

# Aplicaciones con CO<sub>2</sub> en Refrigeración Comercial

**Autor(es) de la comunicación: F. Sanz<sup>1</sup>, O. Fernandez<sup>2</sup>, I. Vadillo<sup>4</sup>**

1 Danfoss S.A.C Calendula nº 93. Edificio I Minipark III. 28109 Alcobendas Madrid. felix.sanz@danfoss.com

2 Danfoss S.A.C Calendula nº 93. Edificio I Minipark III. 28109 Alcobendas Madrid. oscar.fernandez@danfoss.com

3 Danfoss S.A.C Calendula nº 93. Edificio I Minipark III. 28109 Alcobendas Madrid. ibon.vadillo@danfoss.com

**Resumen:** En el CO<sub>2</sub> con el desarrollo tecnológico y el cambio legislativo (Reglamento F-Gas junto con las tasas) para usos neutros con el medioambiente, se ha creado un círculo virtuoso, donde la ecología y la eficiencia energética se benefician mutuamente. Esto genera de nuevas oportunidades.

En el sector alimentario, la presencia del CO<sub>2</sub>, con sus múltiples variantes, se consolida y se postula como solución a largo plazo.

Se superan de esta forma las limitaciones de los refrigerantes actuales que dañan el medio ambiente sin perjudicar la eficiencia en las instalaciones frigoríficas.

En esta ponencia se mostrara la evolución de los sistemas de CO<sub>2</sub> y se expondrán las distintas arquitecturas frigoríficas con los correspondientes sistemas de control utilizadas actualmente.

También se comentará como con la incorporación de los nuevos avances modifica el mapamundi del uso de los sistemas transcríticos de CO<sub>2</sub>.

En las proyecciones a largo plazo con cambio climático, dada la posibilidad de eliminar el exceso de calor con sistemas externos bien en el sistema de cascada o bien en el subenfriador de CO<sub>2</sub>, esta influencia negativa puede estar superada.

## 1. INTRODUCCIÓN

Lejos están los días de principios de siglo, donde al hablar de alternativas de refrigerantes se planteaba el CO<sub>2</sub> como una posibilidad futura. Más cercanos están los días donde se establecían unos límites geográficos de aplicación a los sistemas transcríticos de CO<sub>2</sub>. Ahora todo eso es la historia que fundamentando el presente nos lanza al futuro. En el momento actual hay posibilidades nuevas que destruyen fronteras geográficas y de mentalidad, generando nuevas oportunidades. Estamos comenzando a pensar en CO<sub>2</sub>, un refrigerante que además de transformar la refrigeración alimentaria, podrá cambiar otros aspectos de nuestras vidas.

Desde entonces a hoy, el gran desarrollo tecnológico que ha facilitado el uso de nuevas tecnologías, y el cambio legislativo (Reglamento F-Gas junto con la tasas) que fomenta usos neutros con el medioambiente y castiga prácticas medioambientales dañinas, han creado un círculo virtuoso, donde la ecología y la eficiencia energética se han unido para beneficiarse mutuamente. Esto se ha conseguido en parte aumentando los servicios prestados por las instalaciones de refrigeración.

Hasta el presente, en el campo de distribución alimentaria, supermercados, el sistema de mayor implantación es el R404A con expansión directa tanto para baja como media temperatura con centrales independientes. Bien, esto ya es historia o está a punto de serlo.

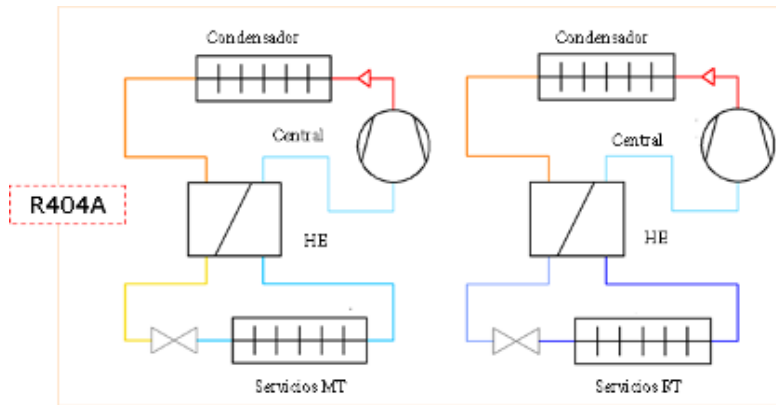


Figura 1. Esquema de principio del sistema de referencia con R404A

No trataremos el fascinante reto al que se enfrenta la distribución alimentaria con la sustitución del R404A por refrigerantes con bajo GWP con mezclas de gases, para alargar la vida útil de las instalaciones mientras les llega el tiempo de sustitución y que tiene un potencial económico muy elevado por la gran cantidad de instalaciones actuales con R404A que no se podrán cambiar a CO<sub>2</sub> de forma inmediata.

En el sector alimentario, la presencia del CO<sub>2</sub>, con sus variantes subcríticas con sistemas de expansión en baja temperatura y bombeo en media temperatura, utilizando otro refrigerante (R134a, R290, R1270, R717, o bien un sistema indirecto con glicol, etc.) para condensar el CO<sub>2</sub>, y sus variantes críticas con compresor en paralelo, los pseudo-desrecalescadores de aire, los pseudo-subenfriadores, la incorporación de eyectores que reducen el número de compresores o su tamaño, se consolida y se postula como solución a largo plazo. Se superan de esta forma las limitaciones de los refrigerantes actuales que dañan el medio ambiente a la vez que se mejoran las eficiencias en las instalaciones frigoríficas.

En este documento se muestra la evolución de los sistemas de CO<sub>2</sub>. Se exponen distintas arquitecturas frigoríficas con los correspondientes sistemas de control utilizadas actualmente.

## 2. CIRCUITOS BÁSICOS DE CO<sub>2</sub>

Analizando las presiones y temperaturas en el diagrama de Molliere del CO<sub>2</sub>, podemos ver distintos tipos de ciclos de refrigeración.

Por ejemplo en un ciclo de aspiración a 10 bar y descarga a 35 bar, la temperatura de evaporación es de -40°C y la condensación a 0°C.

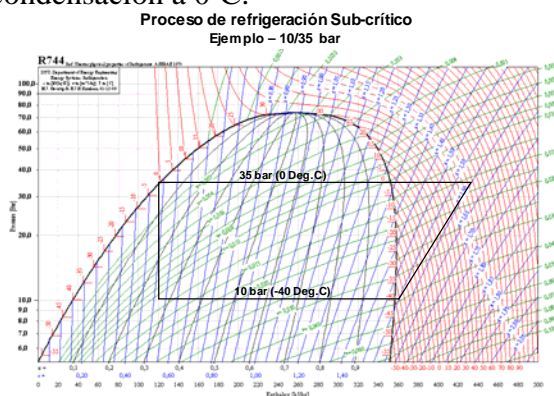
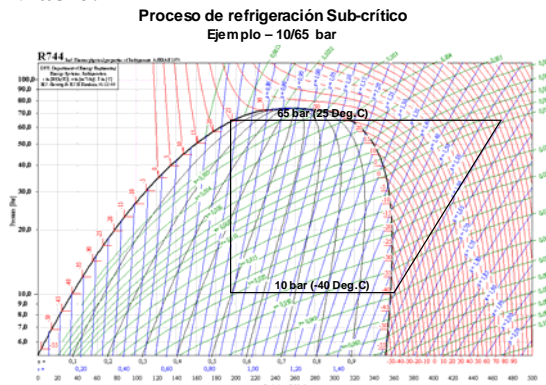


Figura 2. Diagrama LogP-h para circuito subcrítico -40/0°C (10/35 bar)

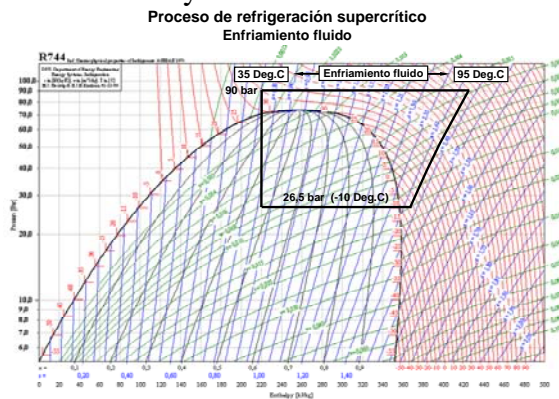
Vemos como claramente es válido para conseguir temperaturas para congelación sin ninguna dificultad, pero la presión de descarga es bastante superior a la utilizada con los refrigerantes normales (HFC) a la vez que necesitamos un fluido condensador por debajo de 0°C, lo cual forzara la utilización otros refrigerantes, salmueras o glicoles con temperaturas negativas para condensar el CO<sub>2</sub>.

