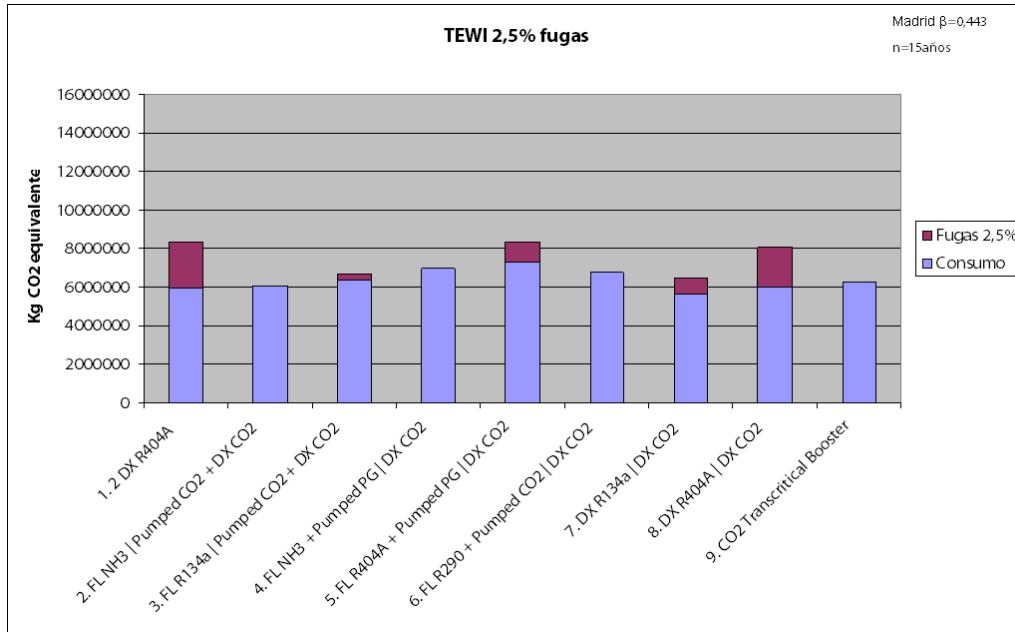


Fig 9: TEWI en los sistemas con un 2,5% fugas

Por tanto desde el punto de vista del impacto ambiental, con tasas de fugas elevadas todo sistema con sustancias naturales o reducido GWP resulta interesante. Por ejemplo los sistemas en cascada con carga del refrigerante primario limitada, atendiendo servicios con CO2 o salmueras obtienen bajos valores de TEWI en comparación con el sistema de referencia. Esa diferencia se minimiza cuando controlamos el nivel de fugas, donde el consumo de la instalación proporciona la mayor parte.

Actualmente la tasa de fugas en supermercados es elevada, superior al 5%; donde uniones roscadas son las principales responsables de las fugas. Es importante resaltar que la mayor parte de la fuga total de refrigerante se produce en fugas masivas, siendo un porcentaje pequeño de las fugas totales (según un estudio del consejo de investigación alemán de refrigeración el 15% de las fugas supone el 84% de las pérdidas, ver referencias). Por tanto se debe considerar la detección de fugas y la instalación de detectores de gases.

En cualquier caso el uso de refrigerantes como amoniaco, CO2, R290, salmueras... es interesante por su bajo o nulo impacto. Mientras que con un bajo nivel de fugas el R134A aparece como un refrigerante interesante por su bajo GWP en comparación con el R404A, consiguiendo valores inferiores en TEWI incluso que sistemas con salmueras (GWP: R404A – 3784; R134a – 1300; R290 – 3; CO2 – 1 (0); NH3 – 0).

5. Simulación por software

El cálculo más específico de sistemas requiere de la utilización de software de simulación, debido al empleo de gran volumen de datos. Mediante estas herramientas se pueden realizar estimaciones y comparaciones más detalladas, introduciendo los compresores disponibles en el mercado, los datos climáticos de cada región, mayor facilidad a la hora de simular perfiles de carga más complejos como puede ser el de supermercados, cambios de consignas en función de las condiciones, cálculos más sencillos del TEWI, valoraciones de costos y demás opciones.

Por todo ello las herramientas disponibles pueden ser de gran utilidad para valorar la idoneidad generalmente entre dos alternativas. A modo ilustrativo se ha realizado el caso anterior mediante un software libre, para el sistema de referencia y el sistema en cascada R134A y CO2. Para ello se han mantenido las condiciones anteriores y se han utilizado los mismos modelos de compresores para la etapa de media temperatura (lógicamente en la de baja no era posible). La climatología se ha empleado de nuevo Madrid, y con las limitaciones de presión de condensación anteriores.

