

EVALUACION ENERGETICA DE SISTEMAS BOOSTER CON CO₂

J. Catalán-Gil*, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello

Grupo de Ingeniería Térmica.
Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción.
Universidad Jaime I. Avda. Vicente Sos Baynat, s/n, 12071, Castellón, Spain.

Resumen:

El Reglamento Europeo N° 517/2014 (F-Gas), obliga a realizar cambios en las instalaciones de refrigeración comercial, principalmente en aquellas instalaciones que cuentan con refrigerantes de elevado GWP. Uno de los posibles cambios consiste en sustituir la instalación por un booster con CO₂ con distribución directa a media y baja temperatura. Este tipo de instalación está más extendido en el norte de Europa y no tanto en España, debido a que sin la introducción de mejoras, son sistemas con baja eficiencia para climas cálidos como el de España.

En esta ponencia se analiza energéticamente diferentes sistemas booster para distintas ciudades de España, entre ellos, el sistema booster básico con CO₂ y otros booster con mejoras para aumentar su eficiencia principalmente en climas cálidos. Estos sistemas se comparan con uno de los sistemas más extendidos en los últimos años en refrigeración comercial en España, como es el sistema en cascada.

El análisis se realizará para una instalación con potencias de 41 kW para el servicio de baja temperatura, con un nivel de evaporación de -32°C y con una potencia de 140 kW para el servicio de media, con un nivel de evaporación de -6°C para los sistemas booster y de -8°C para el sistema en cascada.

Palabras clave: CO₂, booster transcrito, booster subcritico, eyector, Refrigeración Comercial.

Nomenclatura

<i>ATD</i>	<i>approach</i> respecto a la temperatura ambiente
<i>BB</i>	<i>booster</i> básico
<i>BP</i>	<i>back pressure</i>
<i>CC</i>	ciclo en cascada
<i>CHE</i>	intercambiador de cascada
<i>d</i>	volumen geométrico, m ³ /h
<i>d_var</i>	variación del volumen geométrico, %
<i>HFC</i>	referencia al refrigerante R513A
<i>GC/K</i>	<i>gas cooler</i> /condensador
<i>IHX</i>	intercambiador de calor interno
<i>HP</i>	alta presión
<i>LP</i>	baja presión
<i>LT</i>	baja temperatura
\dot{m}	caudal másico, kg·s ⁻¹
<i>MT</i>	media temperatura
<i>P</i>	presión, bar
<i>PC</i>	compresión paralela/compresor paralelo
<i>SB</i>	<i>booster</i> subcrítico
<i>Sub</i>	subenfriamiento, K
<i>SUB</i>	zona subcrítica
<i>SWEC</i>	<i>Spanish Weather for Energy Calculations</i>
<i>T</i>	temperatura, °C
<i>t</i>	tasa de compresión
<i>TRANSC</i>	zona transcrítica
<i>TRANSI</i>	zona de transición
<i>v</i>	volumen específico, (m ³ /kg)
η_G	rendimiento global del compresor
η_V	rendimiento volumétrico del compresor
ΔT	salto de temperatura

Subíndices

<i>CO2</i>	referido al ciclo con CO ₂
<i>R513A</i>	referido al ciclo con R513A
<i>CHE</i>	intercambiador de cascada
<i>GC</i>	<i>gas cooler</i>
<i>C</i>	compresor
<i>dis</i>	descarga
<i>K</i>	condensador
<i>E</i>	evaporador
<i>EV</i>	válvula de expansión
<i>LT</i>	baja temperatura
<i>MT</i>	media temperatura
<i>O</i>	evaporación
<i>ref.system</i>	sistema de referencia (cascada con R513A/CO ₂)
<i>SEC</i>	referido al fluido secundario en el eyector
<i>suc</i>	succión

1. TEXTO PRICIPAL

1.1 INTRODUCCION

Con el Reglamento Europeo N° 517/2014 (F-Gas) [1], se han impuesto una serie de limitaciones en el uso de refrigerantes de elevado PCA, principalmente en aquellos sectores que utilizan cargas de refrigerante elevadas y poseen ratios de fugas importantes, como es el caso de la refrigeración comercial. Estas restricciones, dirigidas a reducir las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero, obliga a realizar cambios en las instalaciones de refrigeración actuales que trabajan con refrigerantes de elevado PCA, como el R404A (PCA = 3922) o R507A (PCA = 3985).

En algunos casos, el cambio que se realiza en las instalaciones, consiste en la sustitución del refrigerante de elevado PCA, por otro refrigerante de menor PCA compatible con la propia instalación (*drop-in*), aunque esta alternativa no asegura el uso de refrigerantes con $PCA < 150$ en expansión directa, por lo que otra solución consiste en el uso de fluidos secundarios. Otra de las alternativas que se está adoptando, es el cambio completo por sistemas con CO_2 , siendo los sistemas *booster* [2] una de las soluciones más atractivas, aun así, estos sistemas están más extendido en el Norte de Europa, debido principalmente, a que los *booster* básicos con CO_2 tienen un buen rendimiento para medias y bajas temperaturas. Sin embargo, en climas cálidos donde la temperatura ambiente supera los 20-25 °C, los sistemas *booster* básicos con CO_2 no son tan habituales, debido a su baja eficiencia frente a los sistemas en cascada.

Por ello, en climas cálidos, las alternativas principales con CO_2 son, utilizar sistemas en cascada con expansión directa o indirecta del ciclo de media temperatura, con el CO_2 en el ciclo de baja temperatura y un fluido de bajo PCA en el ciclo de media temperatura, o por otro lado, utilizar los sistemas *booster* con distribución directa a media y baja temperatura, pero introduciendo diferentes elementos de mejora para aumentar la eficiencia del sistema a altas temperaturas ambiente. Las grandes mejoras en los sistemas *booster* con CO_2 se consiguen con el uso de la compresión paralela [3], disminuyendo la temperatura del refrigerante a la salida del *gas cooler*, como con el uso de un subenfriamiento mecánico [4], o mediante la instalación de eyectores [5]. Estas mejoras, buscan principalmente disminuir el consumo y caudal de refrigerante en los compresores, aumentar el salto entálpico en los evaporadores, reducir la tasa de compresión y además, con la introducción de los eyectores, reducir las pérdidas exergéticas producidas en la válvula de expansión a la salida del *gas cooler*.

Por ello, esta ponencia analiza energéticamente las diferentes soluciones para instalaciones de refrigeración comercial utilizando CO_2 para distribución directa únicamente a baja temperatura (sistema en cascada) o para la distribución directa tanto a media como a baja temperatura (sistemas *booster*). Los diferentes sistemas *booster* analizados corresponden a las configuraciones de *booster* básico, *booster* con compresión paralela, *booster* con eyector y nuevas configuraciones como la cascada con *booster* subcrítico y cascada con *booster* subcrítico más compresión paralela.

Además se obtienen las limitaciones de cada uno de las configuraciones para el rango de temperaturas de 0 a 40 °C y se analiza en qué condiciones dejan de funcionar el eyector y determinados compresores en los diferentes sistemas, considerando unas restricciones asociadas al funcionamiento de los diferentes componentes. Para los cálculos energéticos, han sido consideradas las temperaturas anuales reales de diferentes ciudades de España y Portugal, además, el análisis se ha realizado para un supermercado de tamaño medio con unas potencias frigoríficas de 140 kW para media temperatura y 41 kW para baja temperatura, considerando un perfil de carga variable a lo largo del día.

1.2 ANÁLISIS DE CONFIGURACIONES

En esta sección, se muestran diferentes configuraciones para refrigeración comercial que dan servicio a baja y media temperatura con refrigerantes de alta seguridad A1 y adaptados a la F-Gas.

1.2.1 Ciclo en cascada R513A/CO2 (CC)

La configuración en cascada, representada en la *Fig. 1* junto con su diagrama T-s, y analizada experimentalmente por Sanz-Kock [6] con R134a en el circuito de baja temperatura, consta de dos circuitos frigoríficos independientes unidos térmicamente entre sí a través de un intercambiador de cascada. En el circuito de baja temperatura se utiliza CO2 como refrigerante y en el ciclo de media temperatura, debido a que se realiza una expansión directa, es necesario utilizar un fluido de alta seguridad (A1) en la zona de servicio. En este caso el análisis se realiza con el fluido R513A. Para el análisis energético se tomará este ciclo como ciclo de referencia.