En un ciclo de aspiración a 10 bar (-40°C) y condensar a 65 bar lo que equivale a una temperatura de condensación de 25°C, vemos que en este caso sería posible la condensación por agua, pero las presiones de descarga es bastante superior a la utilizada con los refrigerantes normales (HFC), forzándose a la utilización de condensadores que soporten estas presiones de trabajo y es de momento poco viable.



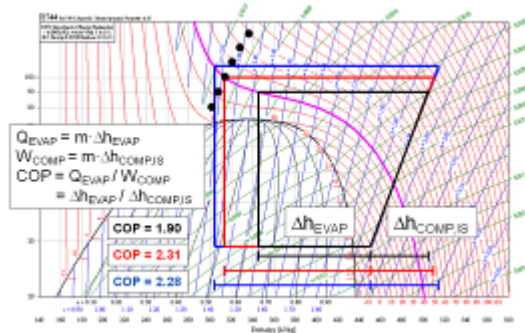
**Figura 3.** Diagrama LogP-h para circuito subcrítico -40/25°C (10/65 bar)

Otra diferencia respecto a otros refrigerantes convencionales, es la existencia del estado supercrítico para temperaturas ambientes normales. En este caso los circuitos de refrigeración transcriticals a diferencia de la temperatura constante en los condensadores de circuitos normales, presentan una temperatura variable según se intercambia calor enfriándose el CO<sub>2</sub> y las presiones de trabajo son muy altas alcanzando los 90 y 100 bar.



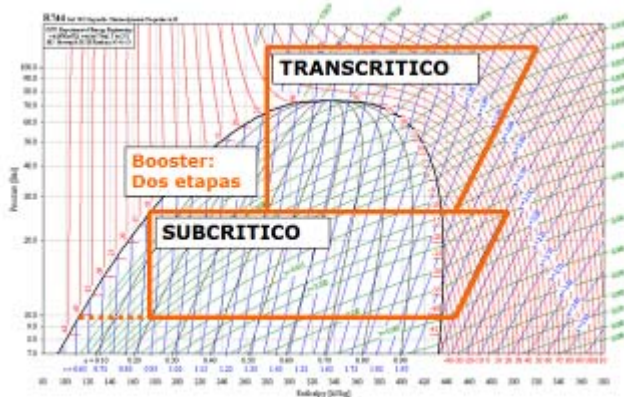
**Figura 4.** Diagrama LogP-h para circuito transcritical -10/35°C (26,5/90 bar)

Es interesante observar en este tipo de circuitos la influencia de la presión y temperatura de salida del CO<sub>2</sub> enfriado en el COP del ciclo. Con una temperatura de salida de 35°C, la figura muestra un COP máximo entre 90 y 100 bar. Tanto presiones superiores como inferiores reducirán el COP del circuito con la correspondiente pérdida energética. Si la temperatura de salida cambia a ser 40°C, la presión deberá ser superior, mientras que si es de 30°C la presión deberá ser inferior, tal como indican los puntos negros de la figura 5. Esto muestra que los circuitos transcriticals se deberán diseñar teniendo en cuenta esta consideración.



**Figura 5.** Relación presión-temperatura de salida en gas-cooler en circuito transcrito

Combinando los ciclos subcrítico y transcrito, se puede crear un sistema booster (con dos etapas de compresión) de CO<sub>2</sub>.



**Figura 6.** Sistema booster de CO<sub>2</sub> con dos etapas de compresión

Este circuito hace unos años no era viable debido a limitaciones del aceite en los procesos de lubricación a bajas y altas temperaturas y presiones. Estas limitaciones ya están superadas, y actualmente puede hacerse.

Indicados los circuitos básicos de CO<sub>2</sub>, y las condiciones de presiones que provocan las temperaturas ambiente y las habituales en el campo de la refrigeración, aparecen múltiples soluciones. La evaluación de ellas permitirá tomar las decisiones adecuadas para cada lugar de ubicación de la planta, ya que la temperatura ambiente siempre ha sido un factor condicionante en los circuitos de refrigeración. De esta forma podemos encontrar propuestas como las siguientes:

Sistemas en Cascada

Sistema en Cascada R134a expansión seca MT y CO<sub>2</sub> para BT

Sistema en cascada de refrigerante natural o HFC con glicoles PG para MT y CO<sub>2</sub> expansión seca BT

Sistema en cascada refrigerante natural/HFC con CO<sub>2</sub> bombeado para MT y expansión seca BT

Sistemas Booster de CO<sub>2</sub>

Sistema Booster de CO<sub>2</sub> sencillo.

Sistema Booster de CO<sub>2</sub> avanzado con des-recalentador, con compresor paralelo, con subenfriador de CO<sub>2</sub>, con recuperación de calor y

Sistema Booster de CO<sub>2</sub> con eyector

Debe indicarse que en las centrales de compresores, la inclusión de la variación de velocidad en al menos uno de los compresores de cada central o presión de aspiración es un hecho asumido. Ello es así debido a que los reducidos caudales que se manejan, y la reducida inercia de las instalaciones,

las variaciones de caudal bruscas por arranques o paradas de compresores generan grandes perturbaciones en la presión, siendo por ello necesario una variación suave de caudal que solo la variación de velocidad puede conseguir.

### 3. SISTEMAS EN CASCADA

La tecnología de sistemas en cascada de CO<sub>2</sub> con otro refrigerante para condensar el CO<sub>2</sub> a una temperatura próxima a los -10°C presenta tres configuraciones básicas.



Figura 7. Sistema en cascada de CO<sub>2</sub> genérico

La más sencilla es la que utilizando un HFC en el circuito de alta temperatura, este se utiliza para los servicios de media temperatura de conservación y para condensar el CO<sub>2</sub> para servicios de baja temperatura.

