

# INFORME

ESTUDIO DE MEJORAS EN CICLOS DE COMPRESIÓN DE DOBLE ETAPA  
DESTINADOS A REFRIGERACIÓN COMERCIAL



Scientific research study promoted by:



DICIEMBRE DE 2016

# INDICE

<b>1. OBJETO DEL TRABAJO .....</b>	<b>2</b>
1.1 – Contenido.....	2
1.2 – Antecedentes .....	2
<b>2. METODOLOGÍA .....</b>	<b>6</b>
2.1 – Datos de entrada .....	6
2.2 – Ciclos analizados .....	11
2.4 – Estimación de la demanda energética.....	16
<b>3. ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO .....</b>	<b>18</b>
3.1 – Ciclo en cascada (cascada).....	18
3.2 – Ciclo <i>booster</i> (base).....	22
3.3 – Ciclo <i>booster</i> con compresión paralela (base + CP) .....	28
3.4 – Ciclo <i>booster</i> con compresión paralela y eyector (base + CP + eyector).....	32
3.5 – Ciclo en cascada con ciclo <i>booster</i> (cascada + base).....	36
3.6 – Comparativa entre ciclos .....	46
<b>4. ANÁLISIS ENERGÉTICO .....</b>	<b>47</b>
<b>5. CONCLUSIONES .....</b>	<b>51</b>
<b>6. REFERENCIAS .....</b>	<b>53</b>

## 1. OBJETO DEL TRABAJO

### 1.1 – Contenido

El presente informe recoge los resultados obtenidos en el desarrollo del proyecto de investigación con título “*Estudio de mejoras en ciclos de compresión de doble etapa destinados a refrigeración comercial*” llevado a cabo por el grupo de investigación GIT de la Universidad Jaume I de Castellón.

Dicha Actividad 1, se centra en el análisis energético y de funcionamiento de diferentes ciclos frigoríficos de refrigeración comercial basados en la tecnología de compresión múltiple directa por sistema de compresión tipo booster. Estos ciclos permiten suministrar potencia frigorífica a dos niveles de temperatura diferentes destinados a la conservación de productos frescos (de 0 a 4 °C) y congelación (por debajo de -18°C). El fluido empleado en estos ciclos será CO<sub>2</sub> debido a sus excelentes propiedades termofísicas y de seguridad, siendo su uso en países cálidos el objeto de análisis del presente proyecto.

Los ciclos frigoríficos analizados en el desarrollo de la Actividad 1 corresponden a las siguientes configuraciones:

- a) Ciclo en cascada empleando R513A en el servicio de media temperatura y CO<sub>2</sub> en el de baja.
- b) Ciclo *booster* empleando CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo (*ciclo base*).
- c) *Ciclo base* dotado de un compresor adicional denominado *compresor paralelo*.
- d) *Ciclo base* dotado de un eyector y un compresor adicional (*eyector + compresión paralela*).
- e) *Ciclo b)* dotado de un sistema de disipación basado en ciclo de compresión de vapor.
- f) *Ciclo c)* dotado de un sistema de disipación basado en ciclo de compresión de vapor.

Estas configuraciones son el resultado de la integración de diferentes mejoras energéticas analizadas por numerosos autores. En el Apartado 3 y subapartados posteriores, se describirán los principios de funcionamiento de cada una de las mejoras energéticas introducidas, así como el efecto que poseen todas ellas en el funcionamiento del ciclo.

Para poder realizar este análisis, se han desarrollado una serie de modelos matemáticos teórico-experimentales que permiten predecir con suficiente exactitud el comportamiento de las diferentes configuraciones seleccionadas. Las condiciones de funcionamiento empleadas para dicho análisis, se detallan en el Apartado 2.

Finalmente, en el Apartado 4 se realiza una comparativa energética de las configuraciones anteriores, a partir de una serie de perfiles anuales de temperatura correspondientes a diferentes localidades españolas y portuguesas.

### 1.2 – Antecedentes

La aprobación en el año 2014 del Reglamento Europeo 517/2014 sobre gases fluorados (más conocido como *normativa F-Gas*), ha desencadenado una serie de cambios en el uso de gases refrigerantes de elevado potencial de calentamiento atmosférico (PCA<sub>100</sub>), especialmente en aquellos sectores que utilizan cargas de refrigerante elevadas y poseen ratios de fugas importantes, como es el caso del sector de la refrigeración comercial. En concreto para este sector, la normativa F-Gas establece dos restricciones:

- a) *Prohibición de equipos (artículo 11): centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un PCA igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un PCA inferior a 1500 a partir de 1/1/2022.*
- b) *Prohibición de recarga de equipos existentes (artículo 13): A partir del 1/1/2020, queda prohibida la recarga del fluido refrigerante en equipamiento existente con  $PCA \geq 2500$ , cuya carga total sea mayor o igual a 40 toneladas de  $CO_2$  equivalente. Este artículo no es aplicable a aparatos destinados a enfriar productos a temperaturas inferiores a  $-50^\circ C$ .*

La consecuencia directa de la limitación b), es la reducción significativa de las máximas cantidades de recarga posibles para refrigerantes de elevado PCA, tales como R404A o R507A cuyos valores de recarga se verían reducidos drásticamente a cantidades inferiores a 11 kg hasta su prohibición en el año 2022. Una posible solución a corto plazo, sería el uso de fluidos sustitutos (o *drop-ins*) de bajo PCA los cuales no estarían exentos de la tasa medioambiental establecida en España por la Ley 16/2013 del 29 de Octubre que desde el 1 de Enero de 2014 grava el precio del gas fluorado con un sobrecoste de 0.02 € por kg. de  $CO_2$  equivalente en todas aquellas sustancias con PCA superior a 150. Además el uso de estos drop-ins supone una reducción de la capacidad frigorífica de la instalación así como de su COP, por lo que no se contempla como una solución a largo plazo ni como una solución en instalaciones de nueva construcción.

Por otro lado, el efecto de la limitación b) es la prohibición del uso de fluidos refrigerantes con PCA superior a 150 para aplicaciones centralizadas a partir del año 2022, lo que restringe el uso del R134a al circuito primario de los sistemas en cascada (siempre y cuando éste sea centralizado), y elimina el uso del R404A o R507A en los sistemas de expansión directa.

Ante esta situación de cambios con un horizonte de prohibición fijado el año 2022, los nuevos sistemas frigoríficos para refrigeración comercial adaptados a la F-Gas tendrán que ser capaces de dar servicio a los dos niveles de temperatura más comunes (media temperatura  $\approx 0^\circ C$  y baja temperatura  $\approx -30^\circ C$ ), empleando para ello refrigerantes con un nivel de PCA100 inferior a 150. Puesto que todos los refrigerantes fluorados se obtienen a partir de hidrocarburos modificados con átomos de flúor para reducir su inflamabilidad y aumentar así su estabilidad, la necesidad de reducir los valores de PCA en estas sustancias, implica dejar de emplear átomos de flúor y por tanto, volver a la molécula original de hidrocarburo, lo que supone un cierto grado de inflamabilidad en el refrigerante que se traslada a los servicios de media o baja temperatura.

En la actualidad, el único refrigerante que combina los requisitos de bajo PCA100 y alto grado de seguridad es el  $CO_2$  o dióxido de carbono, cuya utilización plantea diversos retos tecnológicos por sus altas presiones de trabajo (hasta 120 bar) y su baja temperatura crítica ( $\approx 31^\circ C$ ). Su implementación en el sector de la refrigeración comercial se está estudiando desde dos puntos de vista diferentes:

- a) Como fluido frigorífero o secundario en sistemas de distribución indirecta
- b) Como fluido frigorífero o principal en ciclos de compresión de vapor.

Centrándonos en el segundo caso, el uso del  $CO_2$  como refrigerante se puede analizar desde dos tipologías diferentes de ciclo frigorífico: Instalaciones en cascada en las que se emplea  $CO_2$  como fluido de baja temperatura (Figura 1) y Sistemas transcíticos de  $CO_2$  en los que se emplea  $CO_2$  como único refrigerante (Figura 2).



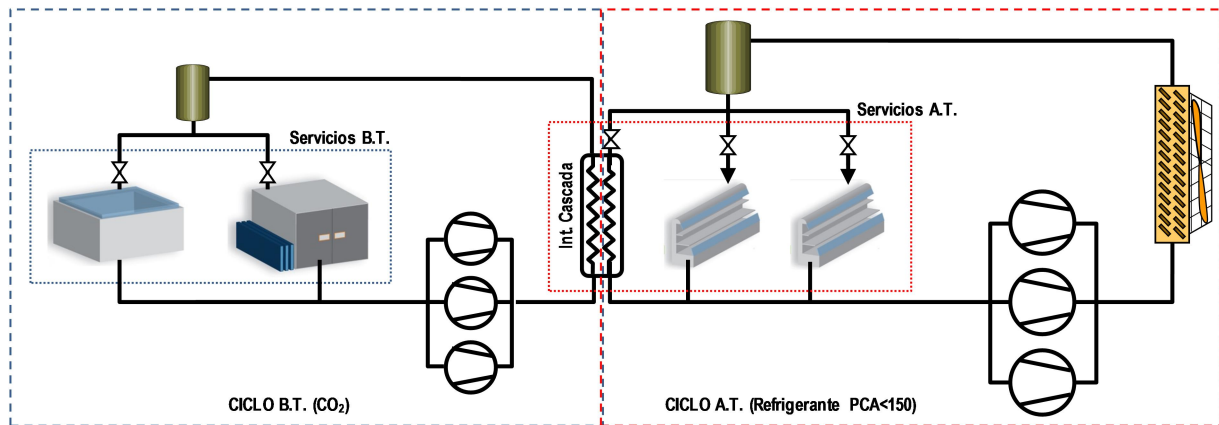


Figura 1. Sistema de refrigeración en cascada centralizado con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura

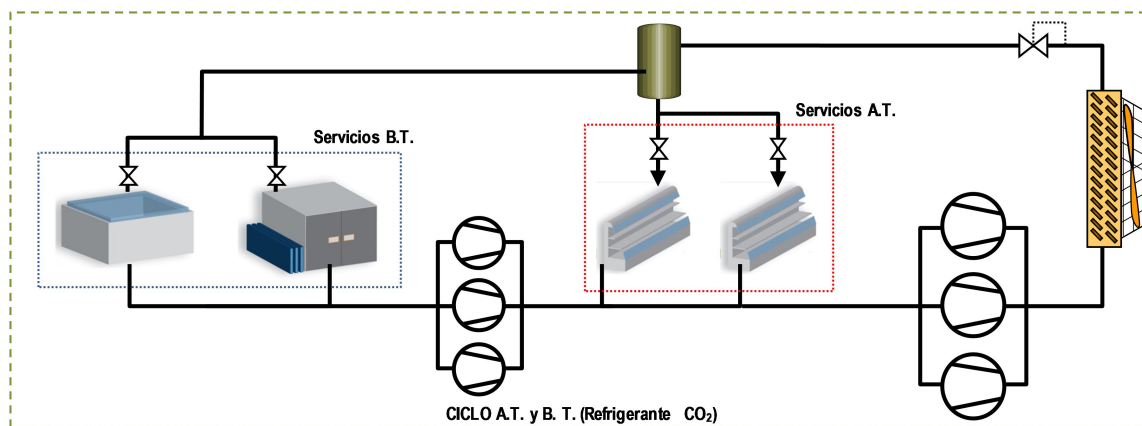


Figura 2. Sistema de refrigeración transcrito centralizado con CO<sub>2</sub> como único refrigerante

Las instalaciones en cascada (Figura 1) consisten en el acople térmico de dos ciclos de compresión simple a través del intercambiador de cascada, de forma que en cada uno de los ciclos se da servicio a un nivel de temperatura determinado con un refrigerante adaptado a cada nivel de temperatura. Hasta la fecha, las instalaciones en cascada empleadas en la refrigeración comercial han empleado R134a o R404A en el ciclo de alta temperatura y CO<sub>2</sub> en el ciclo de baja temperatura, sin embargo con las nuevas restricciones impuestas por la F-Gas, en el 2020 se prohíbe el uso de todas aquellas sustancias con  $PCA_{100} > 150$  en el ciclo de alta temperatura si éste se emplea directamente en los servicios de media temperatura. Por tanto, la única solución actual compatible con la F-Gas es el uso de sistemas de distribución indirecta con fluido secundario en los que sí está permitido el uso de refrigerantes de  $PCA_{100} < 1500$ .

Por otra parte, los sistemas transcritos de compresión múltiple (Figura 2) utilizan únicamente CO<sub>2</sub> como refrigerante para los dos niveles de servicio, por lo que están exentos de cualquier restricción por parte de la normativa F-Gas. Sin embargo, los estudios y análisis llevados a cabo hasta la fecha, han puesto de manifiesto que estos sistemas tienen un mayor consumo energético cuando se utilizan en climas cálidos que cuando se utilizan en climas más fríos. El informe elaborado recientemente por Shecco (2016) (Figura 3) muestra que existen 8732 supermercados en toda Europa de los cuales solo 161 (1.84%) están instalados en la zona de España (67), Portugal (3) e Italia (91). Países como Alemania (1958), Reino Unido (1227), Noruega (1244), Dinamarca (1234) y Suiza (927) representan el 75.47% de los supermercados de CO<sub>2</sub> transcrito, lo que pone de manifiesto el excelente comportamiento de estos sistemas en climas con bajas temperaturas.

Stores using cutting-edge HFC-free technology in Europe 2013 / 2016

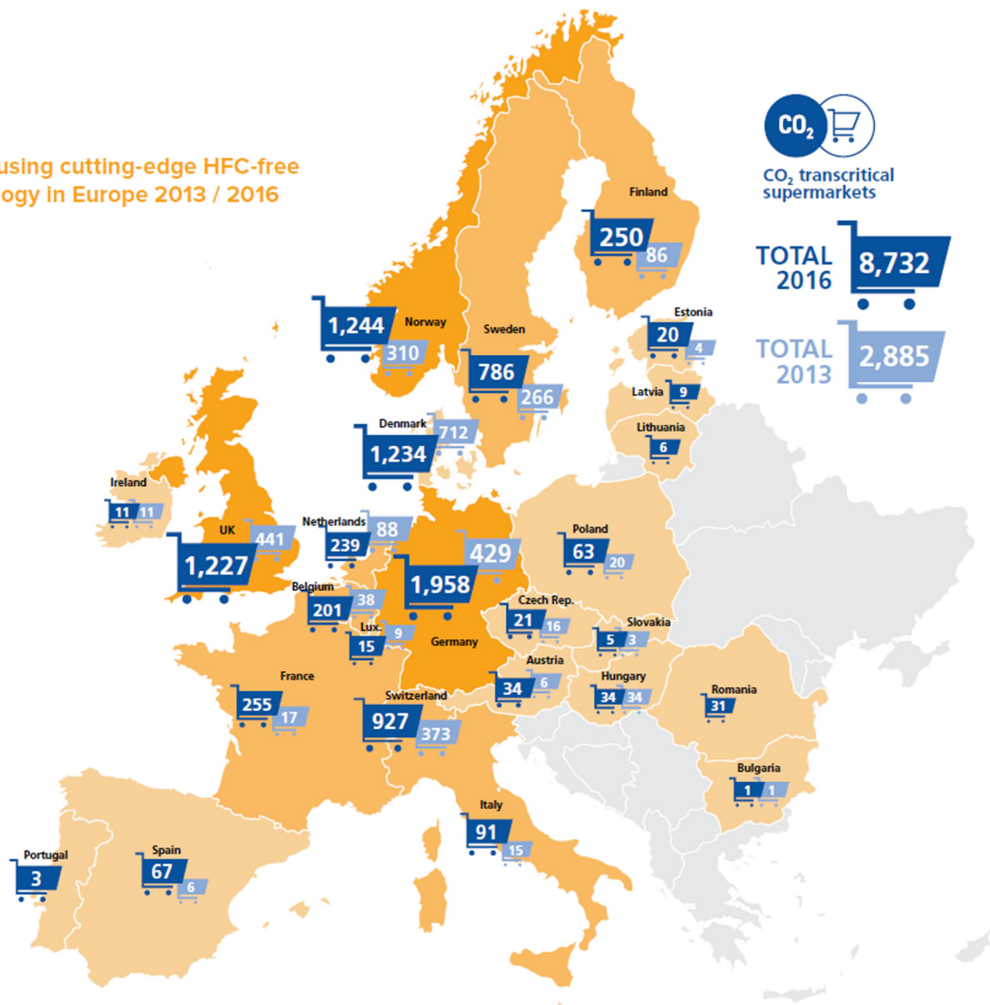


Figura 3. Número de supermercados que emplean sistemas transcríticos de CO<sub>2</sub> en refrigeración comercial

La baja implantación de los sistemas transcríticos en países cálidos, se debe fundamentalmente a dos aspectos claves. Por una parte, al mayor consumo energético que tienen este tipo de ciclos frente a los sistemas actuales o los ciclos en cascada anteriormente comentados. Por otro lado, al elevado grado de complejidad que implican este tipo de instalaciones, las cuales deben de ser dotadas de sistemas auxiliares y nuevas configuraciones para poder equiparar o incluso mejorar, la eficiencia de los ciclos convencionales.