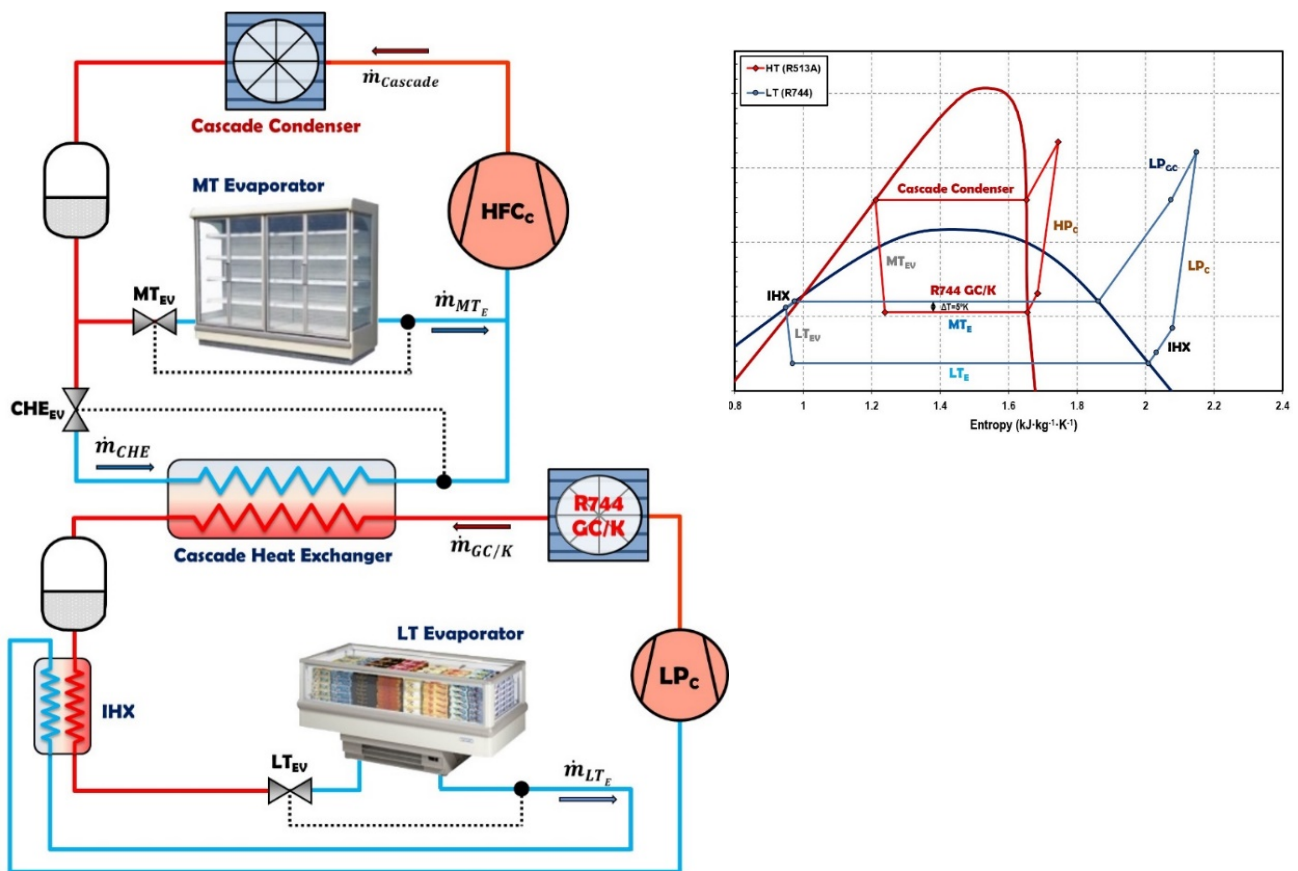


Fig. 1: Representación del ciclo en cascada R513A/CO2 y su diagrama T-s.

1.2.2 Booster básico (BB)

Al igual que la configuración en cascada, la configuración de ciclo *booster* básico con CO2 como único refrigerante, consta de dos servicios (media y baja temperatura). El sistema consta de dos etapas de compresión y se le añade un *gas cooler* entre etapas (LP_{GC}) para disminuir la temperatura del refrigerante a la salida del compresor de baja presión (LP_c), con el fin de reducir el volumen de aspiración del refrigerante a la entrada del compresor de alta presión y con ello su consumo. Para este tipo de sistemas, la disipación en la línea de alta temperatura, se lleva a cabo con un intercambiador que trabaja en régimen transcrito (*gas cooler*) o subcrítico (condensador). Las diferencias entre una u otra forma de funcionamiento se indican en el apartado 1.3.

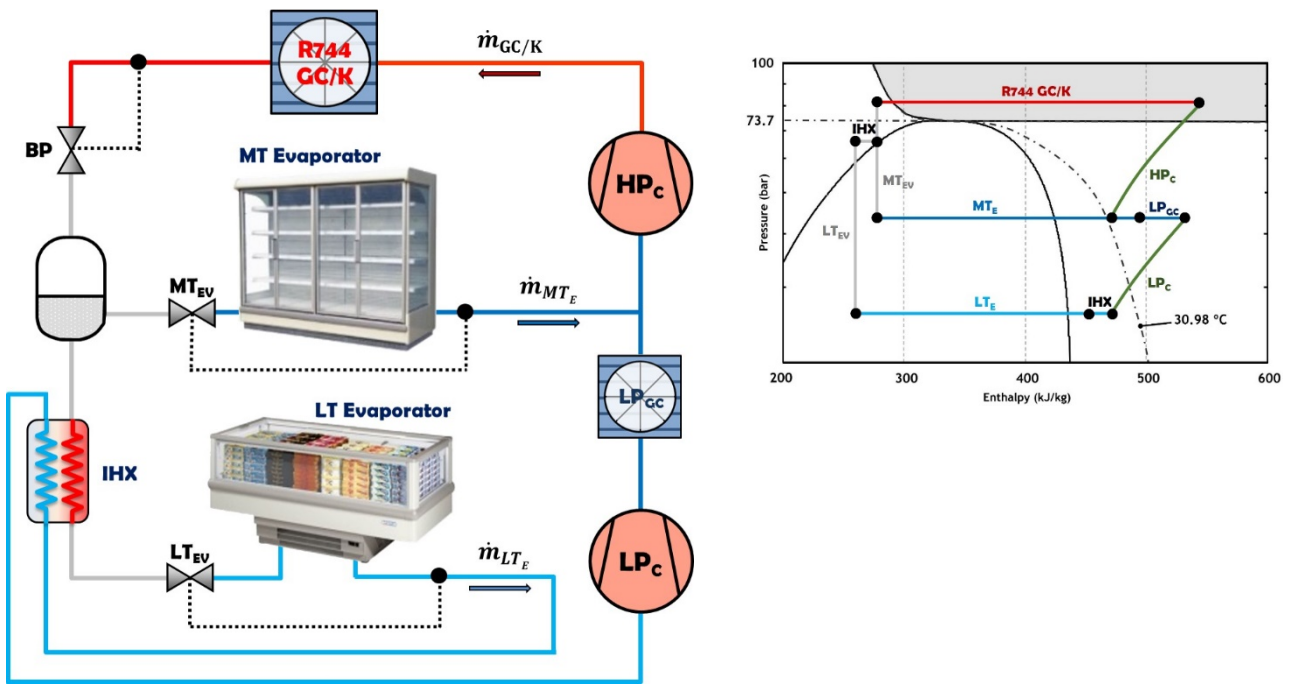


Fig. 2: Representación del booster básico y su diagrama p-h.

1.2.3 Booster con compresión paralela (BB+PC)

En la siguiente configuración, representada en la Fig. 3 y analizada por Bell [7], se introduce un compresor adicional (PC). El refrigerante del depósito en estado líquido alimenta a los evaporadores, en cambio, el vapor saturado del depósito es extraído por el compresor paralelo adicional, con lo que se reduce la presión del depósito respecto al caso anterior para unas mismas condiciones, lo que se traduce en un mayor salto entálpico en los evaporadores, reduciéndose el caudal necesario para una misma potencia frigorífica, así como el caudal trasegado por los compresores LP_c y HP_c.