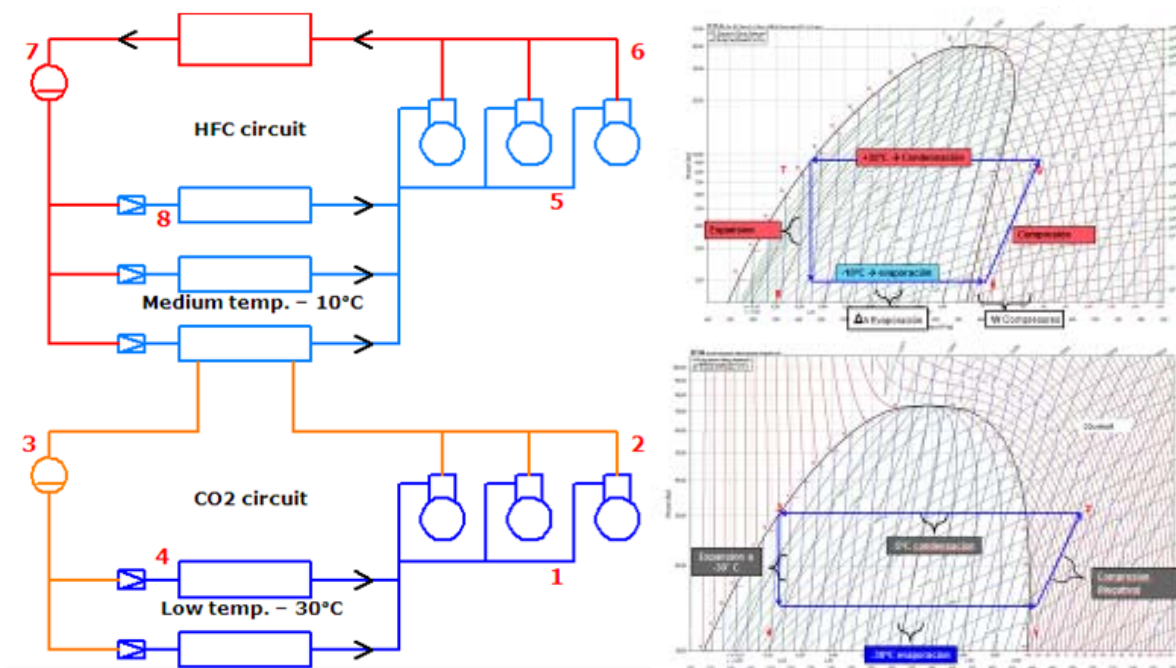
Otra configuración es cuando en el circuito de alta temperatura al utilizar refrigerantes como amoníaco o hidrocarburos, se introduce un tercer circuito secundario de glicol, entre el circuito de alta temperatura y el circuito de CO<sub>2</sub>. En este caso aparecen componentes de control adicionales en el circuito de glicol con características y principios similares a los utilizados en circuitos de agua. En realidad es una variante de un lazo de agua.

La tercera variante está en el circuito de CO<sub>2</sub>, donde los servicios de media temperatura son enfriados por CO<sub>2</sub> bombeado a unos -10°C y los de baja temperatura con expansión directa.

Esta tecnología, aunque continua mejorando con la aparición de mejores componentes, se puede considerar que está perfectamente desarrollada y su ejecución está disponible con un gran número de profesionales.

### 4. SISTEMAS EN CASCADA R134a EXPANSIÓN SECA MT Y CO<sub>2</sub> PARA BT

Cuando no es posible trabajar con presiones como las producidas en los sistemas trasncríticos, se realizan sistemas en cascada donde el CO<sub>2</sub> es condensado por otro refrigerante diferente como puede ser el R34a o cualquier otro. En estos casos existen dos circuitos de refrigeración independientes.



**Figura 8.** Sistema en Cascada R134a expansión seca MT y CO<sub>2</sub> para BT

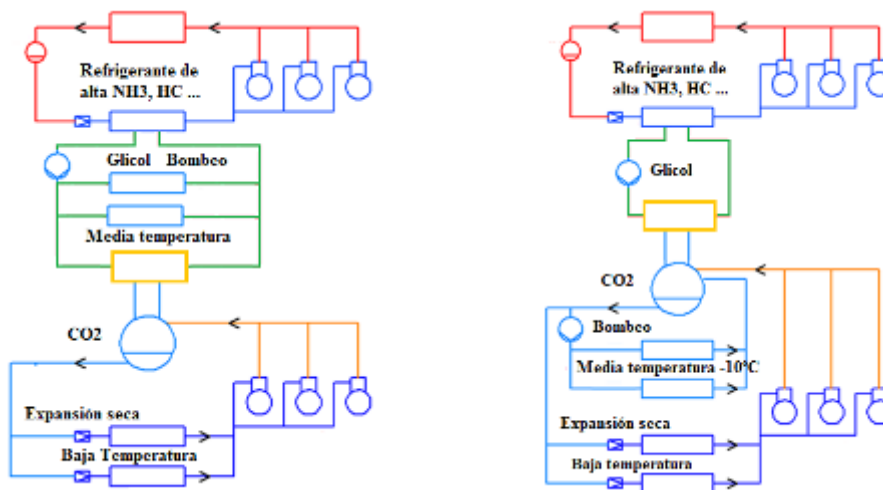
El CO<sub>2</sub> se utiliza para obtener las bajas temperaturas requeridas en túneles o cámaras de congelación, y el R134a se utiliza para refrigerar las cámaras con temperaturas próximas a 0°C y para condensar el CO<sub>2</sub> a una temperatura alrededor de -15°C (23 bar). La tecnología convencional del circuito de media temperatura solo se ve ligeramente modificada en la necesidad de tener que utilizar válvulas de expansión electrónica en el intercambiador de calor donde el refrigerante que se evapora condensa al CO<sub>2</sub>.

Este evaporador es muy especial, ya que, a la gran diferencia de temperaturas que pueden encontrarse entre los dos fluidos, hay que agregar la rápida transmisión de calor por el cambio de fase que se produce durante la condensación del CO<sub>2</sub>. Es la violencia de la ebullición del R134a quien introduce grandes dificultades en su control y no es fácil evitar retornos de líquido al compresor.

En estos circuito, dado que el R134a se utiliza en todos los servicios de media temperatura mantiene una carga de refrigerante elevada. Ello hace que debido a la penalización de refrigerante por las tasas, reduzca su campo de aplicación.

## 5. SISTEMA EN CASCADA CON GLICOL BOMBEADO PARA MT Y CO<sub>2</sub> EXPANSIÓN SECA EN BT

Para reducir la carga de refrigerante HFC sujeto a tasas se plantean otras posibilidades como utilizar glicoles como caloportadores para transportar el calor de la central de media temperatura para condensar el CO<sub>2</sub> con la posibilidad de llevarlo a los servicios de media temperatura.



**Figura 9.** Sistema en cascada con glicol PG bombeado para MT y CO<sub>2</sub> expansión seca en BT y con CO<sub>2</sub> bombeado

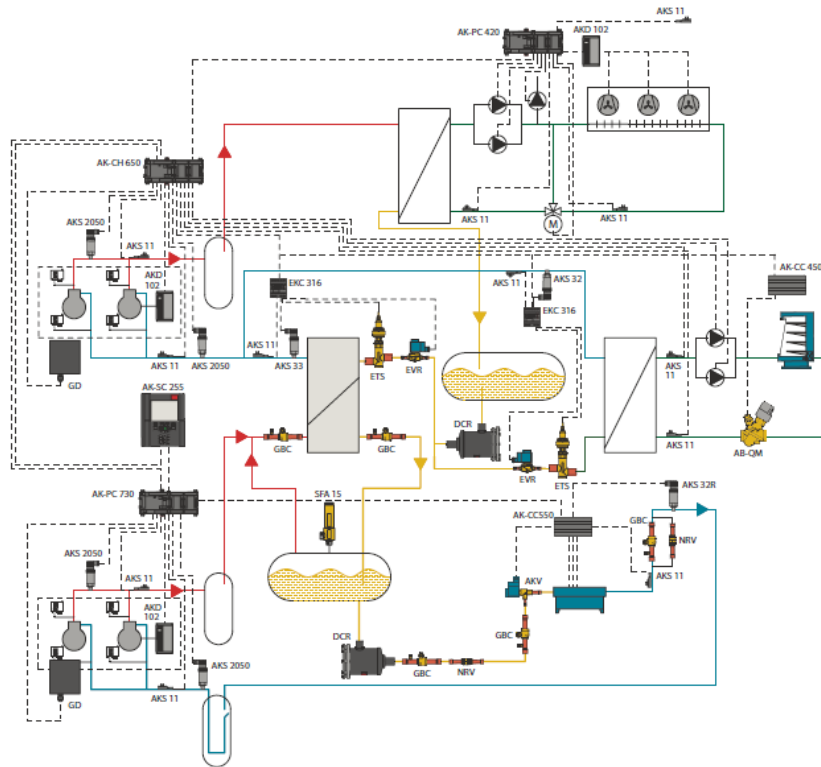
La introducción de este anillo de glicol, siempre supone una penalización energética con unos grados de pérdida de temperatura. Cuando se realiza es porque simplifica la instalación al introducir una tecnología más sencilla. El circuito de refrigerante de alta, en los dos casos puede ser una gran enfriadora de glicol de un fabricante. Al ser unidades fabricadas, son más estancas, a la vez que las cargas de refrigerante están optimizadas, lo cual es importante respecto a las tasas. Además se puede utilizar cualquier refrigerante, siendo posible el uso de hidrocarburos, amoniaco, ya que al estar confinadas en la enfriadora, estas se pueden ubicar o confinar en zonas seguras. En caso de llevar HFC, las cargas de gas se pueden reducir. Obviamente la enfriadora solo requiere su correcto manejo, no siendo necesario ningún montaje adicional.