Teniendo en cuenta estas premisas, es necesario analizar cuáles son las configuraciones de ciclo más adecuadas para los climas cálidos tomando como referencia España, Portugal e Italia. El contenido de esta Actividad 1 permite dar luz a esta cuestión, analizando desde un punto de vista energético qué configuración o configuraciones de las indicadas en el Apartado 1.1 son las más adecuadas para poder ser utilizadas en las diferentes zonas climáticas posteriormente analizadas.

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 – Datos de entrada

Los datos de entrada se agrupan en diferentes categorías dependiendo de qué proceso dentro del ciclo frigorífico hacen referencia.

#### 2.1.1 – Refrigerantes

Para el servicio de baja temperatura siempre se utilizará CO<sub>2</sub> (R744) como fluido de trabajo, mientras que para el servicio de media temperatura dependerá de la configuración utilizada. Así, en los ciclos *booster* se empleará CO<sub>2</sub> como único refrigerante, mientras que en los ciclos en cascada se empleará el refrigerante HFC R513A (XP10) con PCA<sub>100</sub> = 574 (AR5).

#### 2.1.2 – Disipación de calor

##### TEMPERATURA

La disipación de calor en todos los casos se lleva a cabo empleado aire a temperatura ambiente para poder ajustarse mejor a las condiciones de operación habituales de este tipo de instalaciones. El rango de temperaturas contemplado oscila entre 5 y 40°C, cubriendo así un amplio abanico de temperaturas ambiente.

El salto de temperatura entre el refrigerante y el aire en los intercambiadores de disipación utilizados, será diferente atendiendo a la región de trabajo en la que nos encontremos: subcrítica o transcrítica.

- *Ciclo CO<sub>2</sub> Subcrítico ( $P < P_{crit}$ )*
  - Diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el aire: 5 K. Este salto se aplica tanto en el condensador como en el enfriador colocado en la descarga del compresor de baja.
  - Subenfriamiento en el condensador: 0 K
- *Ciclo CO<sub>2</sub> Transcrítico ( $P > P_{crit}$ )*
  - Diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el aire: 2 K.
- *Ciclo HFC subcrítico en zona de disipación*
  - Diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el aire: 5 K.
  - Subenfriamiento en el condensador: 0 K

En todos los casos se ha considerado un enfriamiento en la línea de descarga del compresor de alta presión de 7 K.

##### PRESIÓN

Para las configuraciones con refrigerantes HFC en la zona de disipación (cascada), la presión de condensación corresponde a la temperatura de condensación obtenida a partir de la temperatura ambiente y del salto de temperaturas según la Expresión 1

$$T_{K.HFC} = T_{air} + \Delta T = T_{air} + 5 \quad (1)$$

Para los ciclos que emplean CO<sub>2</sub> como único refrigerante, se ha analizado el comportamiento de la instalación para cada una de las temperaturas de disipación en un rango de presiones que oscila entre 120 bar (presión máxima) y una presión mínima fijada por el sistema de regulación utilizado y la temperatura de salida del *gas-cooler*/condensador. Esta temperatura se determina a partir de las Expresiones 2 y 3.

$$T_{GCo} = T_{air} + \Delta T = T_{air} + 2 \quad (2)$$

$$T_{K.CO2} = T_{air} + \Delta T = T_{air} + 5 \quad (3)$$

Por lo general si la instalación funciona en ciclo subcrítico condensando, la presión mínima corresponde al nivel de condensación asociado, mientras que si la instalación funciona en modo transcrito, la presión mínima es aquella para la cual la entalpía de entrada al sistema de expansión es igual a la entalpía crítica. La Figura 4 muestra las dos regiones de trabajo en ciclo subcrítico y transcrito para el sistema de expansión principal.

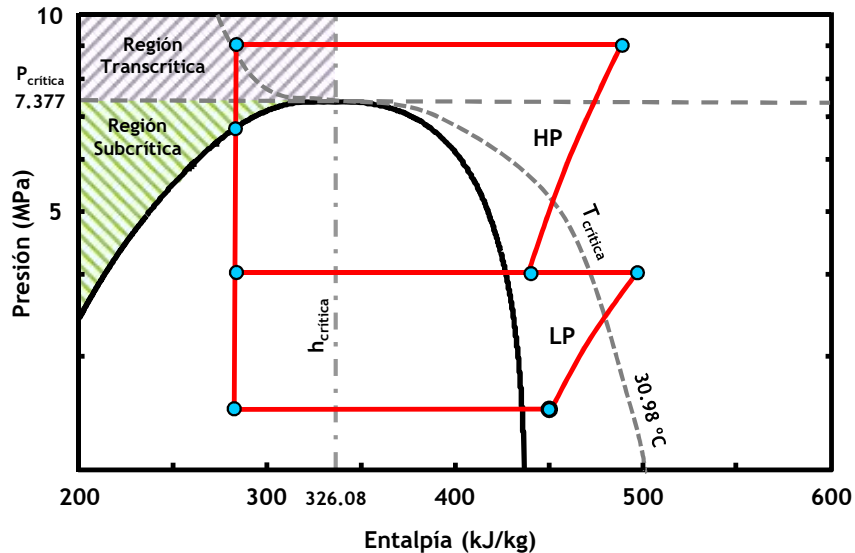


Figura 4. Diagrama Ph con las regiones de trabajo en el sistema de expansión principal

La transición entre una región y otra de trabajo, dependerá del algoritmo implementado en el sistema de regulación de la primera etapa de expansión. Danfoss (2008) implementa un algoritmo consistente en una variación lineal de presión desde el valor crítico (~74 bar) hasta la presión en la que el COP de la instalación en ciclo subcrítico es superior al del ciclo transcrito. La Figura 5 muestra cómo funciona este algoritmo en un ciclo *booster*. Dicho algoritmo será aplicado en los análisis de comportamiento realizados.

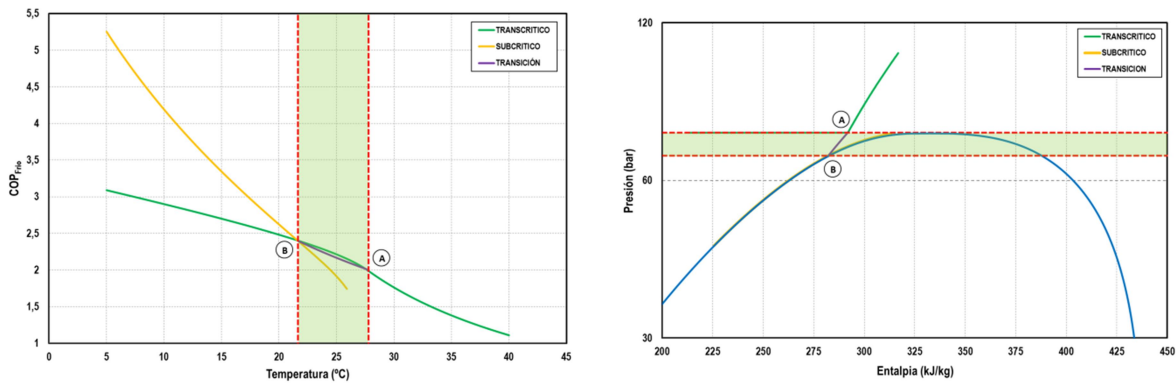


Figura 5. Zona de transición de Transcrítico a Subcrítico

### 2.1.3 – Intercambiador Interno

Para todas las configuraciones se ha colocado un intercambiador interno de subenfriamiento/recalentamiento ubicado entre la línea de líquido y aspiración del servicio de baja temperatura. La finalidad de este intercambiador es doble: por un aparte subenfriar el refrigerante líquido antes de entrar al sistema de expansión del servicio de baja, y por otra recalentar el vapor de refrigerante antes de entrar en el cárter del compresor de baja temperatura para poder conseguir un nivel de viscosidad adecuado en el aceite lubricante empleado con CO<sub>2</sub>. El fabricante de compresores Bitzer (2016a) recomienda el uso de este tipo de intercambiadores para poder asegurar una temperatura del aceite entre 35 y 40°C siempre y cuando dicha temperatura no comprometa los niveles de descarga del compresor. Para esta última variable, Bitzer aconseja una temperatura máxima de 140°C y una temperatura mínima de 40 K + Temperatura de saturación para el nivel de presión en la descarga.

Para todos casos analizados, se tomará una eficiencia térmica en el intercambiador interno (IHX) del 35%, ya que es un valor promedio en los datos experimentales presentados por Torrella *et al.* (2011).

### 2.1.4 – Servicios de refrigeración

Las configuraciones analizadas permiten dar suministro a los servicios de media y baja temperatura empleados en refrigeración comercial. Los valores empleados para poder realizar el análisis, son los que se detallan a continuación:

#### SERVICIO DE MEDIA TEMPERATURA

- Potencia frigorífica: 140 kW
- Temperatura de evaporación (CO<sub>2</sub>): -6°C
- Temperatura de evaporación (HFC): -8°C
- Recalentamiento útil en evaporador: 5 K
- Recalentamiento en línea de aspiración: 5 K

Para el servicio en media temperatura se contempla el uso de refrigerantes artificiales tipo HFC en los ciclos en cascada. La diferencia en el nivel de evaporación para CO<sub>2</sub> y HFC, considera el mayor coeficiente de transferencia de calor que posee el CO<sub>2</sub> frente a los refrigerantes artificiales HFC.

## SERVICIO DE BAJA TEMPERATURA

- Potencia frigorífica: 41 kW
- Temperatura de evaporación (CO<sub>2</sub>): -32°C
- Recalentamiento útil en evaporador: 5 K
- Recalentamiento en línea de aspiración: 5 K

Para el servicio de baja temperatura solo se contempla el uso de CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo.

### 2.1.5 – Eyector

El eyector que se empleará en los análisis de comportamiento corresponde a un eyector bifásico cuyo funcionamiento es descrito y analizado experimentalmente por Liu and A. Groll (2008). Para su caracterización se empleará un rendimiento isentrópico / mezcla constante en la tobera de arrastre (*motive nozzle*), tobera de aspiración (*suction nozzle*), sección de mezcla (*mixing section*) y difusor (*diffuser*). Adicionalmente se tomará una relación de caudales constante (*entrainment ratio*) entre el fluido aspirado y el fluido motriz.

- Rendimiento en la tobera de arrastre (*motive nozzle*): 0.8
- Rendimiento en la tobera de aspiración (*suction nozzle*): 0.8
- Rendimiento en la sección de mezcla (*mixing section*): 0.8
- Rendimiento en el difusor (*diffuser*): 0.8
- Relación de caudales (*entrainment ratio*): 0.3

### 2.1.6 – Compresores

Todos los compresores empleados en este estudio son del fabricante Bitzer (2016b) en sus versiones para CO<sub>2</sub> subcrítico y transcrito, y para refrigerantes HFC. Los ajustes realizados a partir de los datos del fabricante corresponden a los rendimientos volumétrico ( $\eta_V$ ) y global ( $\eta_G$ ), ya que a priori se desconoce el volumen geométrico necesario. Dichos polinomios se detallan en las Expresiones (4 - 6) siendo los coeficientes de ajuste los que se indican en la Tabla 1 para una serie de modelos específicos de compresores.

$$\eta_V = a_0 + a_1 \cdot P_{suc} + a_2 \cdot P_{dis} + a_3 \cdot \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) + a_4 \cdot T_{suc} + a_5 \cdot v_{suc} \quad (4)$$

$$\eta_G = b_0 + b_1 \cdot P_{suc} + b_2 \cdot P_{dis} + b_3 \cdot \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) + b_4 \cdot T_{suc} + b_5 \cdot v_{suc} \quad (5)$$

$$\eta_G = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) + c_2 \cdot \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^2 + c_3 \cdot \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^3 \quad (5)$$

Modelo	Refrigerante	Cilindrada (m <sup>3</sup> /h)	Coeficientes			
			$\eta_V$		$\eta_G$	
6FE-44Y (Cascada)	513A (XP10)	151.6	a0	1,0303358765	b0	0,5434173502
			a1	-0,0360625359	b1	-0,0340306556
			a2	-0,0135356238	b2	0,0211232992
			a3	0	b3	-0,0226490517
			a4	0,0107433781	b4	0
			a5	0	b5	0,3071577729

4TES-9Y (Cabecera)	513A (XP10)	41.33	a0	1,0663350000	b0	0,6042519000
			a1	0	b1	-0,0308989700
			a2	0	b2	0,0179706600
			a3	-0,0460367700	b3	-0,0212457500
			a4	0	b4	0
			a5	0,2503258000	b5	0,6585273000
4DTC-25K	CO <sub>2</sub> (Transcrítico)	21.2	a0	1,1153234698	b0	0,8851092378
			a1	0,0004490203	b1	-0,0086989178
			a2	-0,0020634897	b2	0,0032842572
			a3	-0,0274740456	b3	-0,1321853288
			a4	0	b4	0
			a5	-4,4232256752	b5	9,7031464840
	CO <sub>2</sub> (Subcrítico)	21.2	a0	1,1553978081	b0	1,0209454123
			a1	-0,0004064390	b1	-0,0188506017
			a2	-0,0017768131	b2	0,0097659247
			a3	-0,0458014351	b3	-0,1700473988
			a4	0	b4	0
			a5	-3,7380886712	b5	-4,8533506125
2ESL-4K	CO <sub>2</sub> (Subcrítico)	7.81	a0	1,5459066856	b0	0,7121168022
			a1	-0,0113178376	b1	-0,0007676592
			a2	-0,0074791066	b2	0,0011492360
			a3	0	b3	-0,0235186448
			a4	0,0134872711	b4	0
			a5	0	b5	-0,8236584378
4KTC-10K	CO <sub>2</sub> (Transcrítico)	9.6	a0	1,294483987	b0	1,069320038
			a1	-0,000464547	b1	-0,00287934
			a2	-0,00336274	b2	-0,001811621
			a3	-0,006603343	b3	-0,005186912
			a4	0	b4	0
			a5	-15,93107044	b5	-11,21377518
	CO <sub>2</sub> (Subcrítico)	9.6	a0	1,0916992000	c0	-0,7522479268
			a1	0	c1	1,9212912253
			a2	0	c2	-0,8406698167
			a3	-0,1172454381	c3	0,1207241389
			a4	0	c4	
			a5	0	c5	

Tabla 1. Modelos de compresor y coeficientes de ajuste

En todos los modelos, se asegurará un ratio de compresión mínimo de **1.5**.

### 2.1.7 – Sistemas de expansión

Todos los sistemas de expansión empleados a excepción del eyector, se consideran que tienen un comportamiento isentálpico con una diferencia mínima ( $\Delta P_{exp}$ ) de **3.5 bar** entre la entrada y la salida. En el caso de alcanzarse este valor límite, en cualquiera de los sistemas de expansión, se optará por mantener la presión de entrada constante a través del sistema de regulación que posea la instalación. En estas condiciones el efecto del subenfriamiento no se tendrá en cuenta.