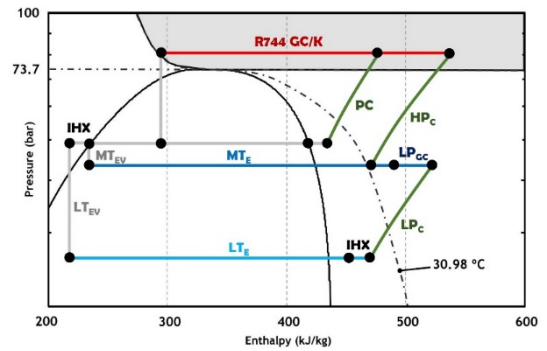
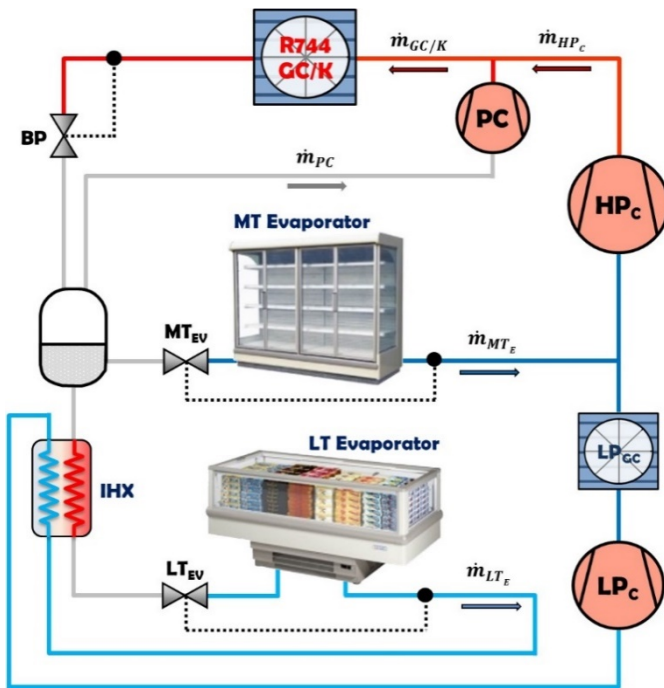


Fig. 3: Representación del booster con compresión paralela y su diagrama p-h.

1.2.4 Booster con eyector y compresión paralela (BB+PC+EYECTOR)

El siguiente sistema (*Figura 4*) incorpora un eyector de gas al *booster* transcrito manteniendo la compresión paralela. El uso del eyector para estos sistemas, trata de reducir el caudal trasegado por el compresor de alta presión, ya que es la parte del sistema que más energía consume en los sistemas *booster* básicos con CO₂, además, puede sustituir a la válvula *back pressure* (BP), asegurando una expansión del refrigerante de forma más isoentrópica, en comparación con la que se produciría con una válvula de expansión normal, lo que favorece un mayor salto entálpico en los evaporadores. Además, con este tipo de sistema, se puede conseguir la integración de la central de AC con el sistema de refrigeración [8].

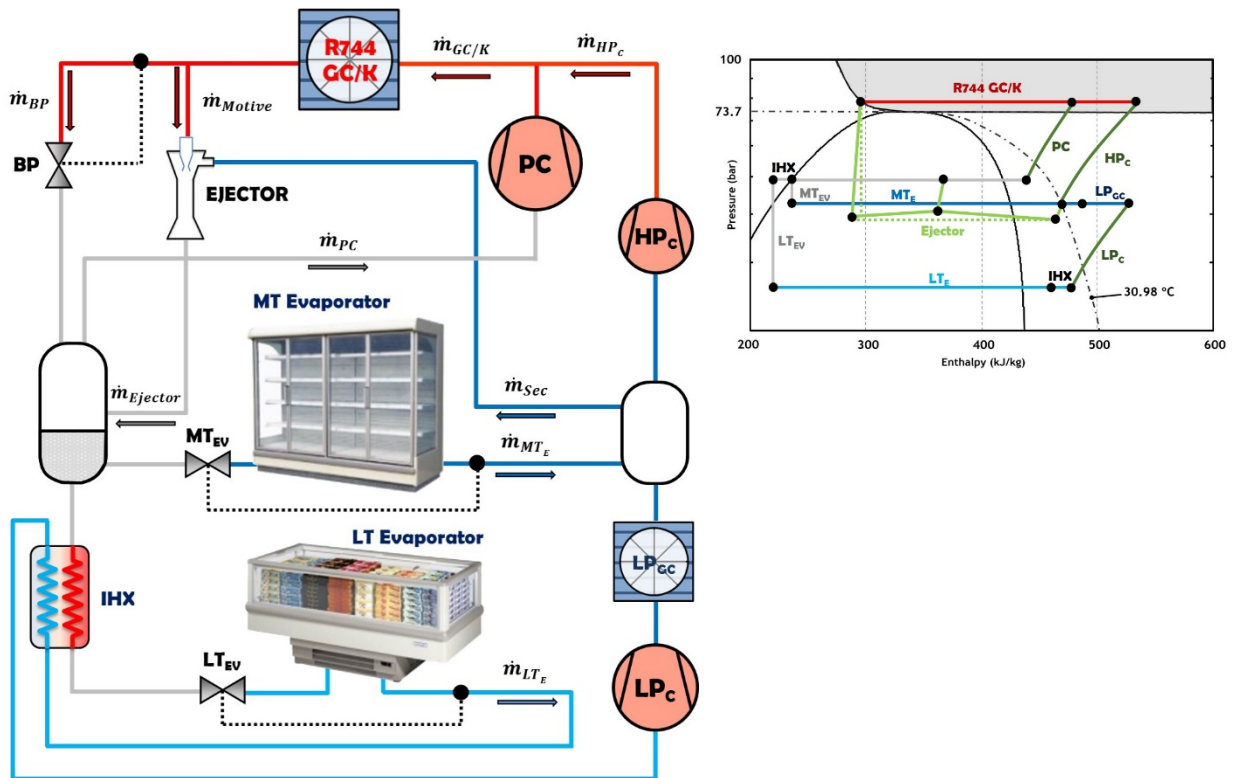


Fig. 4: Representación del booster con eyector + PC y su diagrama p-h.

1.2.5 Cascada + booster subcrítico (CC+SB)

La siguiente configuración analizada corresponde a ciclo en cascada con un *booster* subcrítico con CO₂, aportando una variación en los servicios y en el funcionamiento del ciclo con CO₂ respecto al sistema en cascada con R513A/CO₂. En la Fig. 5 se encuentra representado este sistema y el diagrama p-h para el ciclo con CO₂. En este caso el ciclo *booster* con CO₂, trabaja siempre en régimen subcrítico, con un nivel de condensación determinado. Para mantener este nivel de condensación, se utiliza un ciclo de compresión de vapor en cascada con el sistema *booster*, en el que se pueden utilizar diferentes refrigerantes, ya que no existe expansión directa entre el ciclo de cabecera y los servicios. Para este caso el refrigerante escogido es el R513A por ser un sustituto directo del R134a y por mantener el mismo refrigerante que en la cascada anterior.

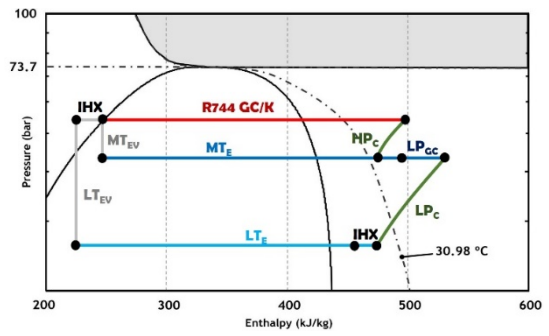
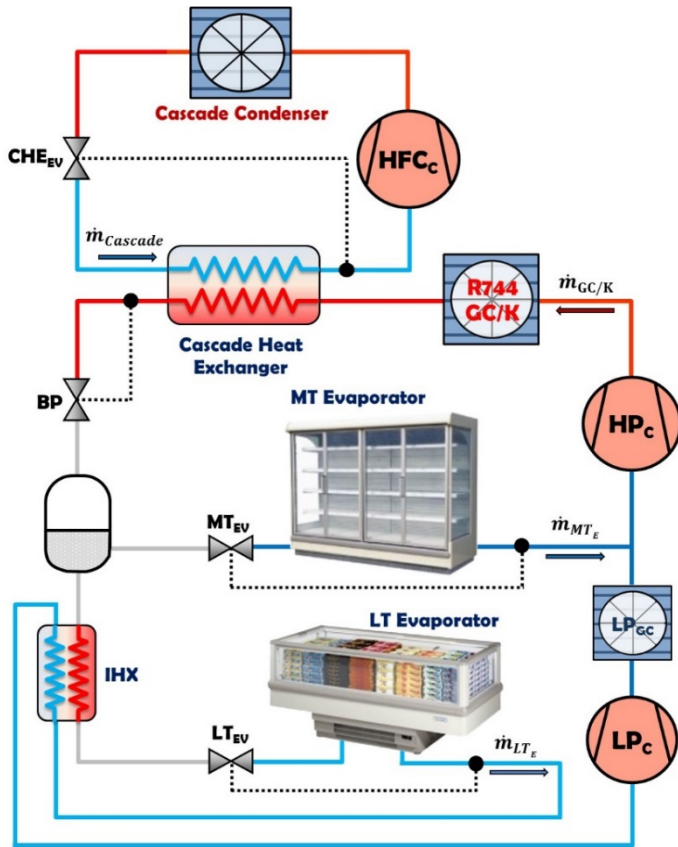


Fig. 5: Representación de la cascada con booster subcrítico y su diagrama p-h.