El lazo de glicol puede ser instalado por profesionales con unos conocimientos y cualificaciones menores que el requerido para las instalaciones frigoríficas. En las instalaciones donde los servicios de media temperatura sean con glicol, el montaje puede ser realizado por este personal. En instalaciones donde el glicol solo condensa CO<sub>2</sub>, este personal no es necesario, ya que solo hay que conectar las tuberías entre enfriadora y condensador de CO<sub>2</sub>.

El glicol aumenta la inercia del sistema, lo cual desde la óptica de control es buena. Al colocar el glicol como fluido intermedio entre el condensador de CO<sub>2</sub> y el evaporador del circuito de alta, todos los fenómenos asociados a ebullición violenta y a estrés térmico desaparecen. Cuando está condensando al CO<sub>2</sub>, dado que no hay ebullición, no se producen arrastres de líquido, y cuando el glicol caliente llega al evaporador, el salto térmico es muy reducido.

Es decir los circuitos de glicol, aunque suponen una penalización energética pueden considerable, permiten una instalación más sencilla y elimina los problemas de fatiga térmica y de ebullición violenta.

En el circuito de CO<sub>2</sub>, en la parte de positiva, lo que realiza es un enfriamiento utilizando el CO<sub>2</sub> como un si de una salmuera se tratase, enviando el CO<sub>2</sub> líquido a los evaporadores inundados.

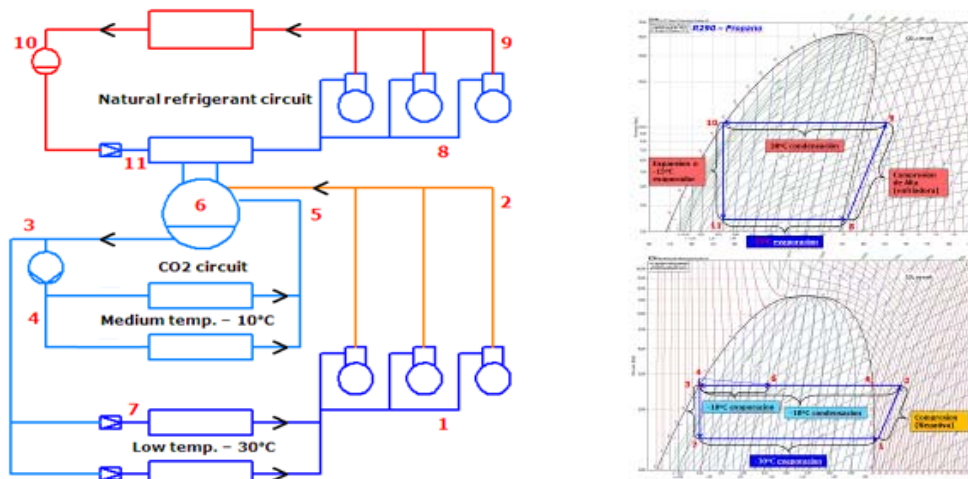


**Figura 10.** Sistema en cascada con glicol PG bombeado para MT y CO<sub>2</sub> expansión seca en BT con controles

La zona de baja temperatura siempre se realizara por expansión directa. Dado que de momento no existen válvulas de expansión termostáticas para CO<sub>2</sub>, el uso de válvulas de expansión electrónicas es obligatorio. Debe indicarse que debido a las propiedades físicas y de transmisión de calor del CO<sub>2</sub>, se requieren algoritmos de control especiales.

## 6. SISTEMA EN CASCADA DE REFRIGERANTES NATURALES CON CO<sub>2</sub> BOMBEADO PARA MT Y EXPANSIÓN SECA EN BT

Por las razones indicadas antes respecto a la carga de elevada refrigerante en R134a y a la pérdida energética que supone la introducción de un glicol en un lazo intermedio, se plantea la posibilidad de utilizar un refrigerante natural para condensar el CO<sub>2</sub> y con un sistema de CO<sub>2</sub> bombeado suministrar el frio necesario a los servicios de media temperatura y por expansión seca a los de baja temperatura.



**Figura 11.** Sistema en cascada de refrigerantes naturales con CO<sub>2</sub> bombeado para MT y expansión seca BT.

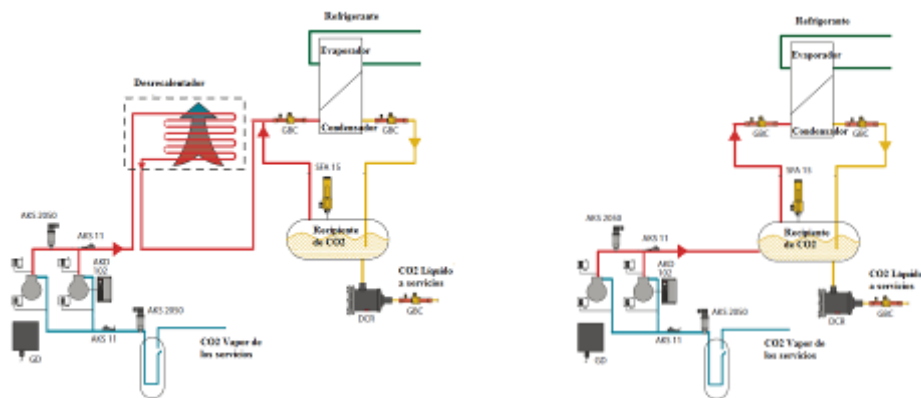




En este sentido la introducción de sistemas complementarios que reducen los problemas de dilatación diferencial y ahorro de energía, ayudan también a reducir el salto térmico indicado y a facilitar el control de la inyección. Estos elementos son por un lado el intercambiador de calor de aire colocado justo en la descarga del compresor, y por otro el recipiente de líquido de CO<sub>2</sub> al cual descarga el compresor y de donde sale el vapor de CO<sub>2</sub> saturado al condensador.

El intercambiador de calor en la descarga, llamado desrecalentador, roba calor al CO<sub>2</sub> disminuyendo el posterior consumo de refrigerante en evaporador, aumentando de esta forma la eficiencia, a la vez que reduce la fatiga térmica en el intercambiador utilizado como condensador de CO<sub>2</sub> y evaporador del otro circuito.

El recipiente de líquido de CO<sub>2</sub> ha ampliado la función de los recipientes tradicionales de servir como depósito regulador de líquido, a la de saturador del vapor de CO<sub>2</sub> recalentado procedente de la descarga del compresor para que llegue al intercambiador-condensador- evaporador a una temperatura reducida, de forma que elimina el estrés térmico en dicho intercambiador a la vez que aumenta la eficiencia de intercambio de calor, y facilita el control del evaporador.



**Figura 13.** Desrecalentador de aire en Sistema de CO<sub>2</sub> en cascada y descarga directa a líquido de recipiente.