## 2.2 – Ciclos analizados

### 2.2.1 – Ciclo en cascada (cascada)

La configuración en cascada consta de dos circuitos frigoríficos independientes unidos térmicamente entre sí a través de un intercambiador de cascada (Figura 6). Para el análisis energético y de comportamiento, se tomará este ciclo como ciclo de referencia.

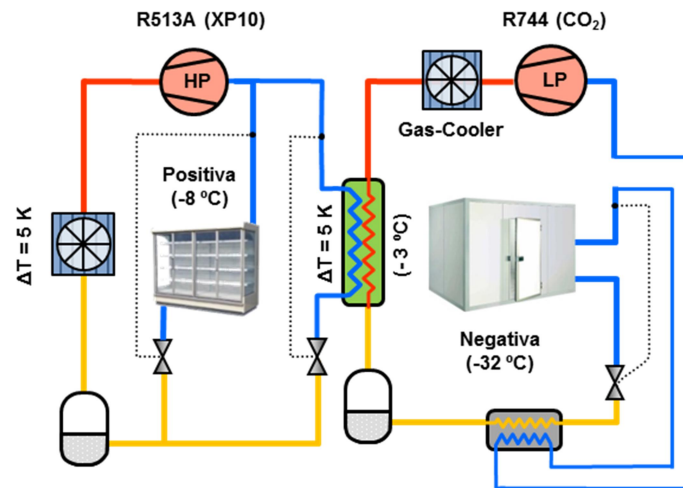


Figura 6. Ciclo en Cascada

Dado que el servicio de media temperatura se cubre mediante una expansión directa, es necesario utilizar un fluido de alta seguridad (A1) en la zona de servicio. Teniendo en cuenta la reglamentación vigente (Artículo 11 del RU 517/2014), esta configuración estará limitada en el año 2022 a fluidos con un  $PCA_{100}$  inferior a 150 para centrales multicompresor compactas con capacidad  $\geq 40$  kW. El problema de los refrigerantes de  $PCA_{100} < 150$  es que actualmente la gran mayoría tienen una clasificación de seguridad ASHRAE A2L, A2 o A3, es decir inflamables en todos los casos. Puesto que no existen refrigerantes HFC con  $PCA_{100} < 150$  clasificados como A1, se realizará el análisis con el fluido R513A (XP10) sustituto directo del R134a.

#### Limitaciones

Considerando un  $\Delta P$  mínimo de 3.5 bar en todos los sistemas de expansión, las válvulas de expansión termostática del servicio de media y del intercambiador de cascada, serán las más críticas por depender de la temperatura ambiente. Para el nivel de evaporación marcado (-8 °C), la mínima presión de condensación será de 5.79 bar (19.76 °C en saturación). Dado que la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el aire es de 5 K, la temperatura ambiente por debajo de la cual se mantendrá constante el nivel de condensación, será 14.76 °C.

En términos de tasa de compresión, con los valores de temperatura mostrados en la Figura 6 el compresor de  $CO_2$  siempre cumplirá con la condición de tasa mínima, mientras que el compresor de HFC lo hará para temperaturas de condensación superiores a 3.36 °C, es decir, valores de temperatura ambiente superiores a -1.64 °C.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, la condición más restrictiva es la de asegurar un  $\Delta P$  mínimo, por lo que la mínima temperatura ambiente a partir de la cual se mantendrá constante el nivel de condensación es **14.76 °C**.



### 2.2.2 – Ciclo *booster* (base)

Al igual que la configuración en cascada, la configuración de ciclo *booster* con CO<sub>2</sub> como único refrigerante, consta también de dos servicios en media y baja temperatura con niveles de evaporación similares. Solamente en el servicio de media temperatura se tiene un nivel de evaporación algo superior al ciclo en cascada (-6°C frente a -8°C) debido a la mejor transferencia de calor que posee el CO<sub>2</sub> frente a los refrigerantes de tipo HFC.

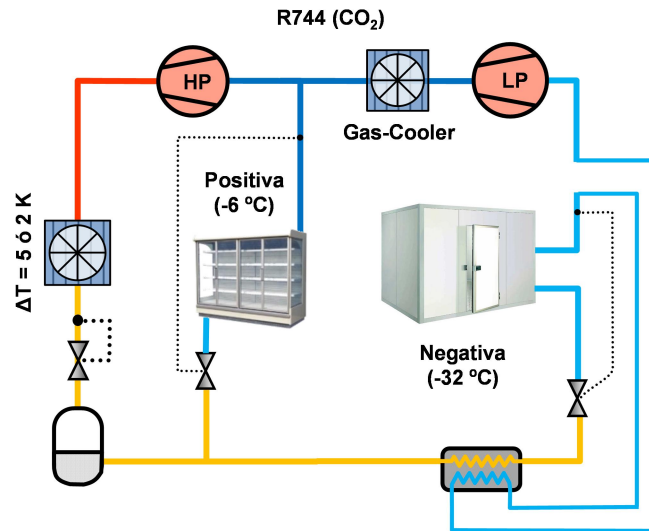


Figura 7. Ciclo *booster* con CO<sub>2</sub>

Los saltos térmicos en los intercambiadores de disipación dependerán de las condiciones de trabajo. Así en ciclo subcrítico el salto se mantiene en 5 K, mientras que en ciclo transcrito se reduce a 2 K debido al aumento en los coeficientes de transferencia de calor.

#### Limitaciones

Considerando los saltos de temperatura y los niveles de evaporación indicados en la Figura 7, solo el compresor de alta presión (HP) es susceptible de que pueda tener una tasa de compresión inferior a 1.5. La mínima presión para que se cumpla esta condición es de 44.45 bar (9.48 °C en saturación), por lo que si se tiene en cuenta la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el aire (5 K), la temperatura ambiente por debajo de la cual no se cumplirá con la condición de tasa mínima será de 4.48 °C. Para valores inferiores a 4.48 °C la presión de condensación se mantendrá constante.

En cuanto a los sistemas de expansión, la consideración de mantener un  $\Delta P$  mínimo solo se aplicará en las válvulas de expansión termostáticas de los servicios de media y baja temperatura. La válvula presostática (*back-pressure*) solo operará en régimen transcrito quedando inoperativa (apertura máxima) en ciclo subcrítico. En estas condiciones, el depósito de acumulación entre etapas de expansión pasará a comportarse como un depósito de acumulación de líquido, y la mínima presión de condensación para poder asegurar un  $\Delta P$  mínimo de 3.5 bar en la válvula de expansión del servicio de media temperatura, será de 33.13 bar (-1.90 °C en saturación), lo que significa una temperatura ambiente mínima de -6.90 °C.

A la vista de las dos limitaciones, la más restrictiva corresponde a la tasa mínima ya que obligará a mantener un nivel de condensación constante de 44.45 bar para valores de temperatura ambiente inferiores a **4.45 °C**.

### 2.2.3 – Ciclo *booster* con compresión paralela (base + CP)

Una forma de poder mejorar en términos de COP los ciclos *booster* de CO<sub>2</sub> es colocando un tercer compresor que extraiga vapor del depósito de acumulación (Figura 8). Esta extracción aumenta el salto entálpico en los dos evaporadores de los servicio de media y baja temperatura, y reduce, al mismo tiempo, el caudal másico trasegado por el compresor de alta presión del ciclo *booster*.

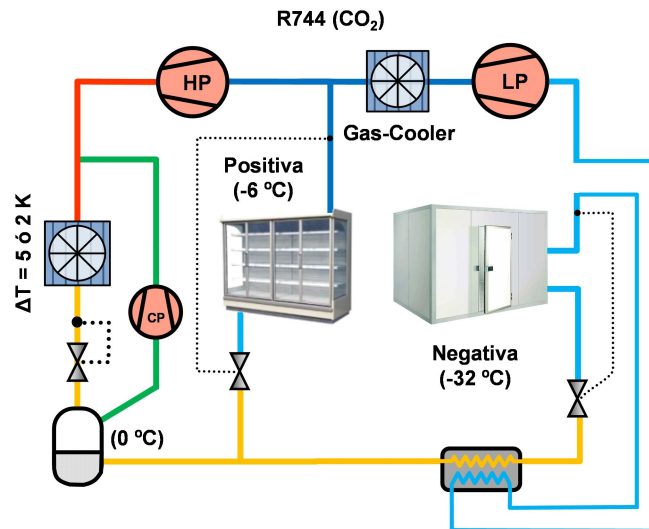


Figura 8. Ciclo *booster* + compresión paralela

Según el trabajo presentado por Gullo *et al.* (2016) la compresión paralela permite aumentar el COP de los ciclos *booster* hasta un 33% para una temperatura ambiente de 35 °C. La variabilidad del nivel de presión del depósito con la cantidad de masa extraída por el compresor, permite reducir la presión óptima hasta 12.5 bar. Para el estudio realizado, la presión del depósito se mantiene constante a 34.85 bar (0 °C), asegurando así una tasa mínima en el compresor CP de 1.5.

#### Limitaciones

Las limitaciones de esta configuración son similares a las indicadas en el ciclo *booster*. Teniendo en cuenta el nivel de presión establecido en el depósito de acumulación (34.85 bar) (0 °C en saturación), la mínima presión de disipación a la cual podrá operar la configuración *booster* con compresor paralelo, será de 52.28 bar (16.13 °C en saturación). Considerando el salto de temperatura entre el aire y el refrigerante adoptado en el intercambiador de disipación, la mínima temperatura ambiente por debajo de la cual dejará de operar el compresor paralelo, será **11.13 °C**. Para esta temperatura habrá que decidir si es más adecuado mantener constante el nivel de presión de disipación trabajando con la configuración de ciclo paralelo, o bien pasar a trabar directamente con el ciclo *booster* simple. La decisión se adoptará según aquella combinación que ofrezca mayor COP.

Tal y como se ha analizado en el caso anterior, para el compresor de alta presión la condición de tasa mínima se dará para una temperatura ambiente igual a **4.45 °C**. Con temperaturas ambiente inferiores a 4.45 °C será necesario mantener constante la presión de disipación a 44.45 bar.

Teniendo en cuenta estos dos aspectos, la configuración de ciclo *booster* tendrá dos limitaciones a temperatura ambiente de 11.13 y 4.45 °C, respectivamente.



### 2.2.5 – Ciclo en cascada con ciclo *booster* (cascada + base)

En esta configuración se emplea un ciclo de compresión de vapor con el refrigerante HFC R513A para poder mantener en régimen subcrítico el ciclo *booster* de CO<sub>2</sub> mostrado en la Figura 10.

Para este ciclo se considerará un salto de temperatura en el intercambiador de cascada de 5 K con un nivel de condensación en el ciclo *booster* de 10 °C.

Para poder optimizar el ciclo, se desconectará el ciclo de cabecera cuando el COP de la configuración sea inferior al COP del ciclo *booster* base.

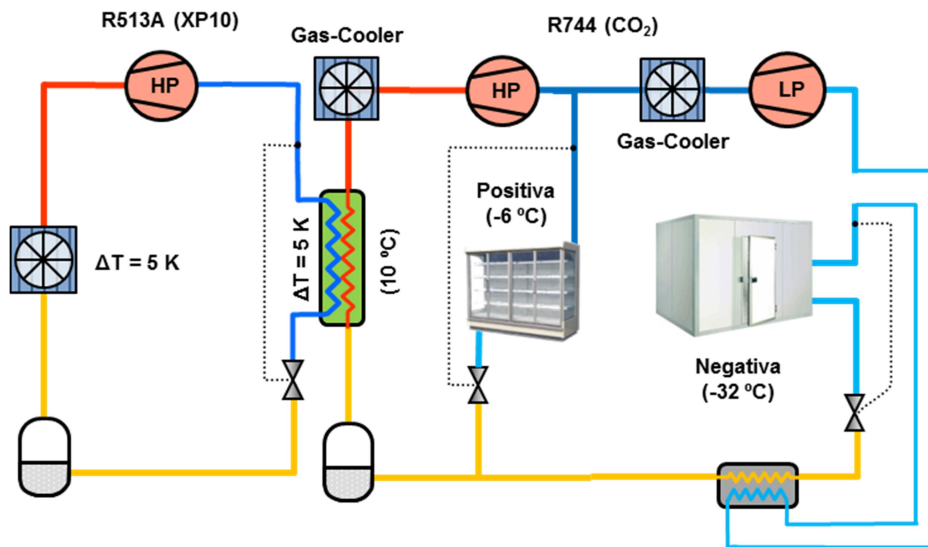


Figura 10. Ciclo en cascada + ciclo *booster*

#### Limitaciones

Las limitaciones de esta configuración vendrán marcadas tanto por el ciclo de cabecera como por el ciclo *booster* de CO<sub>2</sub>.

#### Ciclo de cabecera:

Para la condición de tasa mínima, teniendo en cuenta que la temperatura de evaporación es de 5 °C, la presión mínima de condensación será de 5.44 bar (17.70 °C en saturación), lo que significa una temperatura ambiente mínima de **12.70 °C**. En el caso de querer mantener un  $\Delta P$  mínimo en la válvula de expansión, la presión de disipación mínima será de 7.13 bar (26.86 °C en saturación), es decir **21.86 °C** de temperatura ambiente.

#### Ciclo *booster*:

Puesto que el ciclo *booster* funciona en subcrítico con una temperatura de condensación constante de 10 °C, la condición tasa de compresión mínima en el compresor de alta presión siempre la cumplirá. En el caso en el que se desconecte el ciclo frigorífico de cabecera, habrá que mantener constante la presión de disipación a **44.45 bar** (9.48 °C en saturación), para evitar incumplir con la condición de mínima tasa.

## 2.2.6 – Ciclo en cascada con ciclo *booster* con compresión paralela (cascada + CP)

La última configuración analizada corresponde a un ciclo en cascada con *booster* de CO<sub>2</sub> subcrítico dotado de compresor paralelo. Al igual que el caso anterior, en esta configuración se utiliza un ciclo de compresión de vapor con el refrigerante HFC R513A para poder mantener en régimen subcrítico un ciclo *booster* de CO<sub>2</sub> dotado de un compresor paralelo (Figura 11).

Al igual que en la configuración anterior, para poder optimizar esta configuración se desconectará el ciclo de cabecera cuando el COP de todo el conjunto sea inferior al COP del ciclo *booster* con compresión paralela. Una vez esté operando en este ciclo, el compresor en paralelo se desconectará cuando se alcance alguna de las limitaciones indicadas a continuación, o cuando el COP del ciclo *booster* base sea superior al ciclo *booster* con compresión paralela.

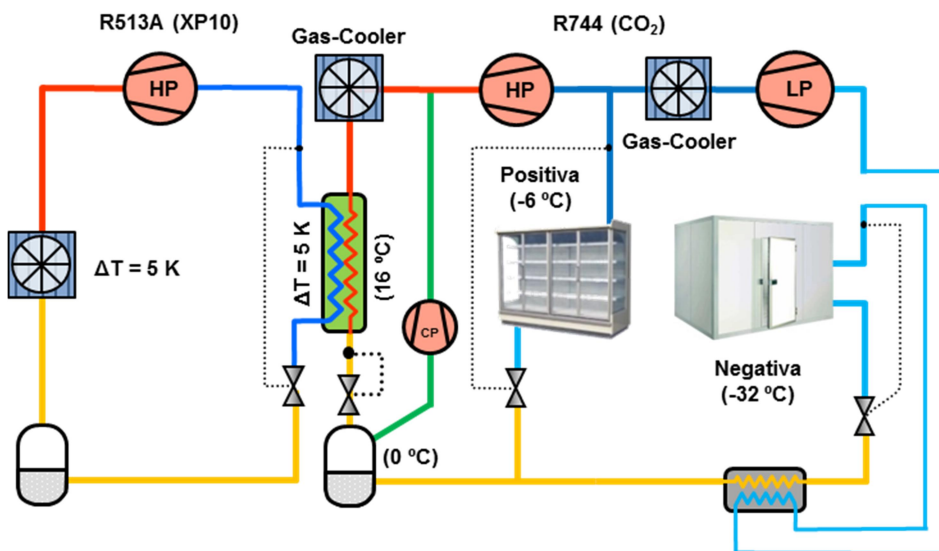


Figura 11. Ciclo en cascada + ciclo *booster* con compresión paralela

### Limitaciones

#### Ciclo *booster*:

Suponiendo una temperatura de  $0\text{ °C}$  en el depósito de acumulación (34.85 bar en saturación), la mínima presión de condensación en el ciclo *booster* para asegurar una tasa mínima de 1.5 en el compresor paralelo, será de 52.3 bar, es decir, aproximadamente  **$16\text{ °C}$**  en saturación. Con este valor se cumple la condición de  $\Delta P$  mínimo en la válvula de expansión presostática del ciclo *booster*.