1.2.6 Cascada con *booster* subcrítico y compresión paralela (CC+SB+PC)

La última configuración analizada corresponde a un ciclo en cascada con *booster* subcrítico con CO₂, igual que el del caso anterior, pero al que se le añade un compresor en paralelo en el ciclo con CO₂ (Figura 6). El funcionamiento del ciclo *booster* con CO₂ será siempre en subcrítico, pero en este caso el nivel de condensación es superior al caso anterior, para mantener una tasa en el compresor en paralelo superior a la mínima recomendada por el fabricante, tal y como se indica en el apartado 1.3.

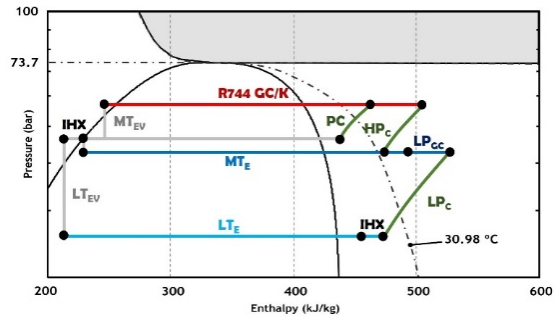
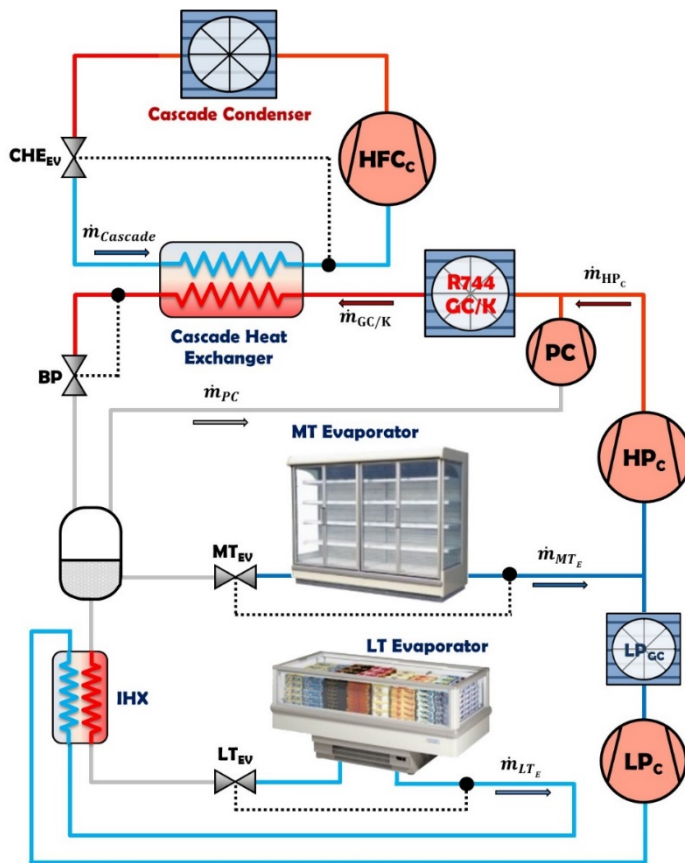


Fig. 6: Representación de la cascada con booster subcrítico + PC y su diagrama p-h.

1.3 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

En este apartado se establecen las diferentes consideraciones tomadas en el funcionamiento de los elementos de cada uno de los sistemas, para su análisis y comparación.

1.3.1 Presión y temperatura de disipación

Para las configuraciones con R513A, tienen una presión de disipación de dicho refrigerante que corresponde con su temperatura de condensación. Esta temperatura es considerada como 5K superior a la temperatura ambiente.

Para los ciclos con CO₂ funcionando en modo subcrítico, en los casos en que no se trabaje con PC, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es considerada como la temperatura ambiente más un incremento de 5K y sin considerar subenfriamiento alguno. Para los casos que tengan PC y con ello extracción de vapor del depósito, la temperatura de salida del condensador, es considerada como la temperatura ambiente más un incremento de 5K, pero en este caso, con un subenfriamiento de 2K para la correcta regulación de la válvula *back pressure*.

Cuando el ciclo con CO₂ trabaja en modo transcrito, la presión de disipación puede variar desde el valor de presión crítica (~74 bar), hasta una presión máxima de 120 bar. La temperatura del CO₂ a la salida del *gas cooler* es considerada con un pequeño *approach* de 2K con la temperatura ambiente debido a la alta eficiencia del *gas cooler* en régimen transcrito.

Cuando se pueda trabajar en modo transcrito y subcrítico, la transición entre un modo de

funcionamiento y el otro (*Figura 7*), dependerá del algoritmo de control implementado en el sistema de regulación. En este caso se considera una variación lineal de la presión desde el punto en el que el COP de la instalación en ciclo transcrito es superior al del ciclo subcrítico, hasta el valor de presión del punto crítico (~74 bar). Esta zona intermedia de funcionamiento es considerada como una zona de transición.

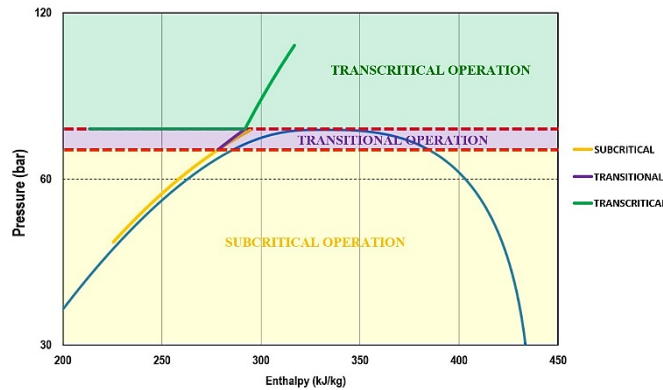


Fig. 7: funcionamiento de la back-pressure.

1.3.2 Presión del depósito de acumulación

Para los sistemas que no tengan extracción de vapor, la presión del depósito viene determinada por la temperatura de éste, en cambio, para los sistemas con extracción de vapor hay una mínima presión de funcionamiento. En el caso del sistema con eyector, la presión del depósito es variable y depende de la diferencia de presión entre el *gas cooler* y el nivel de media presión, así como de la relación de caudales de entrada al eyector. Para los demás casos con extracción de vapor del depósito, la presión del depósito se mantendrá constante en 35 bar, para asegurar un diferencial de presión mínimo en la válvula de expansión de media temperatura.

1.3.3 Intercambiador interno (IHX)

En el caso de temperaturas de evaporación bajas, es necesario introducir un IHX para asegurar que haya líquido de refrigerante a la entrada de la válvula de expansión y además, asegurar una temperatura mínima del refrigerante a la entrada del compresor, aportando una pequeña mejora energética al sistema [9] [10], por ello, para todos casos analizados, se incorpora un IHX con una eficiencia térmica del 65%.

1.3.4 Intercambiador de cascada (CHE)

En las configuraciones que incorporen un ciclo con R513A, se introduce un intercambiador de cascada, considerando un salto térmico entre la entrada del R513A y la salida del CO₂ en el intercambiador de 5K.

1.3.5 GC baja presión (LP_{GC})

La introducción de un intercambiador a la salida del LP_C, permite enfriar el refrigerante a la salida de dicho compresor, disminuyendo la temperatura de aspiración del refrigerante en el HP_C, así como su volumen específico. Con ello, la temperatura del CO₂ a la salida del LP_{GC} será considerada como la temperatura ambiente más un incremento de 5K.

1.3.6 Servicios de refrigeración

Para el análisis de los diferentes sistemas se consideran los servicios de media y baja temperatura con unas cargas térmicas para un supermercado de tamaño medio y con unos niveles de

evaporación estándar, considerando un nivel de evaporación de media temperatura en la cascada R513A/CO₂ inferior a los demás sistemas, debido a la mejor transferencia de calor que posee el CO₂ frente al R513A. Las diferentes consideraciones para cada uno de los servicios son:

Servicio de media temperatura:

- Potencia frigorífica: 140 kW.
- Temperatura de evaporación (CO₂): -6 °C
- Temperatura de evaporación (R513A): -8 °C
- Recalentamiento útil en evaporador: 5K
- Recalentamiento en línea de aspiración: 5K

Servicio de baja temperatura:

- Potencia frigorífica: 41 kW
- Temperatura de evaporación (CO₂): -32 °C
- Recalentamiento útil en evaporador: 5K
- Recalentamiento en línea de aspiración: 5K

1.3.7 Eyector

Para el análisis del funcionamiento del eyector, se ha considerado un eyector bifásico, considerando se ha empleado un rendimiento constante en la boquilla de arrastre, tobera de aspiración y difusor de 0.8, y una relación de caudales constante de 0.25 entre el fluido aspirado y el fluido motriz.