El desrecalentador disipa el calor al ambiente, mientras el saturador de vapor lo mantiene en el sistema. Lo ideal sería la combinación de los dos, en primer lugar el desrecalentador reduce la temperatura del CO<sub>2</sub> a valores próximos al ambiente, y después el saturador la reduce hasta la temperatura próxima a los -10/-15°C. Así se mejoraría la eficiencia del sistema y eliminaríamos el estrés térmico al máximo posible.

## 8. DESECARCHE EN SISTEMAS DE CO<sub>2</sub> EN REFRIGERACIÓN COMERCIAL

Un fenómeno que ocurre en todos los evaporadores de aire con temperaturas de evaporación inferiores a 0°C es la formación de hielo en las baterías de aire, que posteriormente y de forma periódica se debe eliminar.

Aunque en los sistemas de refrigeración comercial, lo habitual es realizar el desescarche por medio de resistencias eléctricas, debe indicarse que el desescarche por gas caliente está completamente desarrollado en refrigeración industrial, por lo que su utilización puede moverse también al campo de la refrigeración comercial para aumentar el ahorro energético.

En estos casos, la práctica habitual es introducir vapor caliente al evaporador con hielo hasta que la temperatura en el interior esta entorno a los 6-8°C para garantizar que no queda hielo adherido al evaporador en ninguna parte. En el caso del CO<sub>2</sub>, la presión de saturación del CO<sub>2</sub> a 8°C es de 43 bar, lo cual hace desarrollar componentes que puedan soportar esta presión. El gas a la presión de

60 grados se obtiene con un pequeño compresor que produce el gas caliente tal como se indica en la figura.

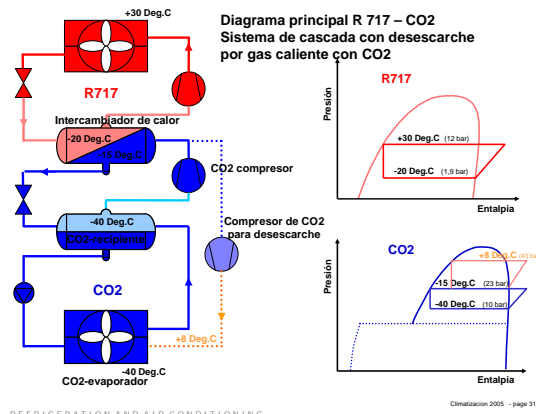


Figura 14. Sistema de desescarche por gas caliente con CO<sub>2</sub>

## 9. SISTEMA BOOSTER CO<sub>2</sub> SENCILLO

Una vez superados los problemas en los aceites para que presentaran buenas propiedades de lubricación en los sistemas de CO<sub>2</sub> tanto en bajas como en altas temperaturas a bajas y a altas presiones, la posibilidad de hacer un sistema booster de CO<sub>2</sub> en lugar de una cascada con dos refrigerantes se volvió atractiva por la utilización de un solo refrigerante natural en la instalación

Un circuito básico de CO<sub>2</sub> se muestra en la figura donde el CO<sub>2</sub> recorre un doble ciclo, por un lado en los servicios de baja temperatura el vapor es aspirado y descargado a una presión equivalente a -10°C (25 bar), donde se une al vapor procedente de los servicios de media temperatura y se comprime hasta la temperatura de descarga en función de la temperatura ambiente oscilando entre los 56 bar a 20°C y los 100 bar con la isoterma de 40°C y con temperaturas de descarga de 100°C e incluso superiores.

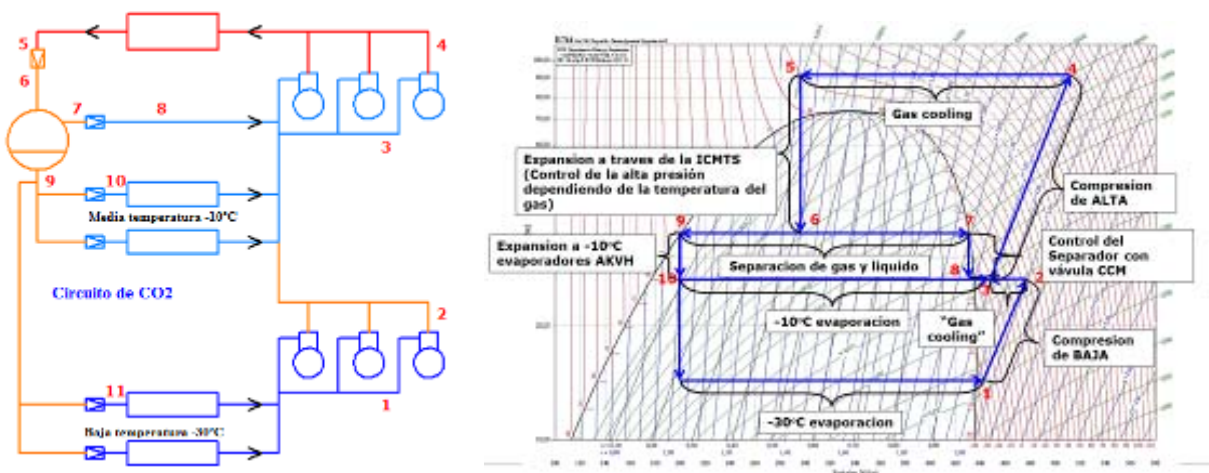


Figura 15. Sistema booster de CO<sub>2</sub> sencillo

Las figuras muestran un ciclo complejo donde una lectura dual en circuito y diagrama es necesaria.

En el punto 1 el vapor recalentado a baja presión y temperatura procedente de los servicios de congelados se comprime en la central de baja temperatura hasta una presión de -10°C, punto 2, donde al mezclarse con el vapor procedente de los servicios de media temperatura, punto 10, se

enfriado para alcanzar el punto 3. De nuevo es comprimido, ahora por los compresores de media temperatura, saliendo al punto 4, a una temperatura cercana a los 100°C y a una presión de 90 bar. La presión de 90 bar es definida por la temperatura de salida del CO<sub>2</sub> del gas-cooler (anteriormente con cambio de fase era el condensador) a 40°C.

El CO<sub>2</sub> enfriado a 40°C se expande a un depósito a una presión adecuada, punto 6, para poder trabajar con materiales normales que suele estar por debajo de los 50 bar, ya que aunque la tendencia es diseñarlos para aguantar las presiones de parada a 90, muchos componentes subcríticos se diseñan para presiones en torno a 50 bar. En este depósito, el vapor, punto 7, se expande hacia la aspiración de los compresores de media temperatura a -10°C, punto 8, para mezclarse con el vapor recalentado de la descarga de los compresores de baja, punto 2, y el líquido, punto 9, se lleva a los evaporadores donde se expande, una parte en los evaporadores de media al punto 10, y otra parte a los evaporadores de baja, punto 11. De los evaporadores salen al punto 8 en el caso de media temperatura y al punto 1 en el de baja temperatura.

Este sistema, cuando la temperatura ambiente es ligeramente inferior a la temperatura crítica, puede trabajar en la zona subcrítica, y cuando la temperatura es ligeramente superior a la crítica trabaja como transcrito. Se evita trabajar en las proximidades de la zona crítica para garantizar los regímenes de trabajo. No podemos olvidar que el punto crítico es un punto singular donde se producen grandes cambios de propiedades físicas con mínimas variaciones de presiones y temperaturas.

En este sistema, según se tenga una presión de depósito más alta o más baja, en relación a la temperatura de salida del gas-cooler, el COP se puede ver modificado, ya que existen muchas combinaciones con distinta eficiencia.