#### Ciclo de cabecera:

Teniendo en cuenta el requisito de presión de condensación mínima anterior, la temperatura de evaporación será de  $11\text{ °C}$  aproximadamente, por lo que la presión mínima de condensación para cumplir la condición de tasa mínima será de 6.65 bar ( $24.45\text{ °C}$  en saturación). Para poder cumplir la condición de mínima  $\Delta P$  en la válvula de expansión temostática, la presión de disipación mínima será de 7.93 bar ( $30.68\text{ °C}$  en saturación), es decir  $25.68\text{ °C}$  de temperatura ambiente. A la vista de los resultados obtenidos, la condición más restrictiva será esta segunda, por lo que para temperaturas ambiente inferiores a  **$25.68\text{ °C}$**  se mantendrá constante la presión de condensación hasta que se pueda desconectar el ciclo de cabecera.

## 2.4 – Estimación de la demanda energética

Para estimar el consumo energético de las diferentes configuraciones ante un perfil de temperaturas concreto, se han considerado las siguientes premisas independientemente de la configuración analizada:

- Condiciones de COP máximo sea cual sea las condiciones de trabajo.
- Perfil de demanda en servicios variable con la hora del día y constante a lo largo del año.
- Perfiles de temperatura obtenidos a partir de la base de datos del software EnergyPlus (2016), el cual toma los datos de la base de datos SWEC (*Spanish Weather for Energy Calculations*).
- Localidades españolas y portuguesas.

Los perfiles de temperatura proporcionados por el programa, son valores de temperatura promedio para una franja horaria concreta de un día tipo de cada mes. La Figura 12.a muestra los valores de temperatura para cada hora de un día tipo de cada mes.

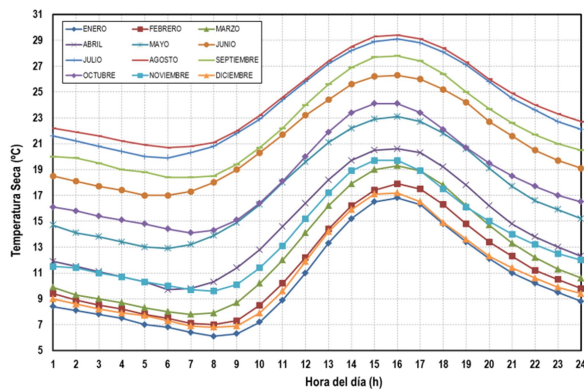


Figura 12.a Variación de la temperatura a lo largo de un día tipo para cada mes

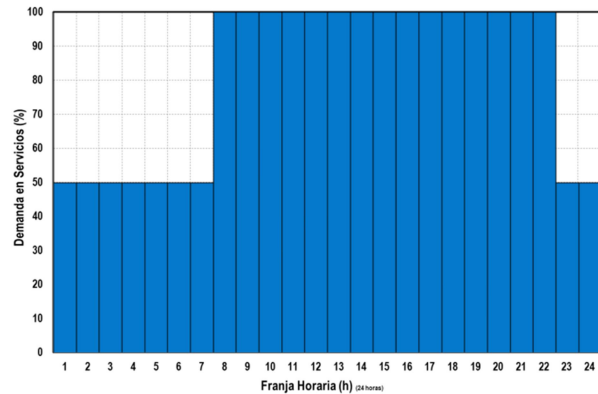


Figura 12.b Perfil de demanda para los servicios de media y baja temperatura

El perfil de demanda en los servicios de media y baja temperatura, depende de muchos factores como por ejemplo el tipo de supermercado, la ubicación, el tipo de servicios (muebles o cámaras), los periodos de desescarche, el control de los servicios, las condiciones internas del local, la época del año, el día de la semana... etc. Dada la complejidad de este término, en este análisis se ha considerado el perfil de demanda mostrado en la Figura 12.b, correspondiente a una demanda del 100% para ambos servicios durante la franja horaria de 7 am a 22 pm, y del 50% para el resto de horas del día.

A partir de los perfiles de la Figura 12.a, se estima para cada temperatura qué COP tiene cada una de las configuraciones analizadas. Teniendo en cuenta este valor de COP y el perfil de demanda mostrado en la Figura 12.b se puede estimar la potencia eléctrica consumida por los compresores empleados. A partir de estos valores, y sabiendo la cantidad de horas que la instalación funciona en estas condiciones se estima el consumo energético de las diferentes configuraciones.

### 3. ANÁLISIS DE COMPORTAMIENTO

#### 3.1 – Ciclo en cascada (cascada)

##### 3.1.1 – COP ciclo frigorífico

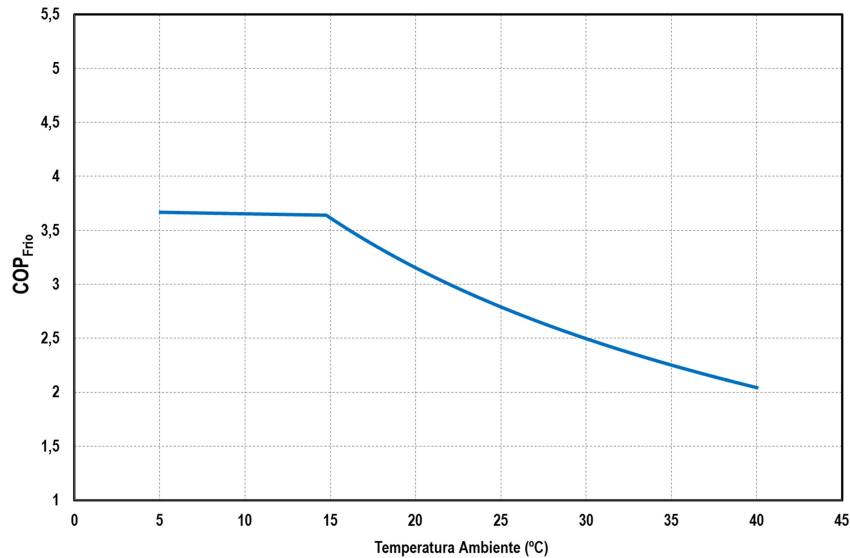


Figura 13.a COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada.  $\Delta T_k$  de 5 K

Al igual que una instalación convencional, el aumento de la temperatura ambiente aumenta el nivel de condensación repercutiendo negativamente en el COP de la instalación. En ese caso se aplica una limitación a **14.76 °C** ambiente en la que se mantiene constante el nivel la presión de condensación (5.79 bar) para poder asegurar un  $\Delta P$  mínimo de 3.5 bar en el sistema de expansión. Puesto que la presión se mantiene constante, el COP es estable gracias a que se ha tomado un subenfriamiento constante de 0 K. En la realidad esta línea recta tendría una pendiente positiva, ya que intervendría el efecto del subenfriamiento.

Los resultados mostrados en la Figura 13.a corresponden a un salto de temperatura constante en el condensador ( $\Delta T_k$ ) de 5 K. Para valores diferentes a éste, el COP de la instalación varía notablemente tal y como puede apreciarse en la Figura 13.b

En términos generales, el COP de la instalación aumenta entre un 5.6 y 11.6 % al reducir el  $\Delta T_k$  de 8 K a 5 K lo que puede modificar completamente los resultados que se obtengan en un análisis energético de la instalación. Este hecho se debe a la importancia energética que tiene el ciclo de alta temperatura en la instalación frigorífica a causa de la relación de potencias frigoríficas considerada:  $140 \text{ kW}_{\text{MEDIA}} / 41 \text{ kW}_{\text{BAJA}} = 3.4 \text{ kW}_{\text{MEDIA}} / \text{ kW}_{\text{BAJA}}$ .



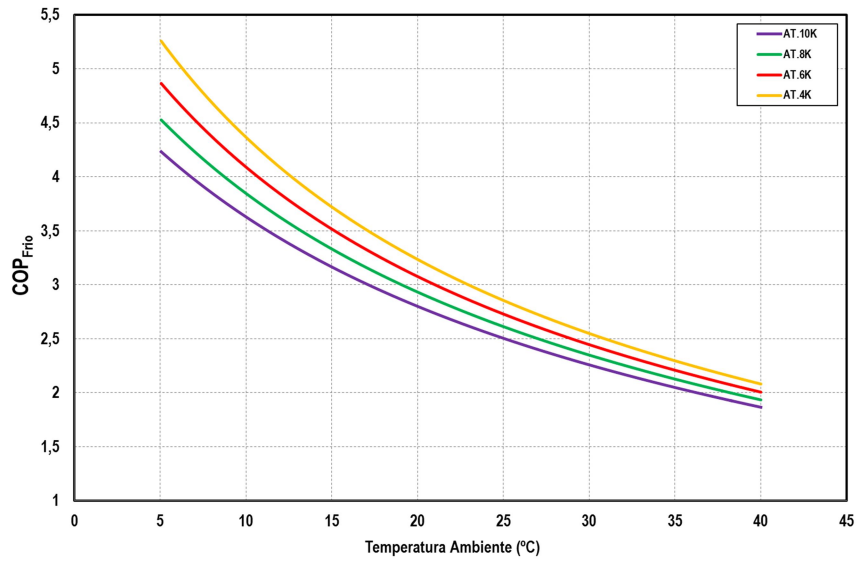


Figura 13.b COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada. Diferentes  $\Delta T_k$

Otro parámetro importante a tener en cuenta es el salto de temperatura en el intercambiador de cascada ( $\Delta T_{Cascada}$ ). Las Figuras 13.a y 13.b están presentadas para un valor típico de  $\Delta T_{Cascada}$  de 5 K. Si se modifica este valor manteniendo constante el  $\Delta T_k$  en 5 K, los resultados que se obtienen se muestran en la Figura 13.c

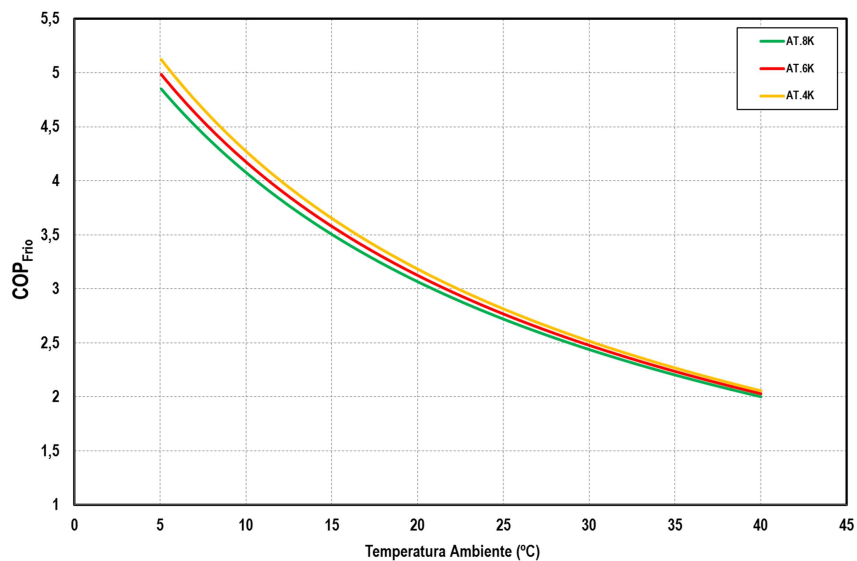


Figura 13.c COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada. Diferentes  $\Delta T_{Cascada}$

A pesar de tratarse de un parámetro muy importante de cara al diseño de cualquier instalación frigorífica, el  $\Delta T_{Cascada}$  no influye especialmente en el COP global de la instalación tal y como se observa en la Figura 13.c. Para una reducción del  $\Delta T_{Cascada}$  de 8 K a 2 K el aumento del COP que se consigue está comprendido entre un 4.1 y un 8.5 %.



### 3.1.2 – Volumen geométrico de los compresores

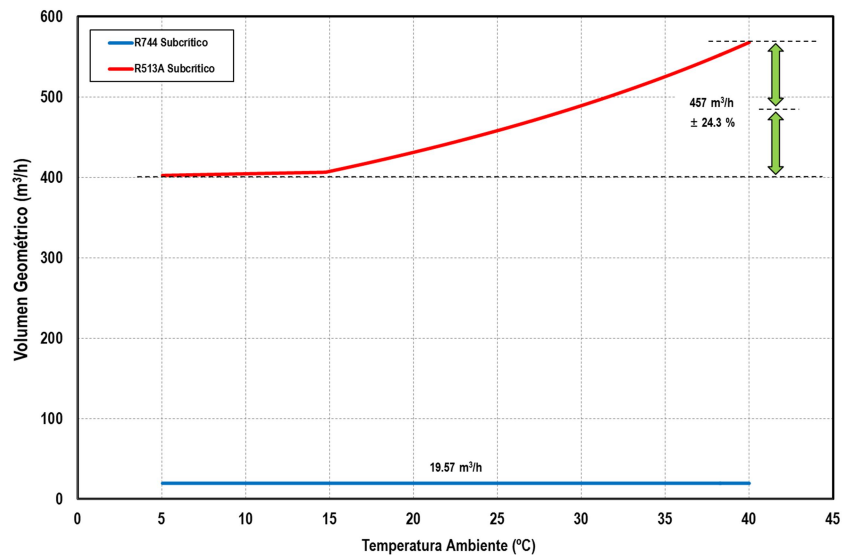


Figura 14. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada

La cilindrada del *rack* de compresores del ciclo de baja temperatura no presenta oscilación alguna en todo el rango de temperaturas ambiente manteniendo un valor constante de  $19.57 \text{ m}^3/\text{h}$ . En cuanto al conjunto de compresores del ciclo de alta temperatura, la oscilación es mayor debido a la necesidad de mantener un nivel de evaporación constante en el ciclo *booster*. El rango de cilindrada oscila entre  $567.87$  y  $402.40 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Teniendo en cuenta los modelos de compresor considerados en el estudio (Apartado 2.1.5), el número de compresores necesario así como la frecuencia de funcionamiento en cada uno de los circuitos sería el siguiente:

#### Ciclo de Baja Temperatura (R744)

- 2x BITZER 2ESL-4K ( $7.81 \text{ m}^3/\text{h}$ ) (62.7 Hz)

#### Ciclo de Alta Temperatura (R513A)

- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 6FE-44Y ( $151.6 \text{ m}^3/\text{h}$ ) (62.4 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 6FE-44Y ( $151.6 \text{ m}^3/\text{h}$ ) (44.2 Hz)

### 3.1.3 – Potencia eléctrica de los compresores

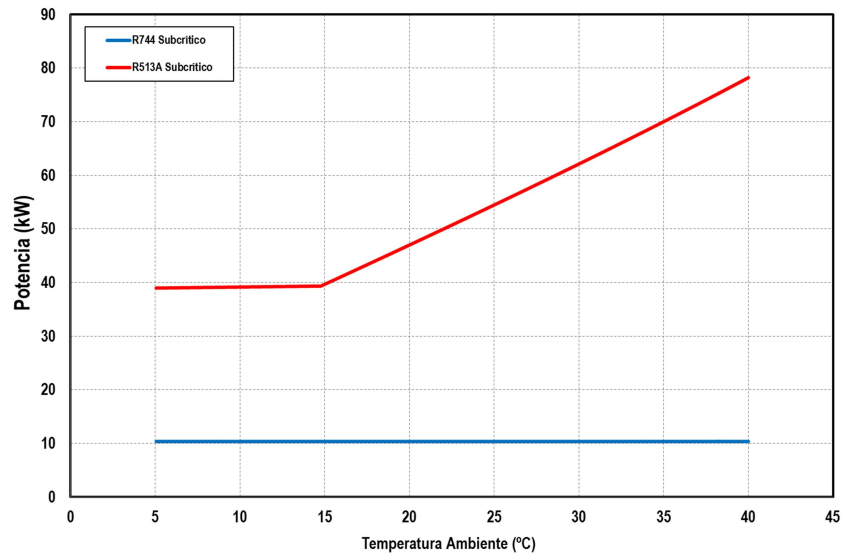


Figura 15. Potencial eléctrica compresores vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada

La potencia consumida por el conjunto de compresores del ciclo de CO<sub>2</sub> no se ve afectado por la temperatura ambiente puesto que se considera un nivel de condensación constante en el ciclo subcrítico de -4 °C. Estas condiciones se mantienen gracias al ciclo de R513A, el cual amortigua todas las variaciones de temperatura ambiente haciendo que el consumo del rack de compresores de este circuito esta compresor varíe linealmente con la temperatura.