1.3.8 Compresores

Los compresores empleados en este estudio son modelos reales, modelizados a partir de datos del fabricante. Los ajustes realizados corresponden al rendimiento volumétrico (η_V) y global (η_G) para cada uno de los compresores utilizados. Para el caso de los compresores que puedan trabajar en transcrito o subcrítico (PC y HP_C) y dependiendo de las condiciones de funcionamiento, se utilizan dos curvas de rendimiento diferentes, según en qué régimen esté trabajando el sistema

1.3.9 Limitaciones

En todos los sistemas analizados se consideran dos limitaciones de funcionamiento para todo el rango de temperaturas ambiente analizado. La primera limitación considera un diferencial de presión mínimo de 3.5 bar en todos los sistemas de expansión, ya que con diferencias de presión bajas, las válvulas de expansión no regulan correctamente y la segunda limitación, es asegurar una tasa mínima en los compresores de 1.5, puesto que con tasas menores, los compresores de pistón no tienen un correcto funcionamiento y pueden causar daños al compresor. Esto afecta al funcionamiento y limitaciones de los diferentes sistemas, lo que hace que a temperaturas ambiente bajas, un sistema no funcione con la misma configuración que a temperaturas ambiente altas.

Las limitaciones de funcionamiento obtenidas para cada uno de los sistemas analizados, se resumen en la *Fig. 8*.

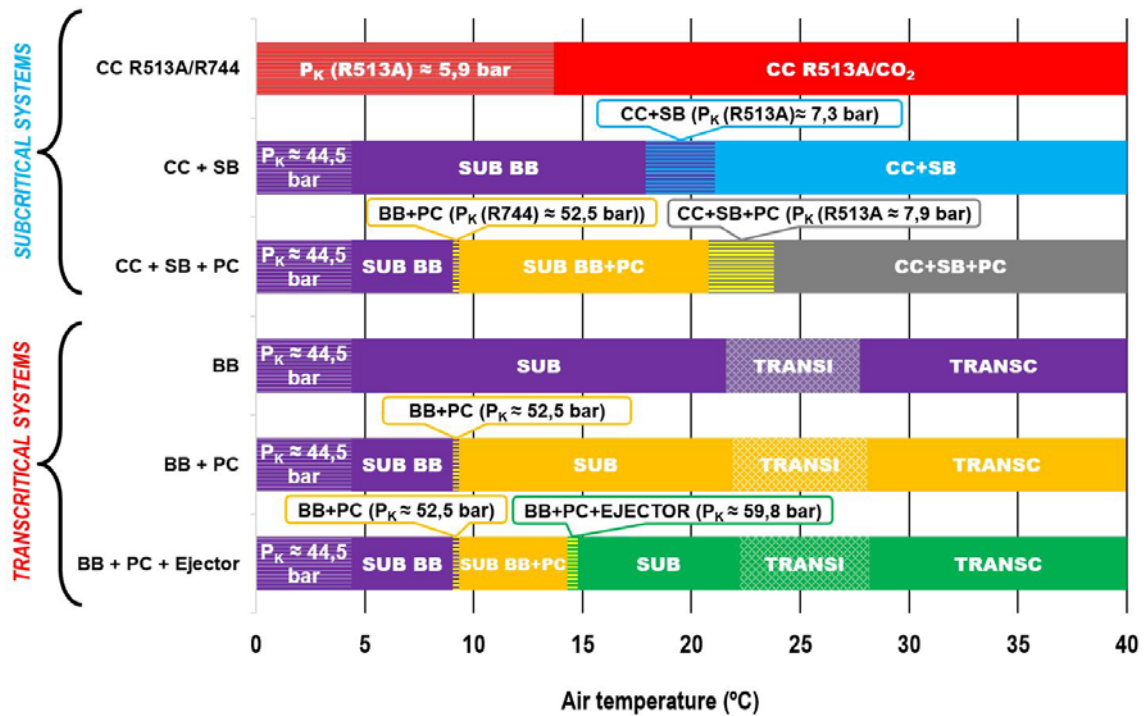


Fig. 8: Limitaciones de funcionamiento de los sistemas.

A partir de las limitaciones consideradas, para cada uno de los componentes de cada una de las configuraciones analizadas, se obtienen los rangos de funcionamiento de cada uno de los sistemas y cuando es más conveniente dejar de utilizar el PC, el eyector o el ciclo de cabecera en el sistema en cascada con el *booster* subcrítico. Todo ello queda resumido gráficamente en la Fig. 8.

Tenemos que en el sistema en cascada R513A/CO₂ puede trabajar con presión de condensación flotante hasta una temperatura ambiente de 13.7 °C y por debajo de ella, se debe mantener la presión de condensación para mantener un diferencial de presión en la válvula de expansión del ciclo de cabecera, superior a la mínima recomendada por el fabricante (3.5 bar).

En el ciclo *booster* básico, debido a la mínima tasa decompresión del HP_C, lo que nos restringe la presión en el condensador para temperaturas ambiente por debajo de 4.4 °C. En este caso, el sistema trabaja en tres zonas (transcrítico, transición y subcrítico), con presión variable en el GC/K para temperaturas ambiente superiores a 4.4 °C, y con presión de condensación constante para temperaturas inferiores.

Para el ciclo *booster* con compresión paralela sucede lo mismo que en el caso anterior, pero la restricción, afectará antes al PC y posteriormente al HP_C. Con ello tenemos que este sistema trabaja con presiones variables en el GC/K en zonas de transcrítico, transición y subcrítico para temperaturas ambiente superiores a 9.3 °C, para temperaturas inferiores mantiene la presión del condensador constante hasta que es más eficiente trabajar como BB (~9 °C), anulando el PC.

En el caso del *booster* con eyector, se ha comprobado que el funcionamiento del sistema está limitado inicialmente por el diferencial de presión mínimo en la válvula de expansión de media temperatura, por ello, este sistema trabaja con el eyector con presiones variables en el GC/K en zonas de transcrítico, transición y subcrítico para temperaturas ambiente superiores a 14.8 °C, para temperaturas inferiores mantiene la presión del condensador constante hasta que es más eficiente trabajar como BB+PC (~14.3 °C). Por debajo de esta temperatura, el sistema funciona como el

sistema BB+PC.

Por otro lado, para el ciclo en cascada + *booster* subcrítico, las limitaciones de esta configuración vienen marcadas por el ciclo de cabecera, por lo que para el nivel de evaporación del ciclo de cabecera de 5 °C (10 °C de condensación en el ciclo CO₂), y con la restricción del mínimo diferencial de presión, tenemos que, a temperaturas ambiente superiores a 21 °C, esta configuración funciona como CC+SB con presión de condensación flotante, entre 17.9-21 °C como CC+SB pero con presión de condensación constante y por debajo de 17.9 °C, se desconecta el ciclo de cabecera y funciona igual que el BB descrito anteriormente.

Por último, el ciclo en cascada con el *booster* subcrítico y compresión paralela tiene las mismas limitaciones que en el caso anteriores más las del compresor paralelo añadido. Con ello, considerando un nivel de condensación del ciclo de CO₂ mayor (14.4 °C), para tener una tasa de compresión en el PC mínima de 1.5, tenemos que este sistema funciona siempre en régimen subcrítico, como CC+SB+PC con presión de condensación flotante para temperaturas ambiente superiores a 23.8 °C, con presión de condensación constante para temperaturas entre 20.8-23.8 °C y, por debajo de 20.8 °C, se desconecta el ciclo de cabecera y funciona igual que el BB+PC.

1.3.10 Otras consideraciones

Para la comparación de los diferentes sistemas, además se han tenido las siguientes consideraciones:

- Temperaturas ambiente: 0 a 40 °C.
- Presiones de disipación óptimas (máximo COP) calculadas para todo el rango de funcionamiento y para cada uno de los sistemas.
- Se desprecian caídas de presión e intercambio de calor en líneas.
- El caudal motriz y secundario a la entrada de la zona de mezcla del eyector tiene la misma presión.
- En el eyector no se produce ninguna mezcla de los caudales antes de la zona de mezcla.
- La energía cinética a la entrada y salida del eyector se consideran insignificantes.