A continuación se muestran los resultados totales, incluyendo en este caso la carga de ventiladores tanto de servicios como de condensadores:

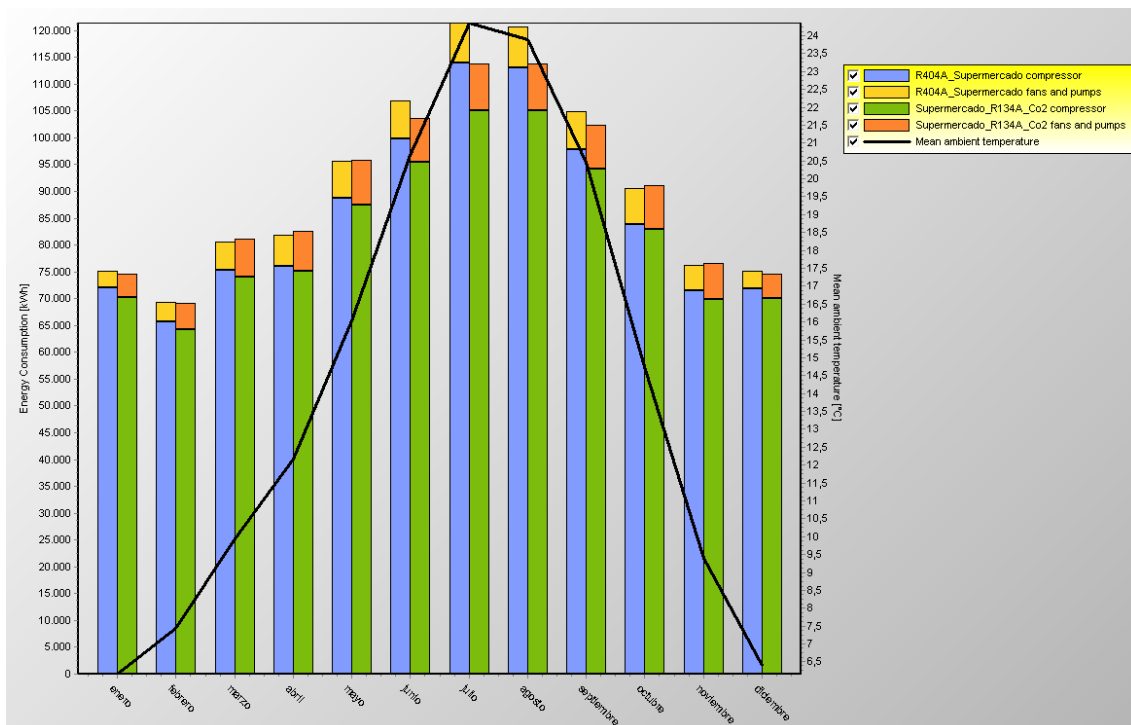


Fig 10: Datos de consumo comparativa sistema referencia y cascada R134A

	R404A_Supermercado (reference)	Supermercado_R134A_Co2
Condenser energy consumption		
LT [kWh]:	20.811	0
MT [kWh]:	68.460	85.724
Total [kWh]:	89.271	85.724
Compressor energy consumption		
LT [kWh]:	299.199	101.38
MT [kWh]:	730.570	885.528
Total [kWh]:	1.029.769	986.565
Total energy consumption		
LT [kWh]:	320.010	101.038
MT [kWh]:	799.031	971.252
Total [kWh]:	1.119.040	1.072.289
Savings		
Yearly energy savings [kWh]:	-	46.751
Yearly energy savings [%]:	-	4,2

Tabla 7: Datos de Consumo totales comparativa sistemas 1 y 7

En esta simulación se han obtenido un ahorro energético del sistema en cascada valorado en un 4,2% sobre el consumo total, ahorrando 46.751 kW*h. Resultados algo inferiores al 5,0% de ahorro calculado anteriormente.

Si observamos los resultados en relación al TEWI, veamos con un 5% de fugas y repitiendo los datos ya conocidos:

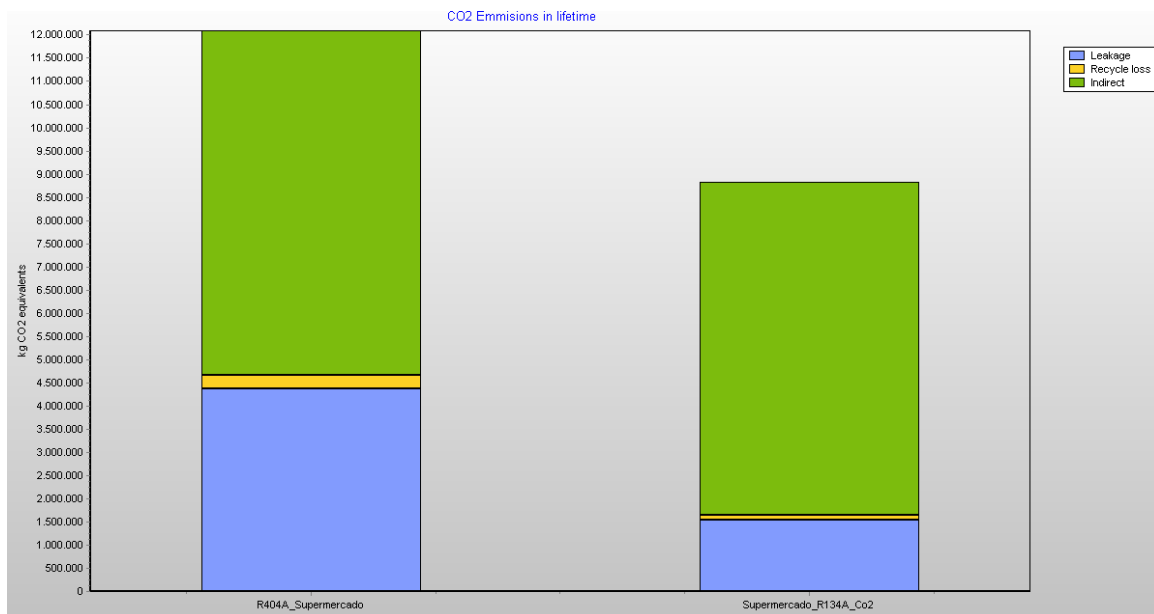


Fig 11: Comparativa TEWI sistemas 1 y 7

5. Conclusiones

Una vez analizado los dos aspectos principales de las distintas alternativas, consumo e impacto ambiental, podemos decir que el R404a se puede considerar un buen refrigerante. Sin embargo al igual que ha sucedido con el R22 existen factores ambientales que impulsan un aumento del control en su uso y gestión.

El aumento de la presión legal y la creciente concienciación política y social sobre el calentamiento global en Europa, invitan a considerar nuevas alternativas en el mundo de la refrigeración.

Las alternativas suponen un cambio pero existen y son factibles. Desde el punto de vista energético podemos encontrar alternativas que igualan o mejoran la de los sistemas actuales en R404a, por ejemplo un sistema en cascada R134a y CO₂ para baja temperatura. El sistema Booster de CO₂, es un sistema idóneo para climas fríos y de ahí su uso, pero pierde drásticamente rendimiento a altas temperaturas por lo que actualmente aún no parece ser la solución más idónea en términos de consumo eléctrico para nuestra climatología. Aún así no es descartable su mejora y uso.

Desde el punto de vista ambiental (TEWI), los sistemas en cascada con bombeo de CO₂ para media y baja temperatura son soluciones óptimas. No tanto así el uso de otros fluidos secundarios, que si bien minimizan el impacto por emisiones directas penalizan el consumo. Estos sistemas se justifican en escenarios con alto porcentaje de fugas, sin embargo es preferible buscar soluciones eficientes e incrementar el control de las fugas y el uso de refrigerantes con bajo impacto. El control y apropiada gestión de los gases fluorados, escenarios con poco nivel de fugas, posibilita el empleo de refrigerantes HFC eficientes y con bajo GWP como hemos podido observar.

Respecto a la tecnología existente, por fortuna el uso previo de las alternativas en otros países nos permite disponer de la gama completa de productos. Sistemas en cascada con CO₂ suponen un aumento en presiones de diseño, pero no mucho mayor que con el R410A. De hecho la tecnología de componentes para funcionamiento en subcrítico es equivalente, rango 46-52bar. Si bien la tendencia actual es elevar la presión máxima de trabajo de algunos componentes como válvulas de expansión hasta 90bar, para permitir parar la instalación sin necesidad de refrigerar el recipiente o expandir parte de la carga. Inclusive hay disponible gama de producto en transcrito, y el desarrollo es continuo.

El cambio de tendencia ya se ha producido y la presión legal será cada vez mayor puesto que la refrigeración representa una parte muy importante sobre las emisiones de gases fluorados totales. Por tanto es altamente recomendable iniciar nuevos planteamientos en sistema de refrigeración de distribución alimentaria.

Herramientas informáticas utilizadas:

- Software gratuito Coolpack (datos termodinámicos)
- Software gratuito Pack Calculation II (simulación de circuitos refrigeración)
- Diferentes programas de fabricantes de evaporadores y condensadores de aire, intercambiadores de placas, dimensionado de recipientes para el cálculo de cargas de refrigerante, compresores y controles de refrigeración.

Artículos relacionados:

- Chilling Facts II: Supermarket refrigeration Scandal continues. EIA, Environmental Investigation Agency. UK, 2009.
- “Comparative Assessment of climate Relevance of Supermarket Refrigeration Systems and Equipment “ Environmental Research of the Federal Ministry of the Environment, Germany.
- Research results from Energy Technology Department at Royal Institute of Technology (KTH), Sweden. Escrito por Samer Sawalha (2008)
- Tightness of Commercial Refrigeration Systems. Forschungsrat Kältetechnik (research council for refrigeration technology)