### 3.1.4 – Temperatura de descarga de los compresores

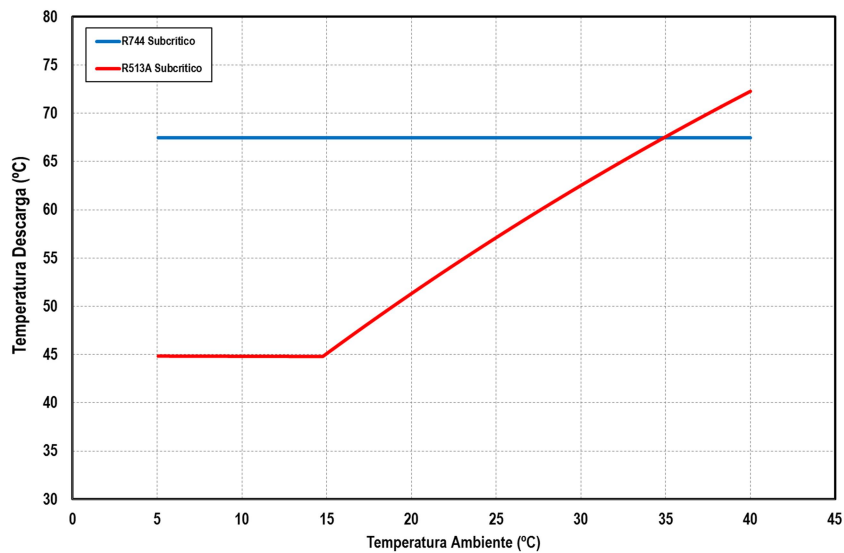


Figura 16. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada

La temperatura de descarga de los compresores de CO<sub>2</sub> permanece invariable gracias al nivel de condensación constante que mantiene el ciclo de alta temperatura. Aparentemente, no existen temperaturas que puedan poner en riesgo el funcionamiento de los compresores.

### 3.1.5 – Potencia térmica intercambiada

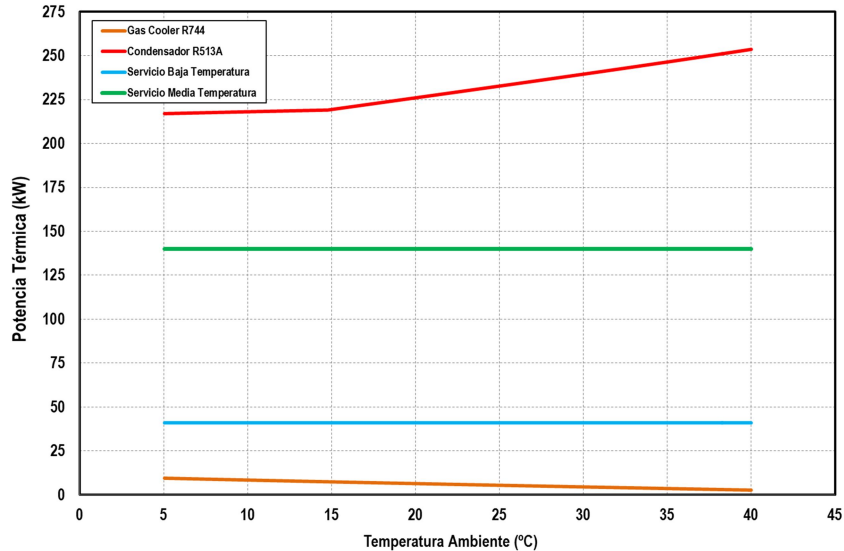


Figura 17. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada

Teniendo en cuenta la demanda de los servicios de media y baja temperatura, la potencia intercambiada por el condensador del ciclo de R513A en el rango de temperaturas ambiente considerado oscila entre 217.0 y 253.6 kW. La presencia del *gas-cooler* o enfriador en la descarga del compresor del ciclo de baja temperatura permite disipar entre 2.7 y 9.5 kW.

## 3.2 – Ciclo *booster* (base)

### 3.2.1 – COP ciclo frigorífico

La Figura 18 muestra cómo varía el COP del ciclo frigorífico *booster* para una temperatura ambiente determinada modificando la presión de trabajo en la zona de disipación. Siempre que sea posible, se han considerado las regiones de trabajo transcrítica y subcrítica, atendiendo a la siguiente condición:

$$\begin{aligned}
 \text{Si } T_{\text{amb}} + \Delta T \geq 30.98 \text{ }^{\circ}\text{C} &\rightarrow \text{Funcionamiento en transcrítico} \\
 \text{Si } T_{\text{amb}} + \Delta T < 30.98 \text{ }^{\circ}\text{C} &\rightarrow \text{Funcionamiento en subcrítico}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

En condiciones transcríticas, el intercambiador de disipación trabajará con un  $\Delta T = 2 \text{ K}$  debido a los altos coeficientes de transferencia de calor que se dan en esta región. Cuando la temperatura permita trabajar en ciclo subcrítico, se cambiará de región de trabajo para reducir la presión de descarga del compresor y al mismo tiempo su consumo. En estas condiciones se tomará un  $\Delta T = 5 \text{ K}$  para contemplar la pérdida de eficiencia en el intercambio de calor.

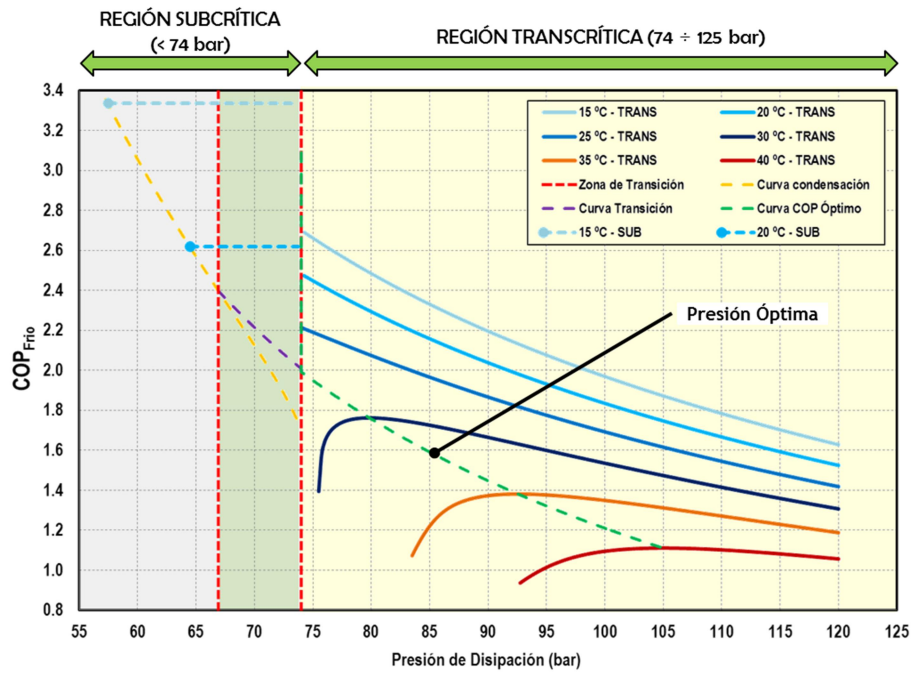


Figura 18. COP vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* R744

La Figura 19 muestra con más detalle el cambio desde la región transcritical a la subcritical, resaltando la zona de transición. Esta zona está comprendida en un rango de temperaturas ambiente que oscila desde los 21.7 °C hasta los 27.8 °C. Nótese que el cambio entre ambas regiones se realiza de forma lineal según el algoritmo de control presentado por Danfoss (2008).

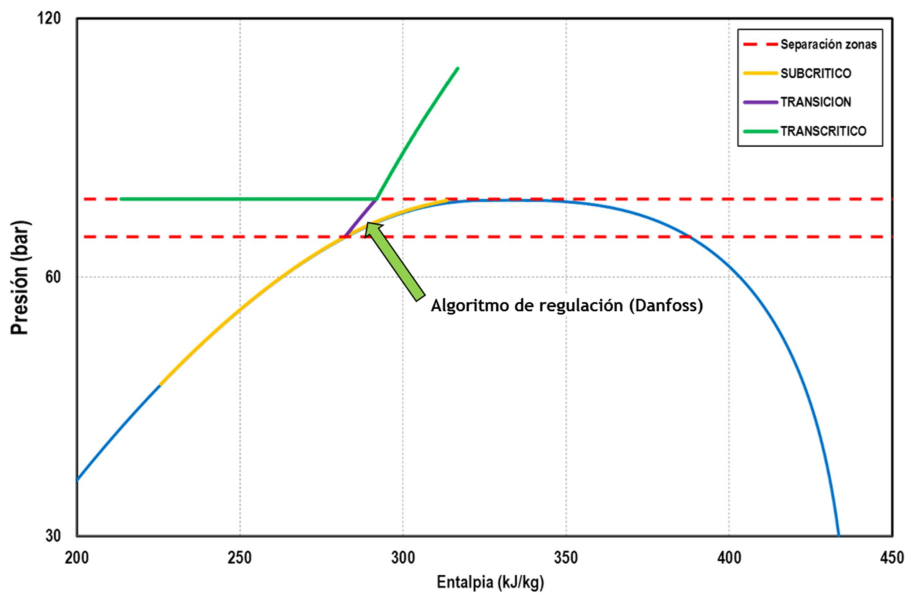


Figura 19. Transición de transcritical a subcritical según una variación lineal entre regiones

Considerando solamente condiciones de operación óptimas y los  $\Delta T$  correspondientes en cada una de las regiones de trabajo, la Figura 20 muestra cómo varía el COP con la temperatura ambiente y cuáles son los límites de trabajo de cada una de las regiones.

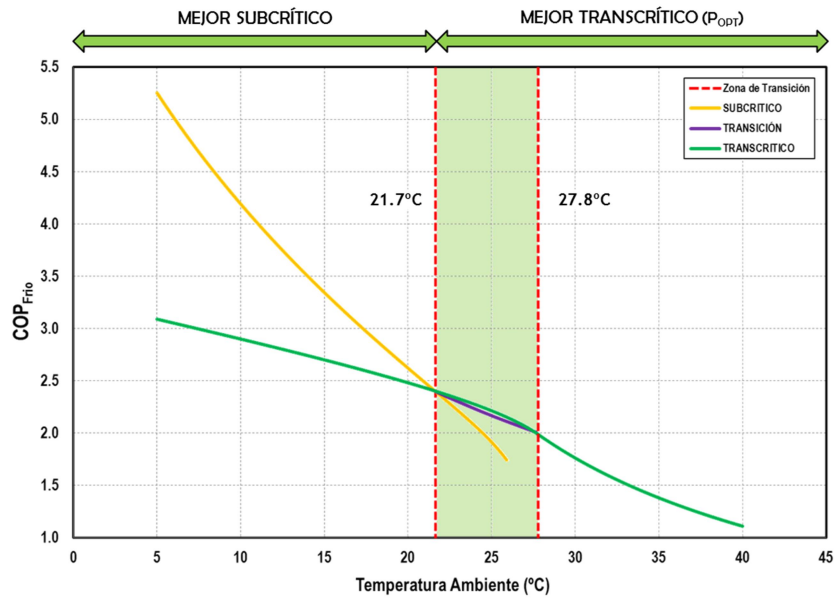


Figura 20. COP vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* R744

De acuerdo con la Figura 20, para temperaturas ambiente inferiores a 21.7 °C es conveniente trabajar en régimen subcrítico, mientras que para temperaturas superiores a 27.8 °C, es más adecuado trabajar en régimen transcrito. En la zona de transición (zona sombreada) se observa como el algoritmo de control elegido tiene un COP inferior al máximo posible, ya que en esta región prima por encima de todo mantener la estabilidad de la instalación frigorífica.

Puesto que se ha representado hasta 5 °C de temperatura ambiente, no se aprecia la limitación del ciclo para temperaturas inferiores a 4.48 °C donde se limita la presión de disipación manteniéndose un COP constante.

Si se compara el funcionamiento del ciclo frigorífico *booster* con la configuración en cascada en términos de COP (Figura 21), se observa que para temperaturas ambiente superiores a **12.7 °C** es más conveniente utilizar la configuración en cascada con expansión directa en los servicios de media y baja temperatura. Para temperaturas ambiente inferiores a 12.7 °C, la configuración de *booster* simple ofrece mejores resultados lo que justifica su utilización en aquellas regiones en las que el promedio anual de temperatura ambiente sea reducido.

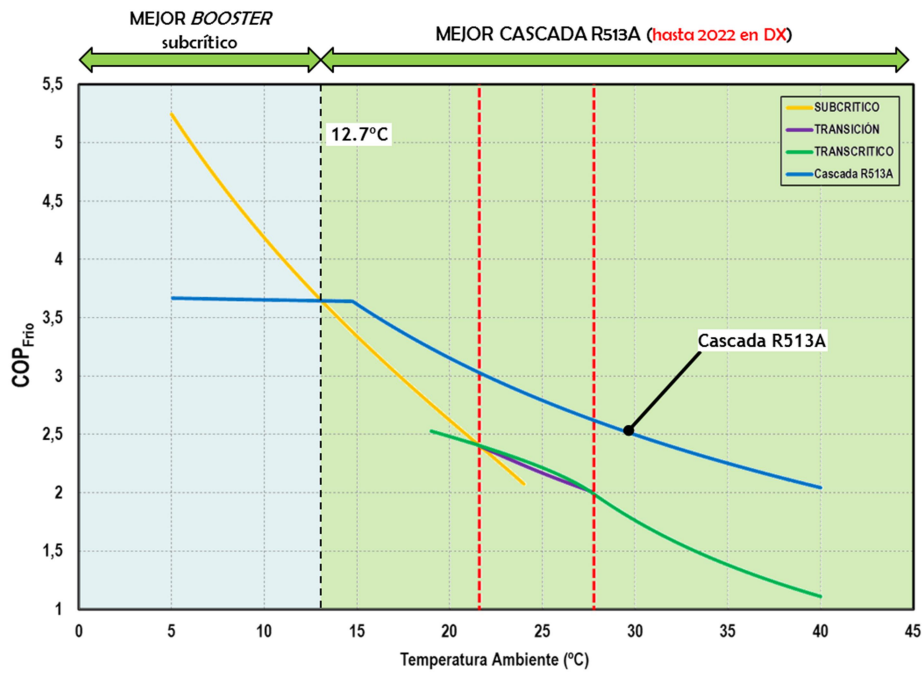


Figura 21. COP cascada R513A/R744 vs COP booster R744

### 3.2.2 – Volumen geométrico de los compresores

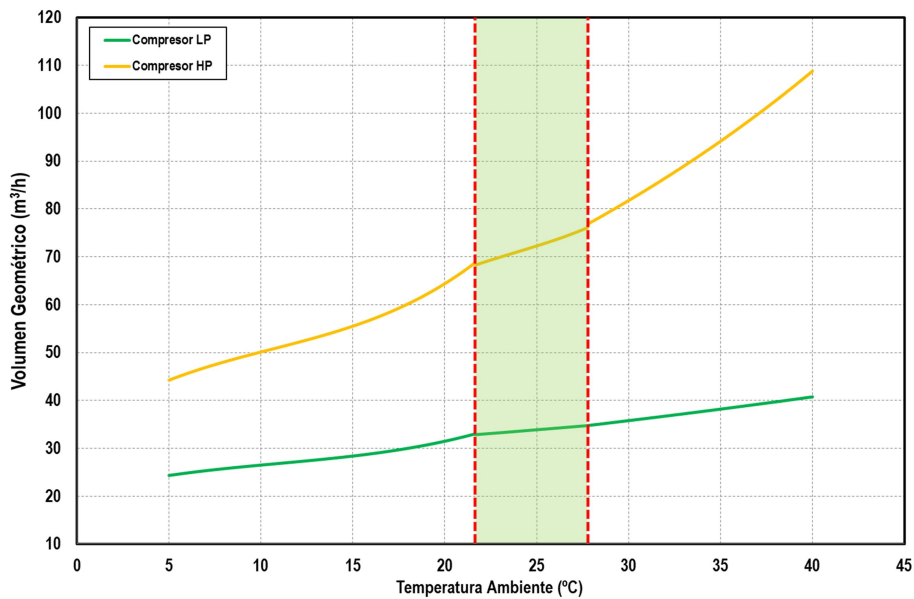


Figura 22. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración booster R744