1.4 RESULTADOS

En esta sección se analizan los resultados obtenidos referentes al COP, las presiones en el GC/K para todo el rango de temperaturas ambiente, así como el consumo energético para varias ciudades de España y Portugal.

1.4.1 Evolución de COP respecto a la temperatura ambiente

En la *Fig. 9*, donde se observa que para temperaturas ambiente superiores a 14 °C, los sistemas en cascada ofrecen una mejora del COP importante respecto a los sistemas *booster* con CO₂, en cambio, para temperaturas ambiente inferiores a 13 °C, como el sistema en cascada debe mantener su presión de condensación para su correcto funcionamiento, son los sistemas *booster* con CO₂ los que obtienen un mayor COP. Estas son unas de las razones de por qué los sistemas *booster* con CO₂ están más extendidos en climas fríos que en cálidos.

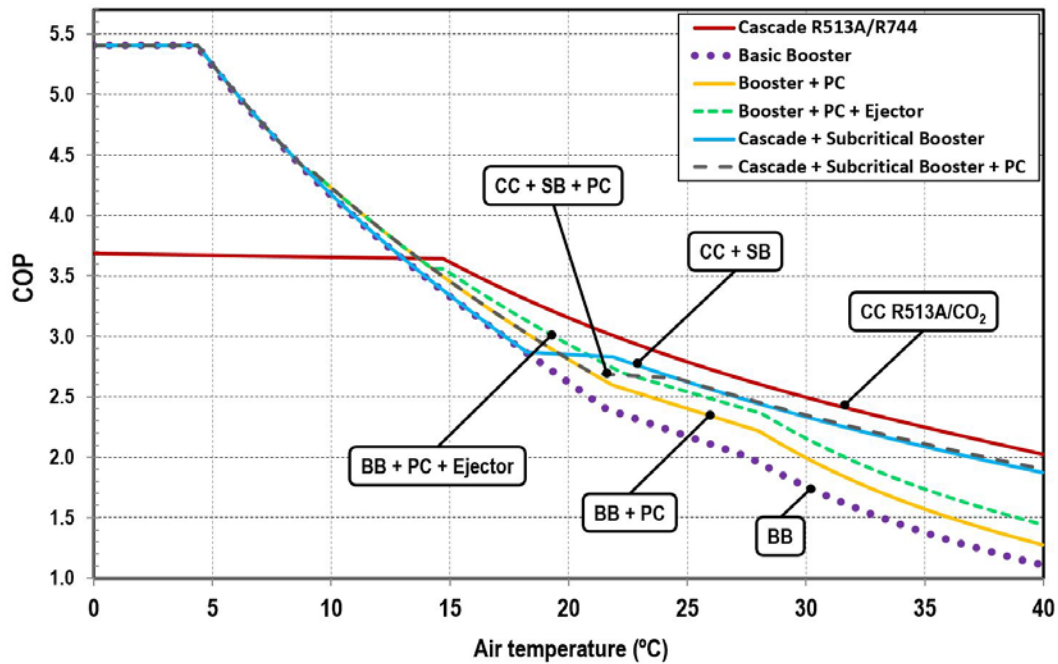


Fig. 9: COP de las configuraciones para diferentes temperaturas ambiente.

Además, el hecho de que a temperaturas ambiente bajas, las diferencias de COP entre los sistemas *booster* son relativamente pequeñas, hace que para zonas con climas fríos, sea suficiente con instalar un sistema *booster* básico con CO₂, ya que son los sistemas *booster* más simples y obtienen un COP similar a los demás sistemas *booster* con mejoras.

Las mayores diferencias de COP entre los sistemas *booster* se producen a temperaturas ambiente altas, por lo que se puede comprobar que todas las mejoras del sistema *booster* básico analizadas, buscan mejorar principalmente la eficiencia de estos sistemas para temperaturas ambiente medias-altas.

Con esto tenemos que para lugares en los que la temperatura ambiente media sea superior a 14 °C, es posiblemente más conveniente poner una instalación frigorífica con una configuración en cascada, por el contrario, para temperaturas ambiente medias inferiores a 13 °C, es más conveniente poner un sistema *booster* con CO₂. Para temperaturas ambiente medias por encima de 14 °C, las diferencias de COP entre las diferentes sistemas *booster* son mayores que para temperaturas ambiente bajas, por lo que para aclarar cual sistema es mejor energéticamente para determinadas poblaciones, hay que analizar el consumo energético anual de cada una de las configuraciones.

Teniendo el sistema en cascada R513A/CO₂ como referencia, la Fig. 10 muestra los incrementos de COP a diferentes temperaturas ambiente. De esta forma se observa las variaciones en COP de cada una de las configuraciones respecto al sistema en cascada con R513A/CO₂.

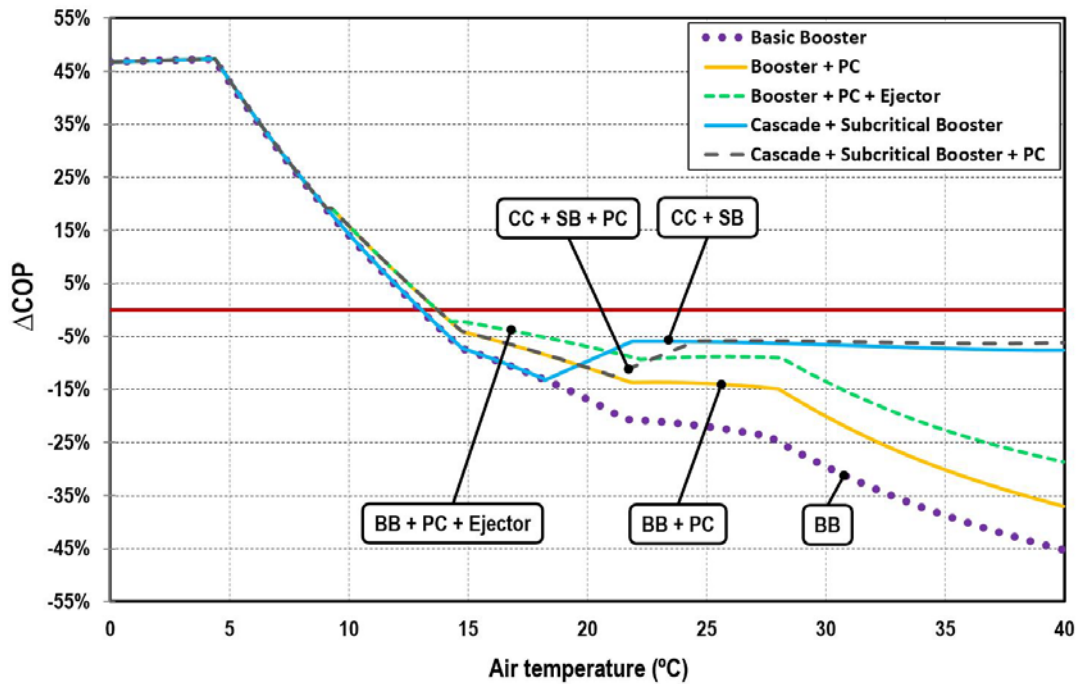


Fig. 10: Incrementos de COP respecto increment respect to R513A/CO₂ cascade.

En este caso la gráfica muestra como el sistema *booster* básico para climas cálidos funciona con un COP inferior a todos los sistemas analizados, llegando a una reducción del COP respecto al sistema en cascada R513/CO₂ de hasta el 45% para temperaturas ambiente de 40 °C. Es por ello que sin la introducción de mejoras en los sistemas *booster* con CO₂, este sistema no es una solución eficiente para zonas con climas cálidos.

Con la introducción de las mejoras analizadas para los sistemas *booster* con CO₂, se consigue disminuir considerablemente la diferencia de COP frente a la cascada para altas temperaturas ambiente, siendo las cascadas con *booster* subcrítico y el sistema con eyectores, los sistemas que mejor resultados obtienen, con una diferencia de COP del 7-8% y del 29% respectivamente, para una temperatura ambiente de 40 °C, lo que se traduce en unas mejoras del COP respecto al sistema *booster* básico de hasta el 68-71% para las cascadas con *booster* subcrítico, del 30% para el sistema con eyector y del 15% para el sistema con compresión paralela.

1.4.2 Evolución de la presión óptima en el GC/K

Otro aspecto interesante es ver cómo evoluciona la presión óptima de trabajo en el GC/K para cada sistema y cada refrigerante. En la *Tabla I* se muestran las diferentes presiones máximas para cada uno de los sistemas.

Tabla I: Presiones óptimas máximas.