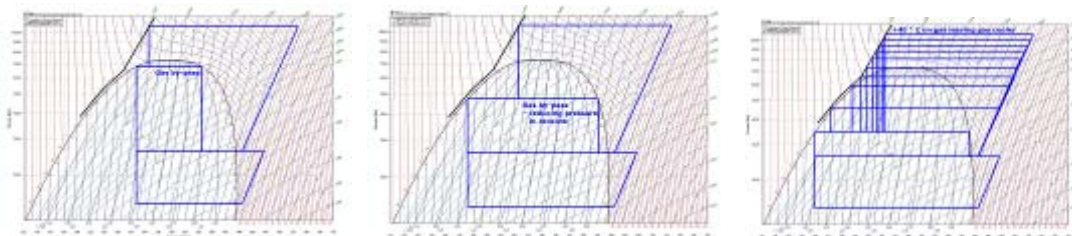


Figura 16. Bypass del recipiente de líquido de CO<sub>2</sub> a central de alta en sistema booster

Mantener la presión en el recipiente unos bar más elevada que la presión de evaporación, permite el uso de válvulas de expansión seca. Esta diferencia de presión es la que deberá utilizarse para la selección de estos componentes.

La línea negra colocada en paralelo a la curva de los puntos de burbuja del CO<sub>2</sub> y que luego sigue una recta, es la línea de trabajo para la presión en el gas-cooler/condensador, y que está relacionada con el COP óptimo en función de la temperatura de salida del gas-cooler/condensador.

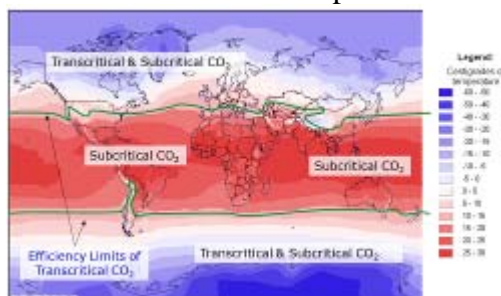


Figura 17. Meridianos de aplicación para sistemas booster de CO<sub>2</sub> sencillos

Este tipo de circuito se ha mostrado eficiente en zonas donde la temperatura media es inferior a los 17°C, que permite clasificar las zonas de uso tal como manifiesta el mapamundi del CO<sub>2</sub> transcrito sencillo.

## 10. SISTEMA BOOSTER CO<sub>2</sub> AVANZADO

Tal como se ha visto, el CO<sub>2</sub> transcrito sencillo no resulta atractivo en una gran parte del mundo. Es por ello que se han introducido modificaciones para que su uso se extienda las zonas habitadas con las mínimas excepciones posibles.

Los avances introducidos plantean una modificación del diagrama de Mollier en todos los puntos donde se puede.

Ya citado con anterioridad, una posibilidad, sería el uso del des-recalentador de vapor en la descarga de la primera etapa de compresión.

Otra posibilidad nueva es aspirar directamente el vapor del depósito de CO<sub>2</sub> que recibe la expansión desde la zona transcrita directamente con un compresor con variación de velocidad. De esta forma el consumo de energía para comprimir este vapor se reducirá de forma considerable convirtiendo el ciclo en más eficiente. Este sistema tendrá tres presiones de aspiración diferentes, la de baja temperatura, la de media temperatura y la del depósito de líquido.

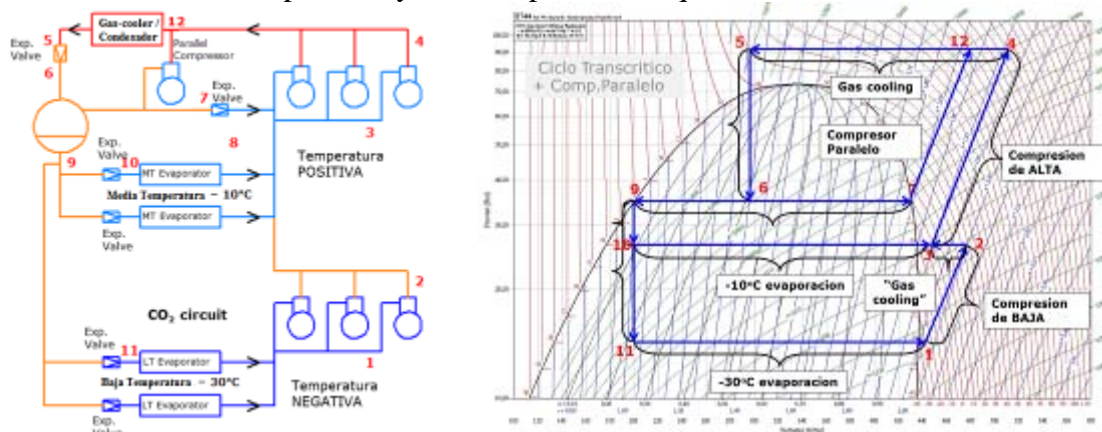
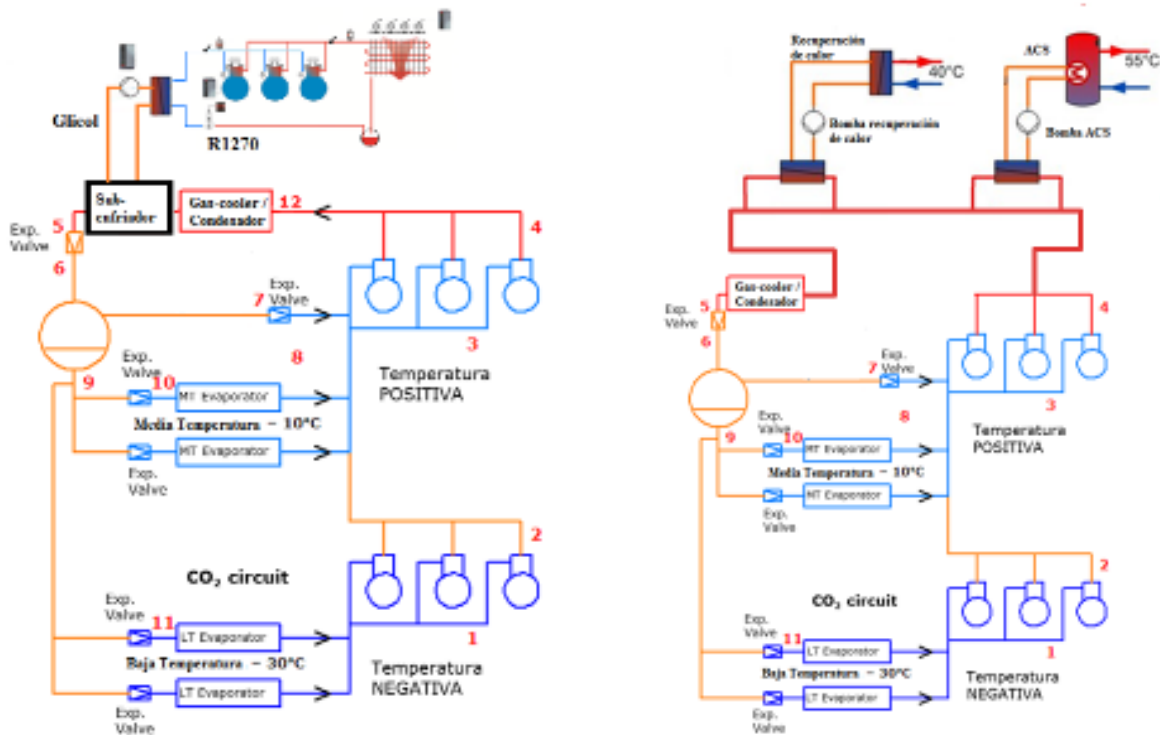


Figura 18. Compresor en paralelo en sistema booster de CO<sub>2</sub>

En la figura se observa la existencia de un compresor en paralelo adicional entre el punto 7 y 12. La válvula de expansión en el punto 7 se mantiene cuando el compresor en paralelo no funciona y que el vapor, pueda ser aspirado a menor presión por los compresores de alta. El ahorro se consigue ya que el trabajo de comprimir estos vapores es menor, y además el calentamiento que sufren es menor, por lo que el calor a disipar en el gas-cooler será menor.