Teniendo en cuenta los modelos de compresor considerados en el estudio (Apartado 2.1.5), el número de compresores necesario así como la frecuencia de funcionamiento en cada una de las etapas quedaría de la siguiente manera:

#### Etapa de Baja Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $24.32 \div 40.75 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 5x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (52.2 Hz)

- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (51.9 Hz)

#### Etapa de Alta Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria: 44.23 ÷ 108.81 m<sup>3</sup>/h
- Condiciones de máxima temperatura: 5x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (51.3 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (52.2 Hz)

### 3.2.3 – Potencia eléctrica de los compresores

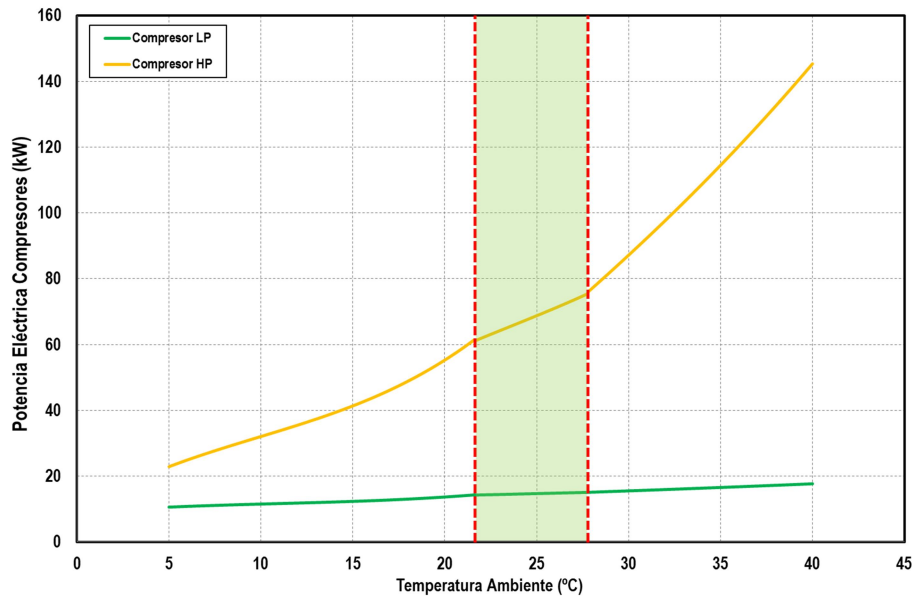


Figura 23. Potencial eléctrico compresores vs Temperatura ambiente. Configuración booster R744

La potencia consumida por el conjunto de compresores de la etapa de baja temperatura, tiene un valor de 14.1 kW con una variación del 25.6 %, mientras que en el rack de compresores de alta temperatura el consumo es de 68.8 kW con una variación muy pronunciada del 111.4 %.

### 3.2.4 – Temperatura de descarga de los compresores

La Figura 24 muestra la temperatura de descarga del conjunto de compresores de ambas etapas de compresión. A la vista de los resultados se justifica la necesidad de colocar un *gas-cooler* subcrítico en la línea de descarga de la etapa de baja, ya que ésta siempre estará por encima de la temperatura ambiente.

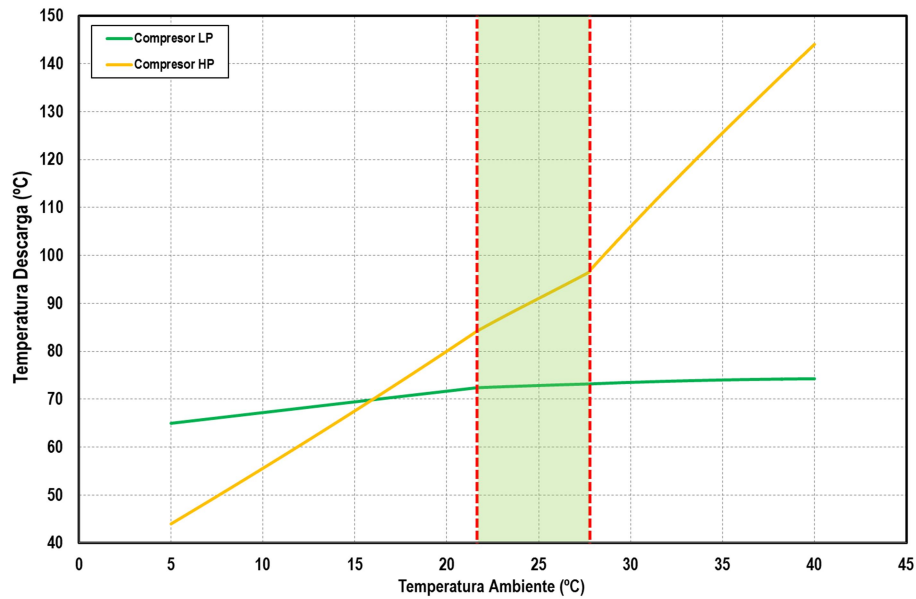


Figura 24. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* R744

Teniendo en cuenta los niveles de temperatura de descarga alcanzados en los compresores de la etapa de alta temperatura, puede resultar interesante emplear un sistema de recuperación de calor que permita utilizarlo en sistemas de ACS o incluso calefacción. En cualquier caso, el fabricante Bitzer (2016) recomienda una temperatura de descarga máxima de 140 °C para sus modelos de compresor CO<sub>2</sub> transcrito, por lo que sería necesario colocar algún sistema de desrecalentamiento a fin de evitar valores tan elevados.

### 3.2.5 – Potencia térmica intercambiada

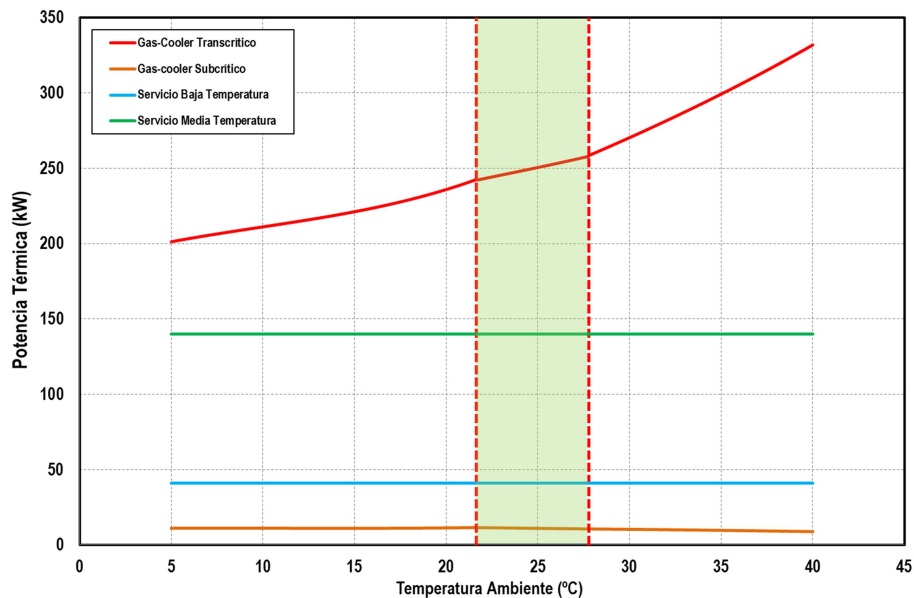


Figura 25. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* R744

La presencia del intercambiador de *gas-cooler* en la descarga del compresor de la etapa de baja temperatura (*gas-cooler* subcrítico), permite disipar una entre 8.8 y 11.5 kW de potencia calorífica.



### 3.3 – Ciclo *booster* con compresión paralela (base + CP)

#### 3.3.1 – COP ciclo frigorífico

Considerando solamente condiciones de operación óptimas y los  $\Delta T$  correspondientes en cada una de las regiones de trabajo (transcrítico y subcrítico), la Figura 26 muestra cómo varía el COP con la temperatura ambiente y cuáles son los límites de trabajo de cada una de las regiones.

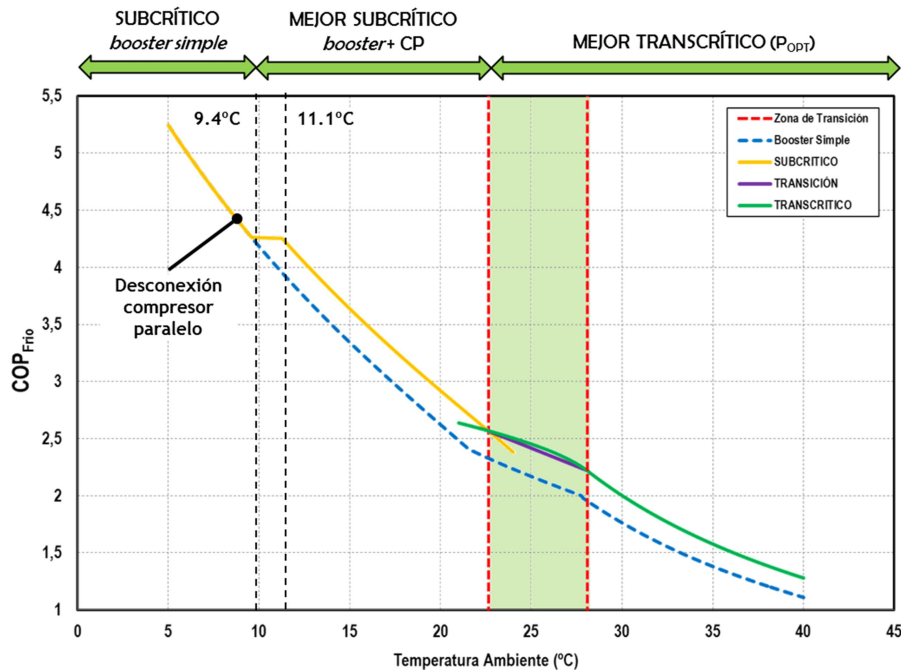


Figura 26. COP vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + compresión paralela R744

Teniendo en cuenta las limitaciones de funcionamiento aplicadas sobre el compresor de paralelo, y el hecho de que la presión del depósito se mantiene constante para una temperatura de saturación de 0 °C (34.85 bar), la mínima temperatura ambiente con la cual se podrá trabajar con el compresor paralelo, es de **11.1 °C**. Por debajo de este valor, lo recomendable es mantener constante la presión de disipación hasta que el nivel de COP de la configuración con compresión paralela, sea inferior que el COP de la configuración *booster* simple. En ese momento (temperatura ambiente de aproximadamente 9.4 °C) se desconectará el compresor en paralelo, y la configuración será la de ciclo *booster* simple.

Comparando los resultados de las configuraciones de *booster* simple y *booster* con compresión paralela (Figura 26), se observa como la instalación con un compresor paralelo que extraiga vapor saturado del depósito de acumulación, mejora el COP de la instalación hasta valores de temperatura ambiente inferiores a 9.4 °C. Si se compara ésta instalación con la configuración de ciclo en cascada (Figura 27), se observa como para temperaturas ambientes superiores a los **15.1 °C**, el ciclo en cascada R513A / R744 posee un COP superior a la configuración de *booster* R744 con compresión paralela. Esta diferencia en COP es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura ambiente, por lo que se demuestra la idoneidad de los ciclos en cascada con expansión directa en regiones con temperaturas ambiente elevadas.

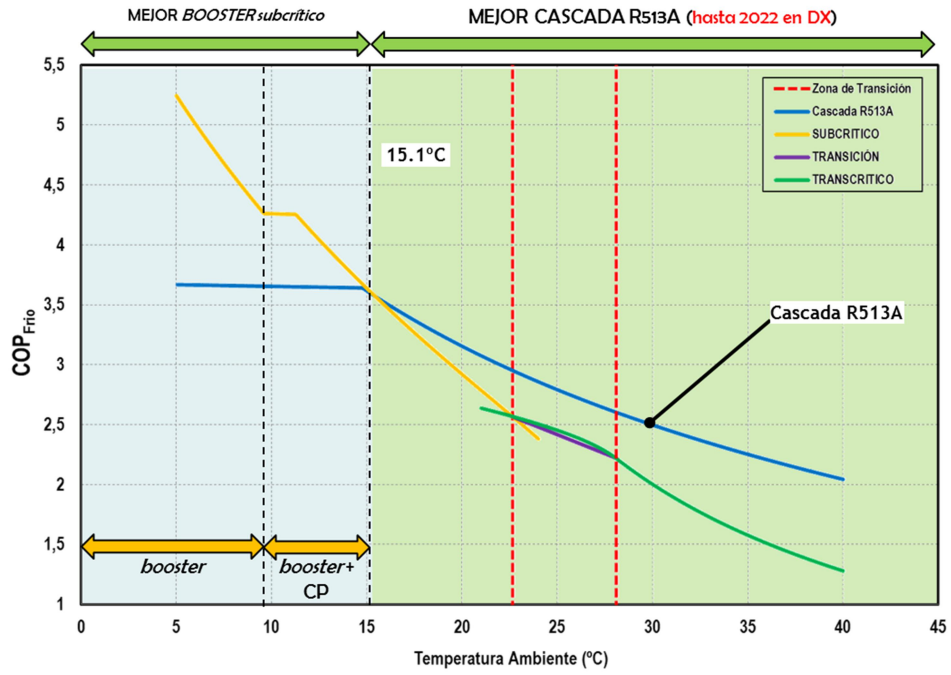


Figura 27. COP cascada R513A/R744 vs COP booster + compresión paralela R744

### 3.3.2 – Volumen geométrico de los compresores

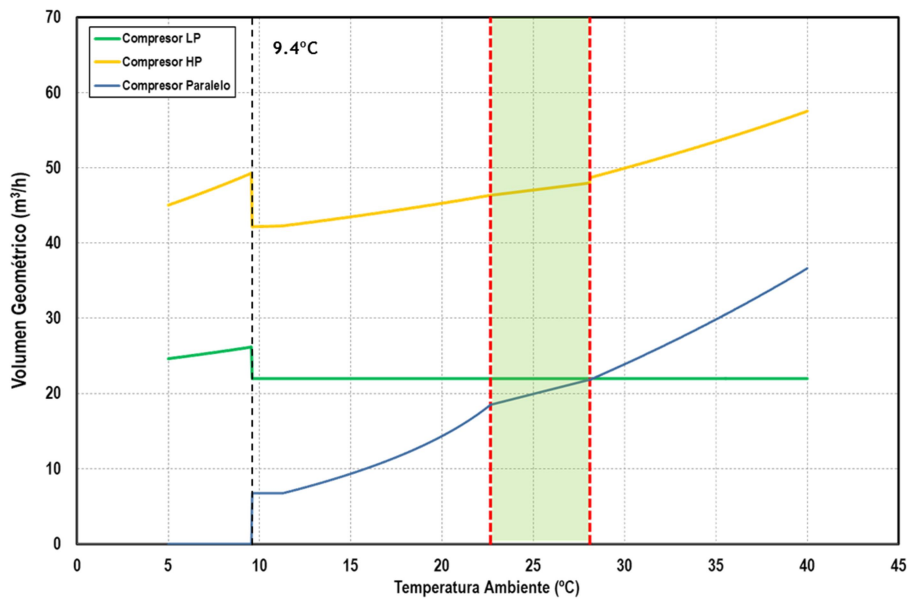


Figura 28. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración booster + compresión paralela R744