CYCLE	Max P _{opt} (CO ₂) (bar)	Max P _{opt} (HFC) (bar)
BB	104.9	-
BB + PC	103.4	-
BB + PC + Ejector	103.1	-
CC	32.2	12.2
CC + SB	61.4	12.2
CC + SB + PC	68.5	12.2

La Fig. 11 muestra las presiones óptimas del gas cooler y condensador para máximo COP, en el rango de temperaturas ambiente de 0-40 °C.

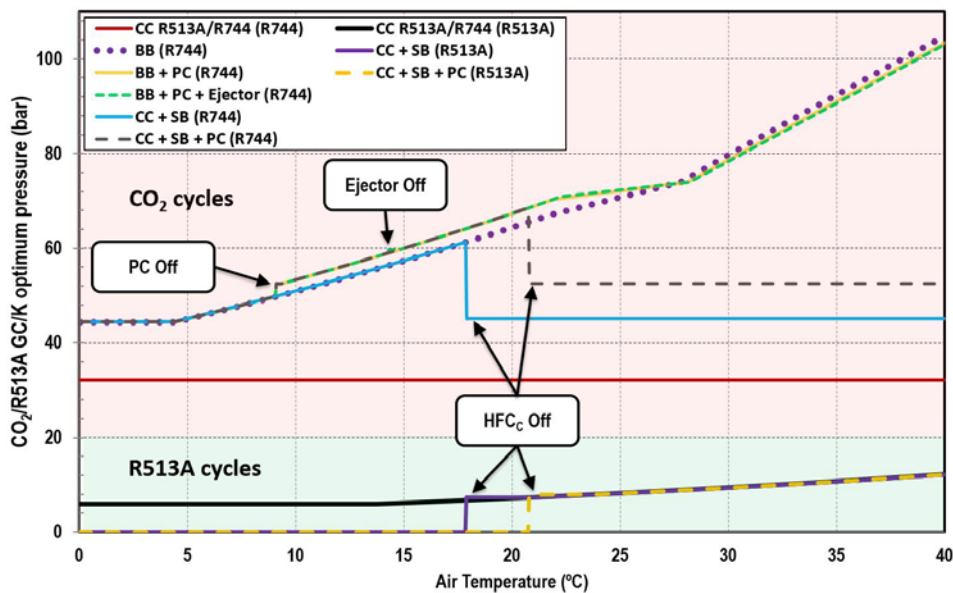


Fig. 11: Evolución de las presiones óptimas de funcionamiento.

Entre los diferentes sistemas *booster* que funcionan en transcrito, las diferencias de presión en todo el rango de funcionamiento, no son significativas, por lo que la introducción de la compresión en paralelo o el eyector, no provoca una disminución significativa de la presión óptima de trabajo respecto al BB. Por otro lado los sistemas *booster* en régimen subcrítico (CC+SB y CC+SB+PC), poseen una presión de funcionamiento óptima menor de hasta el 41% en el primer caso y hasta el 34% en el segundo, respecto al BB, lo que hace que sean sistema con reducciones de presión considerables respecto a los sistemas *booster* transcritos.

1.4.3 Evolución de consumo energético

Para obtener el consumo energético se han analizado diferentes ciudades de España y Portugal, teniendo en cuenta un funcionamiento de 24 horas al día a lo largo de un año tipo.

Las condiciones de funcionamiento para cada una de las configuraciones son siempre para el máximo COP en cada una de las temperaturas ambiente. Los perfiles de temperatura se han obtenido a partir de la base de datos del software EnergyPlus (2016), el cual toma los datos de las bases de datos SWEC, IWEC e INETI. Además se considera un perfil de carga variable con una carga del 100 % para las horas del día entre las 7:00 am y las 10 pm y otra del 50 % para el resto del día.

Para determinar el consumo energético, se han analizado diferentes ciudades del sur de Europa, con perfiles de temperatura diferentes y que cubren todo el territorio de la Península Ibérica. Las ciudades corresponden a Burgos, León, Madrid, Barcelona, Valencia, Sevilla, Lisboa y Oporto.

El consumo energético anual obtenido para cada una de las ciudades analizadas se encuentra representado en la Fig. 12, mientras que la Fig. 13 presenta la variación de consumo energético con respecto la configuración en cascada R513A/CO₂, la cual se toma como referencia.

Para el cálculo del consumo energético anual, se han obtenido las ecuaciones que relacionan el COP

respecto a la temperatura ambiente, para cada una de las zonas de funcionamiento (*Figura 8*) de cada uno de los sistemas analizados. Con ello, y a partir de las temperaturas medias mensuales para cada hora del día, obtenidas del EnergyPlus (2016), se obtiene el COP para cada hora del día y mes. Así, dependiendo del perfil de carga considerado y la potencia frigorífica, se obtiene el consumo anual de energía para cada uno de los sistemas analizados.

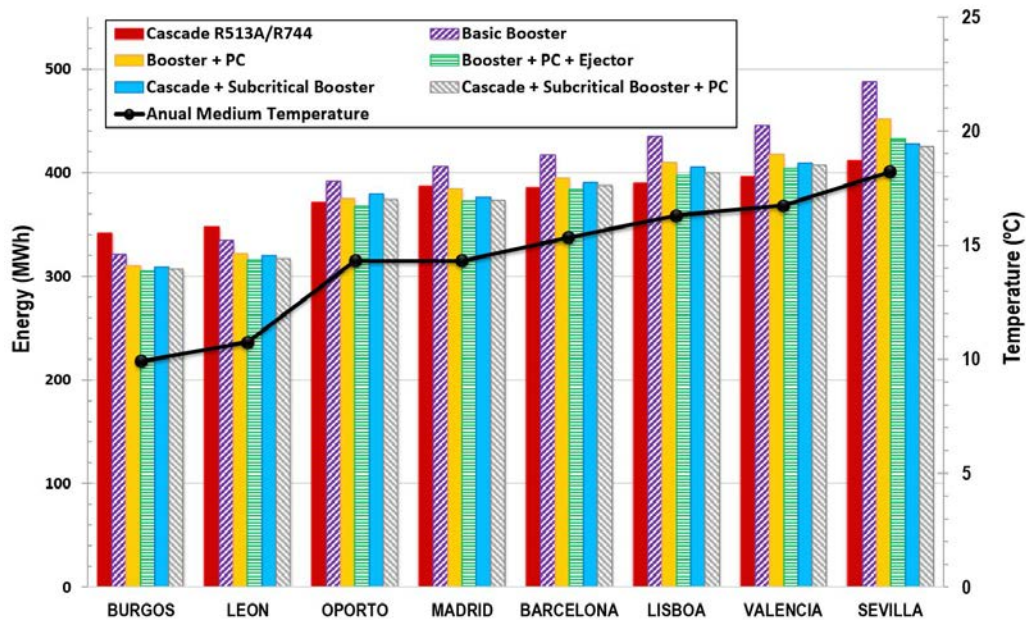


Fig. 12: Consumo energético anual para diferentes ciudades.

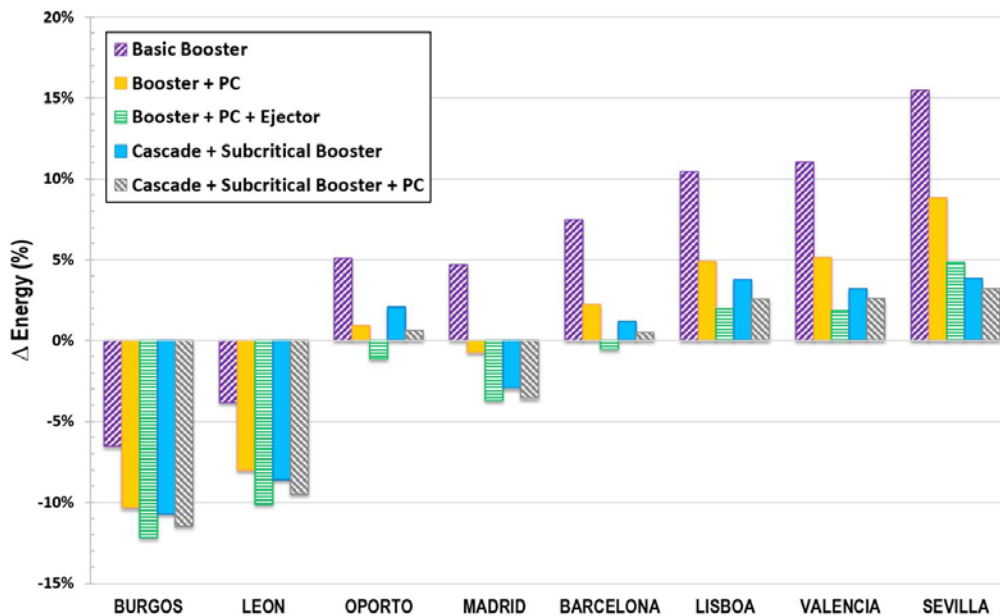


Fig. 13: Incremento de energía respecto a la cascada R513A/CO₂.