Otra posibilidad cuando las condiciones exteriores son más extremas, a partir de 34-35°C, es la utilización de un subenfriador de CO<sub>2</sub> a la salida del gas-cooler. Aquí la presión se mantendrá en los niveles deseados controlando la válvula de expansión posterior.

Realmente este sistema se asemeja a un sistema en cascada con la complejidad del circuito transcrito. La ventaja estriba en que al evaporar este circuito a una temperatura más alta, se pueden elegir refrigerantes que presenten mejores eficiencias como el propileno R1270.



**Figura 19.** Subenfriador y recuperación de calor y ACS en sistema booster de CO<sub>2</sub>

Aunque para simplificar no se ha está indicado en la figura, una válvula de tres vías puede producir un bypass en el subenfriador de líquido que lo puede anular cuando por necesidades del sistema es necesario.

Otra posibilidad en el CO<sub>2</sub> es dada sus temperaturas en el lado de descarga, utilizar este calor para un efecto útil en el edificio donde se realiza la refrigeración. Este efecto útil es la producción de agua caliente sanitaria (ACS) y de agua para calefacción de edificios, tal como se hace en las bombas de calor de CO<sub>2</sub>.

En este caso, la producción de agua caliente así como la de agua de calefacción, al eliminar consumos directos de electricidad o combustibles, incrementa la eficiencia del sistema. En este caso ya no se habla de sistemas de refrigeración, sino de sistemas integrados de refrigeración y calefacción. En centros comerciales en el norte de Europa, esta integración ha hecho que los sistemas se diseñen de esta forma como un factor tan importante como la necesidad de refrigeración.

Para supermercados ubicados en edificios de viviendas, lo que tradicionalmente ha sido una fuente de problemas con las comunidades, por el ruido de los equipos utilizados, se puede convertir en una ventaja al poderles suministrar calefacción a un precio reducido.

La siguiente figura muestra un ejemplo de sistema booster de CO<sub>2</sub> con expansión directa en baja y media temperatura con compresor en paralelo, subenfriador de CO<sub>2</sub>, con generación de ACS y calefacción utilizado en países escandinavos y ciertos controles, sensores y actuadores necesarios.

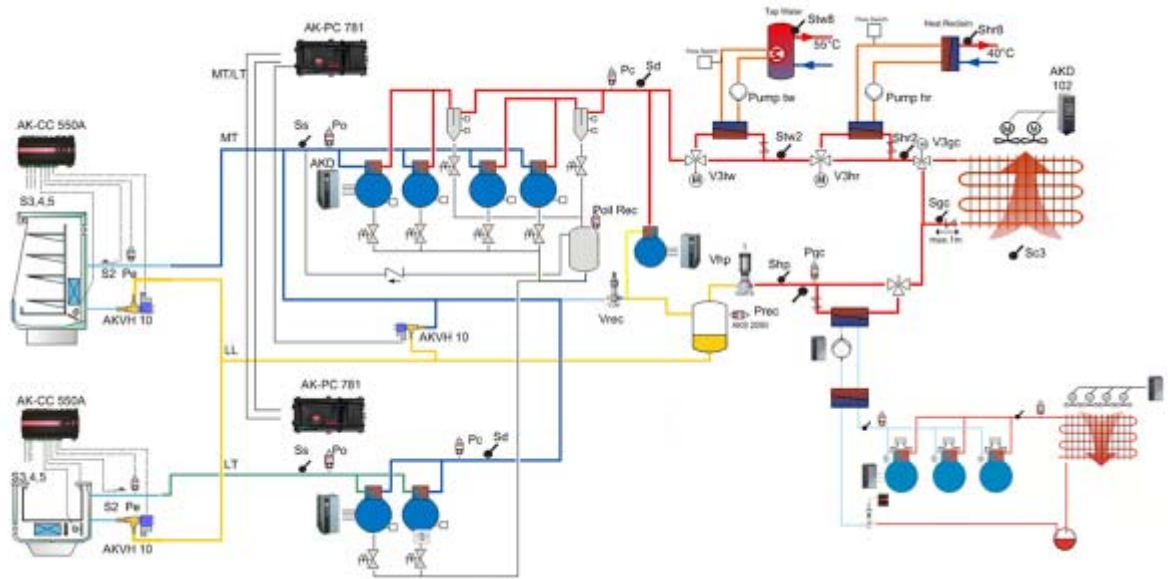


Figura 20. Esquema de sistema booster de CO<sub>2</sub> avanzado con controles

## 11. SISTEMA BOOSTER DE CO<sub>2</sub> CON EYECTOR

La última innovación en estos sistemas, ha sido desarrollar un eyector para utilizando su capacidad de compresión de gases, reduzca las necesidades de compresión en las central de compresores de alta temperatura y mejorando la eficiencia energética.

Parece existir cierto hermetismo en los sistemas de CO<sub>2</sub> con eyector, sin embargo no es así, ya que podemos recurrir a imágenes de parte de la patente n° US 8,776,539 B2 de julio 2014 realizada por Carrier, simplificadas y modificadas que merecen ser comentadas.

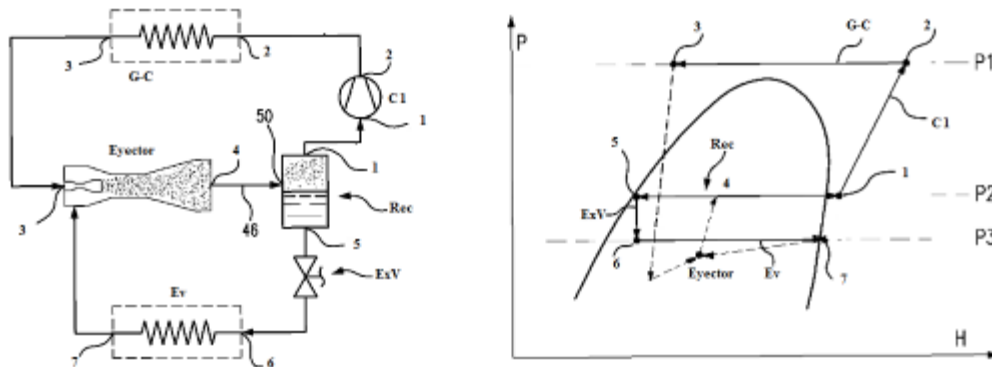


Figura 21. Eyector. Configuración básica del sistemas. Representación en diagrama logP-h

El aprovechamiento energético es debido al uso de la energía cinética desarrollada por el fluido en su expansión. La gran velocidad adquirida por el fluido en expansión en el interior del eyector provoca una depresión en el interior del mismo. Aprovechando esta depresión, el vapor del evaporador es aspirado arrastrado y comprimido descargándose a un depósito de remanso con una presión superior a la que hay en el evaporador. Adicionalmente, al no ser la expansión isoentálpica, la capacidad de robar calor por la misma cantidad de líquido introducido en el evaporador aumenta.

En la parte izquierda de la figura tenemos el circuito básico con el eyector como sistema de expansión (no isoentálpico) y con los puntos clave que nos permiten la identificación de las propiedades del fluido en el diagrama logP-H.

El compresor aspira el vapor en 1 procedente del recipiente de líquido (Rec) y lo comprime hasta una presión P1. El fluido de la descarga se enfría en el gas-cooler (G-C) de donde expansiona en el eyector. El fluido que entra en el eyector en las condiciones (3) pasa por un estrechamiento y se expande generando una gran velocidad que provoca una gran depresión en su canal de circulación. Esta depresión aspira el vapor en condiciones 7 procedente del evaporador a una presión P3, mezclándose con el fluido procedente de la expansión. Según avanza por el eyector al aumentar la sección disminuye la velocidad y aumenta la presión hasta el nivel P2.