La presencia de una extracción de vapor del depósito reduce notablemente la cilindrada de los compresores principales, especialmente los de la etapa de alta presión. Teniendo en cuenta los modelos de compresor indicados en el Apartado 2.1.5, la selección de compresores sería la siguiente:

### Etapa de Baja Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $21.98 \div 26.18 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (55.9 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (46.9 Hz)

### Etapa de Alta Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $42.17 \div 57.53 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (45.2 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (49.7 Hz)

### Compresión en paralelo (R744)

- Cilindrada necesaria:  $6.74 \div 36.66 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 4x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (47.7 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 1x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (35.1 Hz)

### 3.3.3 – Potencia eléctrica de los compresores

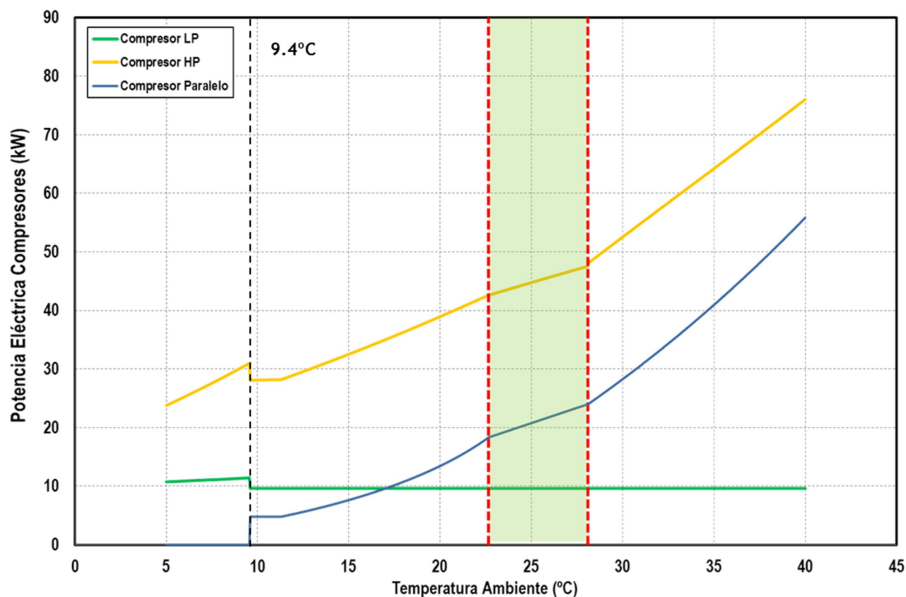


Figura 29. Potencial eléctrica compresores vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + compresión paralela R744

La potencia consumida por el conjunto de compresores de la etapa de baja temperatura, tiene un valor de 9.8 kW con una variación del 16.6 %, mientras que en el rack de compresores de alta temperatura el consumo es de 44.5 kW con una variación pronunciada del 70.8 % inferior a la obtenida en la configuración de ciclo *booster* (base).

Para el caso de los compresores en paralelo la potencia tiene una mayor variabilidad: de 4.8 kW a 55.9 kW, lo que indica que las variaciones de la temperatura ambiente afectan notablemente a este compresor.

### 3.3.4 – Temperatura de descarga de los compresores

Al igual que en la configuración de ciclo *booster* (base), el nivel térmico a la salida de los compresores de la etapa de baja temperatura, justifica la necesidad de colocar un *gas-cooler* subcrítico en la línea de descarga de la etapa de baja, ya que ésta siempre será mayor que la temperatura ambiente.

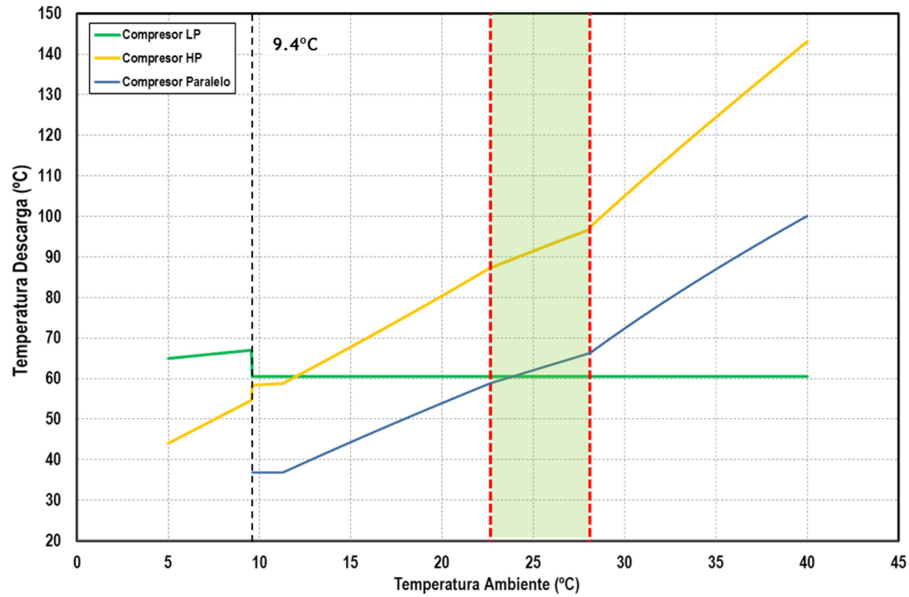


Figura 30. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + compresión paralela R744

Atendiendo a la Figura 30, todas las condiciones de funcionamiento son adecuadas salvo valores de temperatura ambiente elevados, donde la descarga supera los 140°C.

### 3.3.5 – Potencia térmica intercambiada

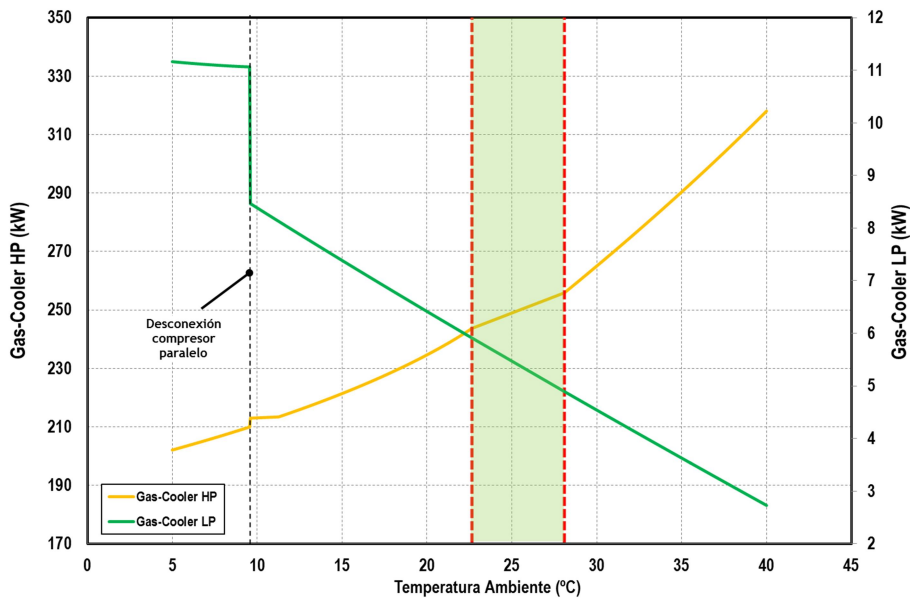


Figura 31. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + compresión paralela R744

La presencia del intercambiador de *gas-cooler* en la descarga del compresor de la etapa de baja temperatura (*gas-cooler* subcrítico), permite disipar entre 2.7 y 11.2 kW de potencia calorífica.

### 3.4 – Ciclo *booster* con compresión paralela y eyector (base + CP + eyector)

#### 3.4.1 – COP ciclo frigorífico

Para el cálculo de los parámetros de ciclo con eyector, se considera que el eyector mantiene constantes sus valores de rendimiento (en todas sus partes), la relación de caudales entre los flujos motriz y de succión, así como la depresión creada en la zona de succión. Teniendo en cuenta únicamente condiciones de operación óptimas, la variación del COP con la temperatura ambiente se muestra en la Figura 32.

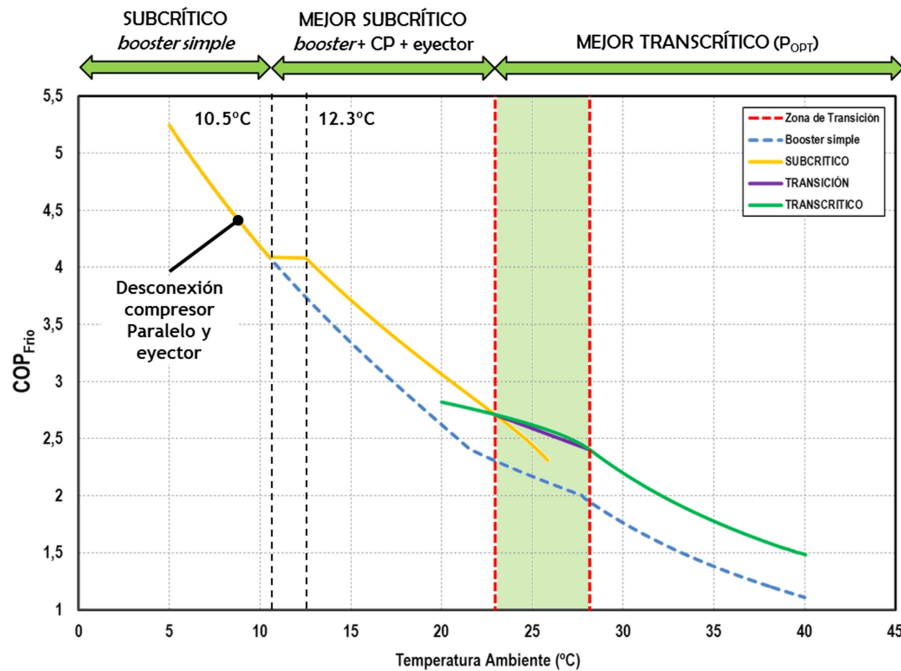


Figura 32. COP vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + CP + eyector R744

Puesto que se trabaja con un eyector modelado con propiedades constantes, la presión del depósito situado aguas abajo del eyector estará variando continuamente, lo que supone una variación del punto de aspiración de los compresores en paralelo. Para poder asegurar la condición de tasa mínima de 1.5, por debajo de **12.3 °C** de temperatura ambiente se optará por mantener constante la presión de disipación hasta que el COP de la configuración con eyector y compresor paralelo sea igual al COP del ciclo *booster* simple. En ese momento (temperatura ambiente de 10.5 °C) se optará por desconectar eyector y compresor paralelo para poder asegurar el máximo COP. No obstante, esta estrategia dependerá de la propia instalación ya que es importante tener en cuenta la fuerte variación de volumen geométrico que se darán en los compresores (Figura 34).

Comparando los resultados obtenidos en esta configuración con los del ciclo en cascada, se observa como la introducción de un conjunto de compresores en paralelo y la figura del eyector (uno o varios eyectores, según sea la capacidad de la planta frigorífica), mejora el COP del ciclo para temperaturas ambiente inferiores a los **17.4 °C**. Sin embargo cabe destacar que esta mejora está supeditada al comportamiento real del eyector, es decir, a cómo varíe su rendimiento con respecto las condiciones de funcionamiento, por lo que la línea representada corresponde a un comportamiento ideal que representa el máximo valor de COP alcanzable con las condiciones de cálculo consideradas.

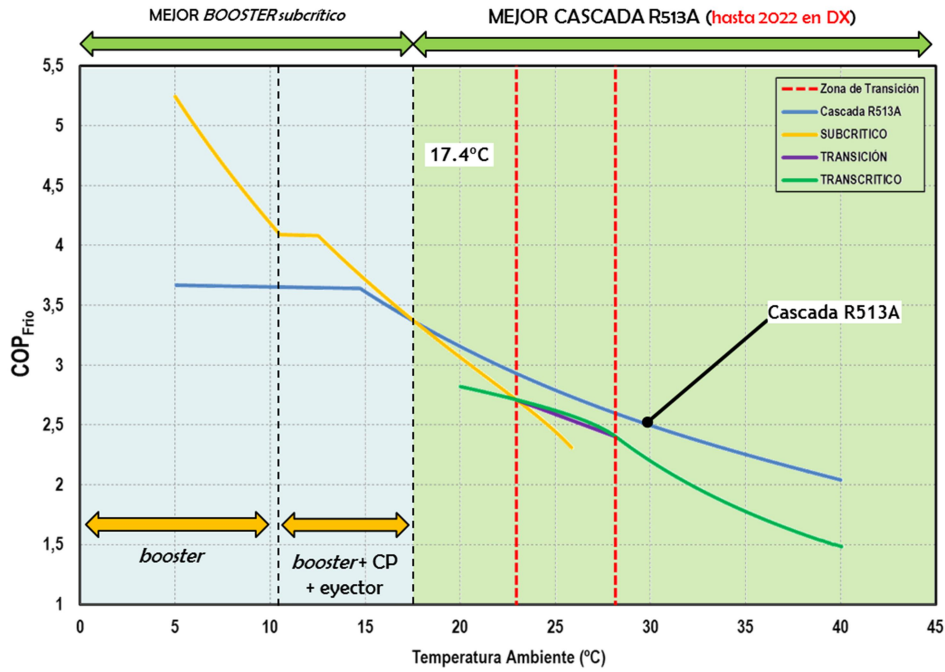


Figura 33. COP cascada R513A/R744 vs COP *booster* + CP + evector R744

### 3.4.2 – Volumen geométrico de los compresores

Tal y como se observa en la Figura 34, el uso de eyectores permite reducir las cilindradas en los compresores permitiendo ahorrar costes en las etapas de compresión. Sin embargo es importante mencionar la importante variación que sufren la cilindrada de los compresores de alta presión (HP) cuando se decide desconectar el módulo de compresores de paralelo:

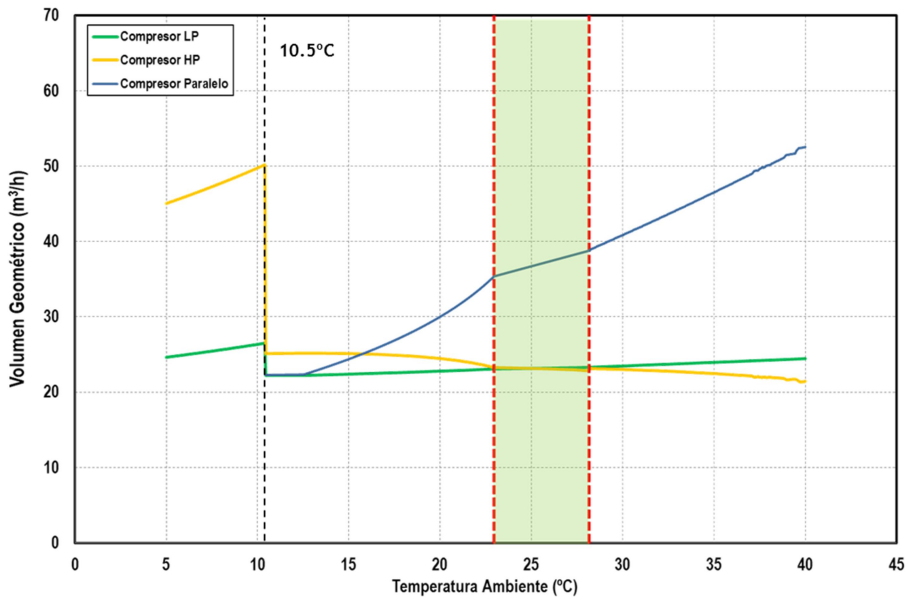


Figura 34. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + CP + evector R744

Puesto que la cilindrada de los compresores de alta presión (HP) aumenta hasta un 85%, es importante analizar sobre la idoneidad de esta estrategia de control o la incursión de una nueva

Teniendo en cuenta los modelos de compresor indicados en el Apartado 2.1.5, la selección de compresores sería la siguiente:

#### Etapas de Baja Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $22.22 \div 26.50 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (56.6 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (47.4 Hz)

#### Etapas de Alta Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $21.36 \div 50.19 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (59.2 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 1x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (50.4 Hz)

#### Compresión en paralelo (R744)

- Cilindrada necesaria:  $22.28 \div 52.55 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 5x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (54.7 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (58.0 Hz)

Nótese que la reducción de cilindrada en los compresores de las etapas de alta y baja temperatura, implica necesariamente un aumento en la cilindrada de los compresores en paralelo, de ahí su gran variabilidad.