Los resultados obtenidos para las alternativas a la cascada CO₂/R513A son relativamente buenos

desde el punto de vista energético, aunque dependiendo del clima, las diferencias entre unos u otros sistemas son más notables. El sistema de los analizados, más desfavorable para climas cálidos con temperaturas ambiente superiores a unos 13 °C, es la configuración *booster* básico, debido a que tal y como se observa en la *Fig. 12*, su consumo energético anual es superior a los demás sistemas y además el incremento del consumo respecto a los otros sistemas, crece tal y como la temperatura media anual aumenta.

La introducción de las diferentes mejoras analizadas para los sistemas *booster* con CO₂, consigue reducir notablemente el consumo energético respecto al sistema BB, obteniendo consumos energéticos próximos al sistema en cascada, el cual es el que menores consumos energéticos tiene para temperaturas ambiente medias anuales superiores a unos 15 °C, aunque también depende de las distribución de temperaturas a lo largo del año que tenga un determinado lugar, así como de la desviación respecto al valor medio.

En climas más fríos, los sistemas *booster* son mucho más eficientes que la cascada y es por ello que todas las mejoras que se introducen en los sistemas *booster* con CO₂ van encaminados a mejorar principalmente el sistema cuando trabaja con temperaturas ambiente elevadas, por encima de 20 °C.

Por otra parte, comparando los diferentes sistemas *booster*, el sistema con eyector, obtiene los mejores resultados en términos energéticos, aunque a partir de una temperatura media de unos 17-18 °C, son los sistemas en cascada con *booster* subcrítico los que obtienen menores consumos energéticos. Aun así la diferencia en el consumo energético entre los sistemas *booster* mejorados no es muy significativa (menores al 8 %), siendo el sistema más idóneo diferente para una u otra ciudad, dependiendo principalmente del perfil de temperatura a lo largo del año que tenga.

1.5 CONCLUSIONES

En esta ponencia se analizan soluciones aplicables al campo de la refrigeración comercial compatibles con el Reglamento Europeo 517/2014. Para ello, se ha desarrollado un conjunto de modelos teóricos que permiten determinar el comportamiento de las diferentes soluciones ante unas condiciones de funcionamiento determinadas.

En el análisis se ha visto que a excepción del sistema *booster* básico, todos los demás sistemas *booster* obtienen buenos resultados energéticos para climas cálidos y no existe una excesiva diferencia entre unos y otros, ya que la variación del consumo anual entre los sistemas *booster* mejorados es menor del 8 %, aun así, dependiendo de la ciudad analizada y su distribución anual de temperaturas, habrá un sistema en concreto que aportará los mayores ahorros energéticos.

La configuración *booster* básico es la que menor COP obtiene, excepto a temperaturas inferiores a 13 °C, donde su COP es similar a los demás sistemas *booster* y superior al sistema en cascada R513A/CO₂, con mejoras respecto a la cascada de hasta el 46% para temperaturas ambiente inferiores a 4,4 °C, pero con reducciones de COP de hasta el 45% para temperaturas de 40 °C.

La configuración en cascada R513A/CO₂, es la que mayor COP obtiene para temperaturas ambiente superiores a 14 °C con mejoras de hasta el 29% respecto al mejor sistema *booster* transcrítico y del 7% respecto a las cascadas con *booster* subcrítico, pero con disminuciones del COP de hasta el 46% a bajas temperaturas.

Las demás configuraciones, ofrecen unos niveles de COP iguales o superiores al *booster* básico en todo el rango de funcionamiento y se aproximan a los valores de la cascada R513A/CO₂ para temperaturas ambiente medias-altas, con mejoras de COP respecto al *booster* básico, del 15% para

el sistema con compresión paralela, aumentos de hasta el 30% para el sistema con eyector para temperaturas ambiente altas y de hasta el 71% para los sistemas en cascada con *booster* subcrítico.

En cuanto a los resultados energéticos, la configuración *booster* básico no se considera como una solución adecuada para los sistemas de refrigeración comercial en climas cálidos, por su mayor consumo energético a temperaturas ambiente medias-altas.

La configuración en cascada, ofrece consumos energéticos reducidos en la mayoría de localidades analizadas, pero principalmente, en lugares en los que la temperatura ambiente media anual es superior a 14 °C, además, con reducciones en el consumo respecto al *booster* básico de hasta el 16 % para una ciudad calurosa como Sevilla, pero aumentos del consumo, para ciudades con climas más fríos como Burgos, del 5 % respecto al *booster* básico.

La configuración *booster* con compresión paralela, es una buena alternativa a la configuración en cascada para climas cálidos, pero no aporta tantas mejoras como otros sistemas *booster*. Este sistema ofrece reducciones de consumo energético en una ciudad como Burgos de hasta el 9 % respecto al sistema en cascada y del 3.5 % respecto al *booster* básico. Para un clima caluroso como el de Sevilla, ofrece reducciones del consumo respecto al *booster* básico del 8 % y aumentos del 9.5 % respecto a la cascada.

El sistema con eyector da unos resultados energéticos ligeramente mejor a los demás sistemas *booster* transcríticos a temperaturas ambiente medias-bajas, con reducciones del consumo energético en climas fríos como el de Burgos, de hasta el 10.5 % respecto a la cascada y del 5.5 % respecto al *booster* básico. Por otro lado, en ciudades con mayores temperaturas ambiente como Sevilla, ofrece unas reducciones de consumo del 12.5 % respecto al *booster* básico pero con un aumento del 5.5 % respecto al sistema en cascada.

Por último, los sistemas en cascada con *booster* subcrítico, para temperaturas medias anuales en torno a 17-18 °C, obtienen el menor consumo energético respecto a cualquier sistema *booster* transcrítico analizado, obteniendo reducciones de consumo para climas fríos como el de Burgos, de hasta el 9-9.5 % respecto al sistema en cascada R513A/CO₂ y del 4-4.5 % respecto al *booster* básico. Por otra parte, para climas cálidos como el de Sevilla, obtiene reducciones en el consumo de hasta el 14-14.5 % respecto al *booster* básico y aumentos del 4 % respecto al sistema en cascada R513A/CO₂.

Con todo ello, los sistemas *booster* mejorados con CO₂ son una alternativa competitiva a los sistemas utilizados en climas cálidos como el caso de las cascadas, y aunque dependiendo de la temperatura media anual, hay uno u otro sistema que es el más eficiente, los sistemas *booster* con compresión paralela, con eyectores o los sistemas en cascada con *booster* subcrítico, ofrecen consumos energéticos similares a las cascadas para lugares con climas cálidos e inferiores para lugares con temperaturas ambiente bajas, aunque los sistemas *booster* que mejores resultados obtiene son los *booster* con eyector y los sistemas en cascada con *booster* subcrítico, siendo éste último, un sistema con un posible coste mayor, debido a que es una cascada a la que se le añade un sistema *booster* trabajando en condiciones subcríticas.

2. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad de España (proyecto ENE2014-53760-R.7) (FPI BES-2015-073612) y a la Universidad Jaume I (proyecto P11B2015-66) por la financiación de este trabajo de investigación.

3. REFERENCIAS

- [1] The European Parliament and the Council of the European Union, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing, 2014. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN> (accessed February 13, 2017).
- [2] S. Sawalha, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions, *Int. J. Refrig.* 31 (2008) 516–524. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017.
- [3] J. Sarkar, N. Agrawal, Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010) 838–843. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001.
- [4] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, J. Catalán-Gil, Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling, *Int. J. Refrig.* 69 (2016) 361–368. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.
- [5] A. Hafner, S. Försterling, K. Banasiak, Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, *Int. J. Refrig.* 43 (2014) 1–13. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.
- [6] C. Sanz-Kock, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, E. Torrella, Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 41–50. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041.
- [7] I. Bell, Performance increase of carbon dioxide refrigeration cycle with the addition of parallel compression economization, in: 6th IIR Gustav Lorenzen Nat. Work. Fluids, 2004. <http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/138350> (accessed April 3, 2017).
- [8] A. Hafner, K. Banasiak, R744 ejector technology future perspectives, 7th Eur. Therm. Conf. 745 (n.d.). doi:10.1088/1742-6596/745/3/032157.
- [9] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. On Cabello, D.S. Anchez, E. Torrella, Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler, *Appl. Therm. Eng.* 80 (2015) 31–41. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040.
- [10] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, J. Catalán-Gil, Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant, *Appl. Therm. Eng.* 103 (2016) 1077–1086. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075.