Es decir en el eyector encontramos una presión elevada en la entrada principal, una presión muy reducida en el orificio lateral por donde succiona vapor y una presión intermedia en la salida. Las líneas discontinuas del diagrama logP-H se desarrollan en el interior del eyector.

Los juegos de caudales por la entrada principal o las velocidades conseguidas en el interior del eyector antes de la mezcla de vapores, y en la entrada secundaria junto con la presión de aspiración en la salida definida por el compresor, son los que determinaran las potencias y la temperatura de evaporación en el evaporador.

Es decir manipulando los caudales, podemos hacer que la diferencia de presión entre evaporador y aspiración del compresor cambie.

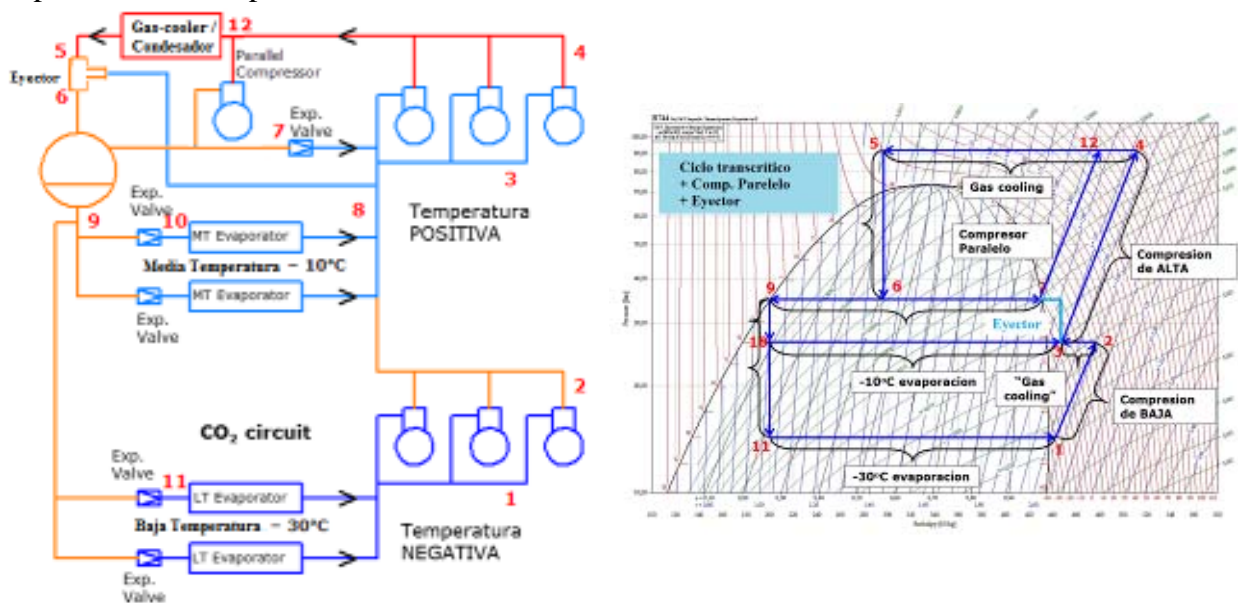


Figura 22. Esquema de sistema booster de CO<sub>2</sub> avanzado con eyector

Los límites de trabajo para el punto 3 de entrada en el eyector pueden ser críticos, ya que el líquido en el eyector al expansionarse cambia de estado, siendo el título de vapor conseguido en ciertas partes internas del eyector el determinante de la velocidad, por lo que variaciones en la posición del punto 3 que afecten considerablemente al título de vapor pueden afectar al funcionamiento del eyector.

Esta puede ser una de las razones por la que se dice que cuando hay eyector no es necesario que haya subenfriamiento del CO<sub>2</sub>.

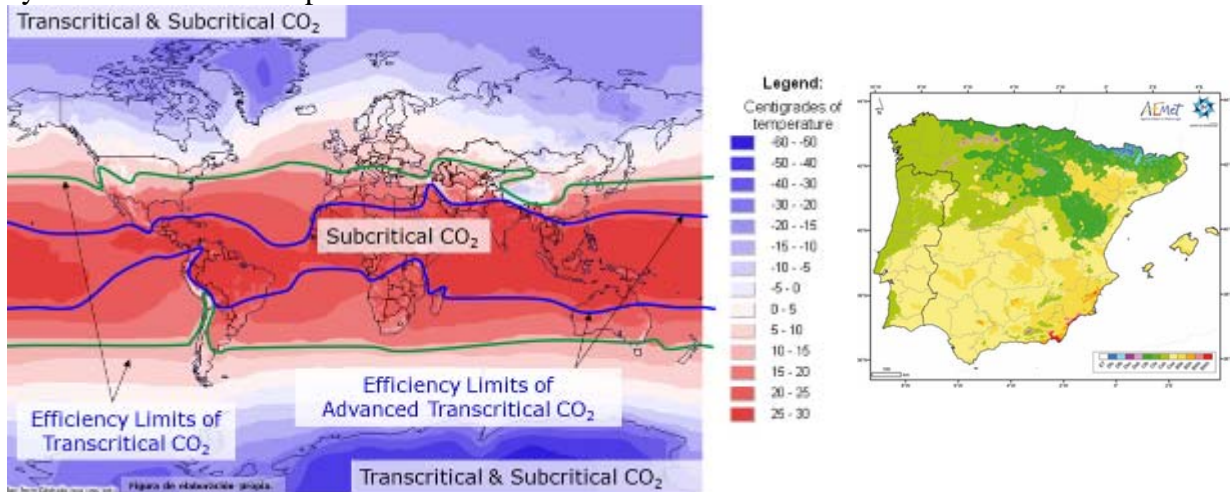
La modulación de capacidad en los eyectores es de gran dificultad y excede el objetivo de este trabajo.



## 12. CONCLUSIONES

Estudios utilizando el programa de software Pack Calculation II muestran claramente el ahorro de energía para los sistemas booster de CO<sub>2</sub> en el norte de Europa. El umbral para la temperatura ambiente, donde el sistema booster de CO<sub>2</sub> sencillo es menos eficiente que el HFC está alrededor de 16 a 17°C

En climas más cálidos el sistema booster de CO<sub>2</sub> mejorado con varios complementos como son el uso de compresor en paralelo, sub-enfriadores, enfriamiento adiabático del aire del condensador y eyector aumenta la temperatura umbral hasta 24-25 ° C.



**Figura 23.** Ampliación de zonas de trabajo con sistemas booster de CO<sub>2</sub> avanzado.

En consecuencia, los sistemas transcriticals de uso restringido en países mediterráneos, ven con estas tecnologías un campo de uso abierto.

Particularizado para la península ibérica, solo reducidas áreas en el sureste pueden presentar restricciones de uso (zonas en rojo y marrón más intenso).

Los sistemas booster de CO<sub>2</sub> puede funcionar bien incluso en climas cálidos, quedando excluidos solo ciertos países tropicales.

## 13. REFERENCIAS

DANFOSS. (2009).: “The Food Retail CO<sub>2</sub> applications handbook”. Nordborg

DANFOSS. (2011).: “Highly efficient heat reclaim with CO<sub>2</sub>”. White papers. Nordborg

PARMESH V. y JINLIANG W. (2014).: “Ejector-type refrigeration cycle and refrigeration device using the same”. Patente US 8,776,539 B2. Carrier Corporation

SANZ F. (2005).: “El resurgir del CO<sub>2</sub>. ¿Realidad o ficción? CYTEF.Barcelona

VADILLO I y SANZ F. (2011).: “Alternativas en Sistemas de Refrigeración con CO<sub>2</sub> para Distribución Alimentaria”. Foro Clima Madrid.