### 3.4.3 – Potencia eléctrica de los compresores

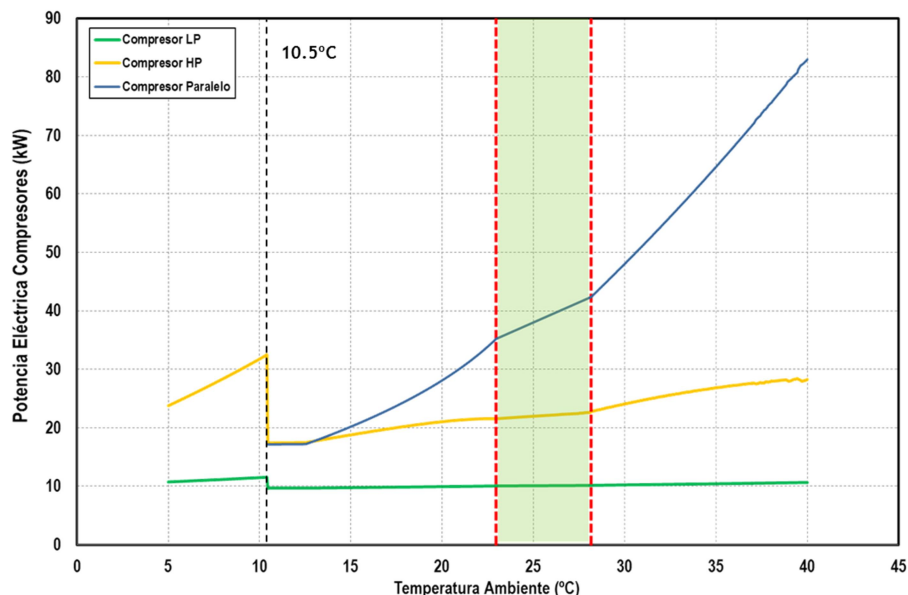


Figura 35. Potencial eléctrico compresores vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + CP + eyector R744



La potencia consumida por el conjunto de compresores de la etapa de baja temperatura, tiene un valor de 10.3 kW con una variación del 12.6 %, mientras que en el rack de compresores de alta presión el consumo es de 23.4 kW con una variación del 38.8 %. Por el contrario, los compresores en paralelo la potencia tiene una mayor variabilidad: de 17.2 kW a 83.0 kW, lo que indica que las variaciones de la temperatura ambiente afectan de forma más notable a este compresor cuando el eyector está presente y se comporta de acuerdo a las condiciones establecidas en el apartado 2.1.5.

### 3.4.4 – Temperatura de descarga de los compresores

La Figura 36 muestra las temperaturas de descarga alcanzadas en cada uno de los bloques de compresores instalados.

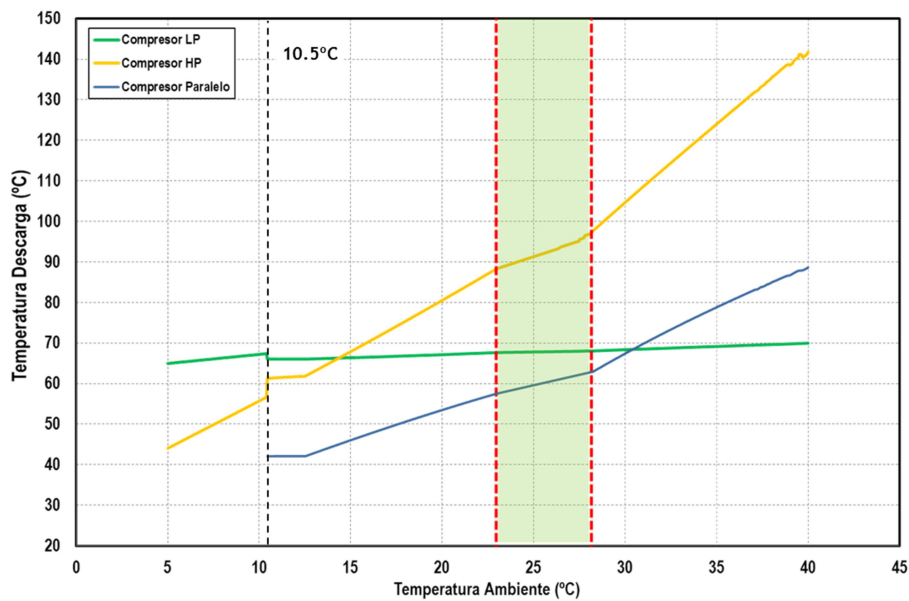


Figura 36. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + CP + eyector R744

La presencia del eyector reduce la temperatura de descarga de los compresores en paralelo una media de 10 °C, mientras que en el caso de los compresores de baja presión (LP), los aumenta unos 10 °C aproximadamente. En el caso del bloque de compresores de alta presión (HP), la presencia del eyector no modifica prácticamente la temperatura de descarga.

### 3.4.5 – Potencia térmica intercambiada

La presencia del intercambiador de *gas-cooler* en la descarga de los compresores de baja presión (LP), permite disipar una entre 4.6 y 10.2 kW de potencia calorífica, lo que favorece a la reducción de la temperatura de descarga del compresor de alta presión (HP). En cuanto al *gas-cooler* / condensador principal de la instalación, la potencia a disipar oscila entre 216.4 y 301.7 kW, siendo esta mayor a medida que aumenta la temperatura ambiente (Figura 37).



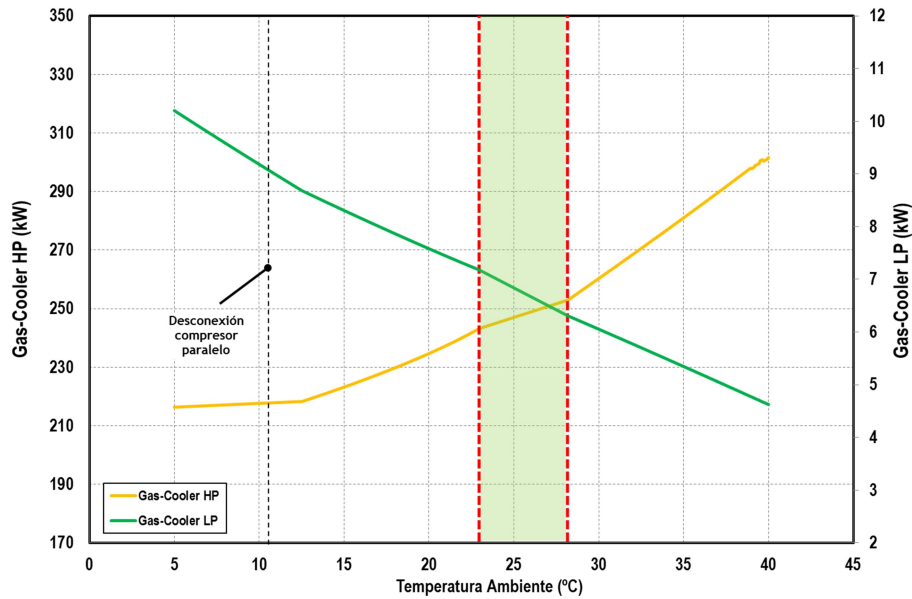


Figura 37. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración *booster* + CP + eyector R744

### 3.5 – Ciclo en cascada con ciclo *booster* (cascada + base)

#### 3.5.1 – COP ciclo frigorífico

En la configuración cascada con *booster*, se contemplan dos modos de funcionamiento atendiendo al COP de la instalación según la temperatura ambiente. Así, según los resultados mostrados en la Figura 38.a, para temperaturas ambientes superiores a 18.1 °C es conveniente emplear el ciclo de cascada con *booster* porque es el que mejores valores de COP consigue. Sin embargo, para temperaturas inferiores a 18.1 °C, es conveniente desconectar el ciclo de cabecera y trabajar con un ciclo *booster* puro.

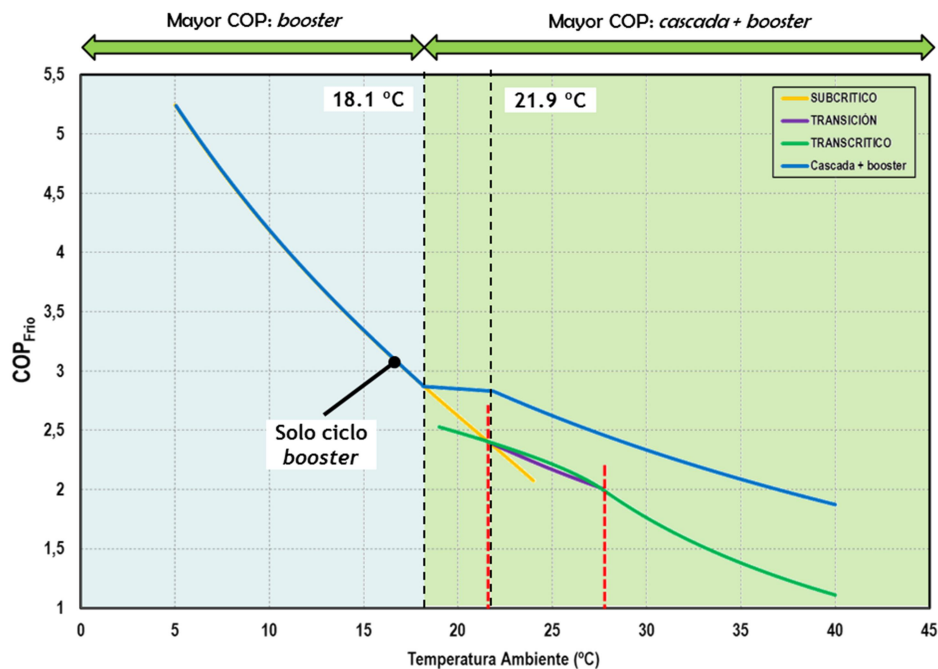


Figura 38.a COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada + *booster* R744

Para poder cumplir con la limitación de asegurar un  $\Delta P$  mínimo de 3.5 bar en el sistema de expansión del ciclo de cabecera, es necesario mantener la presión constante del ciclo de cabecera para temperaturas inferiores a **21.9 °C** hasta los 18.1 °C. Cumpliendo con esta condición, se cumple con el requisito de asegurar una tasa de compresión mínima de 1.5. En el caso de trabajar solo con el ciclo *booster*, las limitaciones serán las mismas que las analizadas para este ciclo, debiéndose limitar la presión de disipación a 44.45 bar (9.5 °C en saturación) para evitar tasas inferiores a 1.5.

Al igual que sucedía en la configuración en cascada R513A/R744, existen dos parámetros importantes que hay que analizar para poder conocer su influencia. Por una parte está el salto de temperatura en el condensador ( $\Delta T_K$ ) y por otro lado el salto de temperatura en el intercambiador de cascada ( $\Delta T_{Cascada}$ ). Los resultados obtenidos en la Figura 38.a, se han obtenido para un  $\Delta T_K$  de 5 K y un  $\Delta T_{Cascada}$  de 5 K. La Figura 38.b muestra cómo evoluciona el COP de la configuración de cascada y booster con la temperatura ambiente para diferentes valores de  $\Delta T_K$ , mientras que la Figura 38.c representa también el COP pero con diferentes valores de  $\Delta T_{Cascada}$  para un  $\Delta T_K$  constante de 5 K.

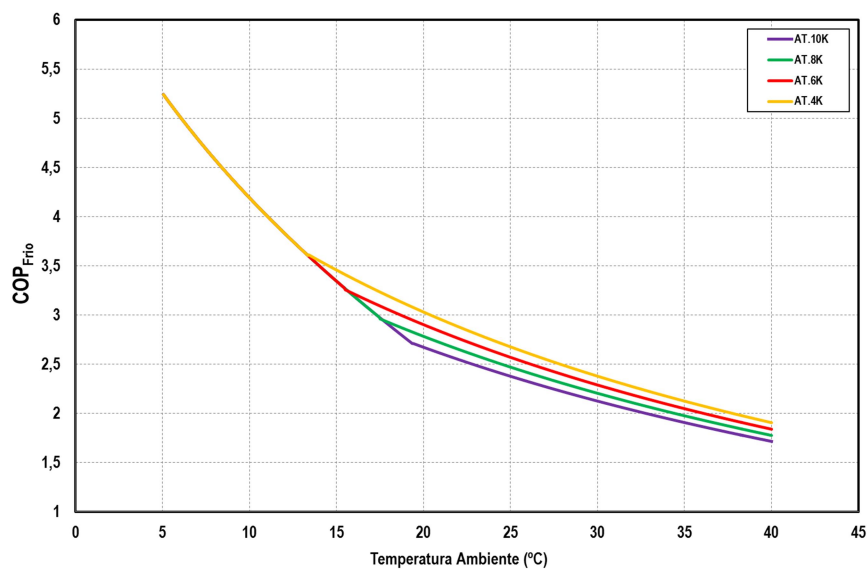


Figura 38.b COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada + *booster* R744. Diferentes  $\Delta T_K$

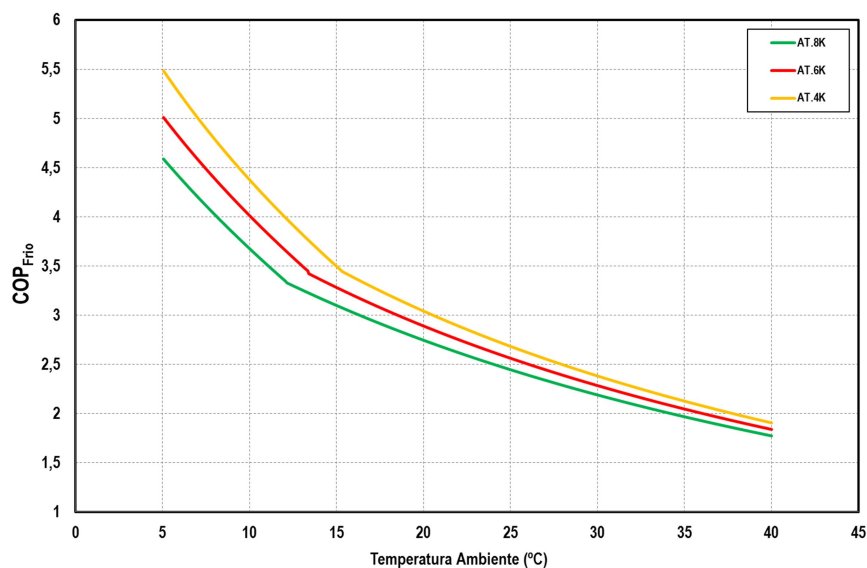


Figura 38.c COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada + *booster* R744. Diferentes  $\Delta T_{Cascada}$

Comparando ambas Figuras se observa como los dos saltos afectan al COP de la instalación de forma muy similar para temperaturas ambiente superiores a 19.5 °C. Sin embargo, para valores inferiores a 19.5 °C donde el ciclo de cabecera se desconecta en función de cuál de las dos configuraciones (*booster* puro o cascada - *booster*) tiene mayor COP, el  $\Delta T_{\text{Cascada}}$  afecta en mayor medida al COP de la instalación, siendo éste mayor cuanto menor es el salto de temperaturas. Para poder hacer el análisis de esta configuración, se ha considerado un  $\Delta T_K$  de 5K y un  $\Delta T_{\text{Cascada}}$  de 5K, ya que corresponden a valores con muy buenos resultados.

Tomando como referencia la configuración de cascada empleando R513A como refrigerante en el servicio de media temperatura, se observa como por encima de los **12.9 °C** es conveniente emplear la configuración en cascada frente la configuración cascada + *booster*, con una diferencia en términos de COP inferior al 7% salvo en el tramo de limitación de la presión de disipación (Figura 39).

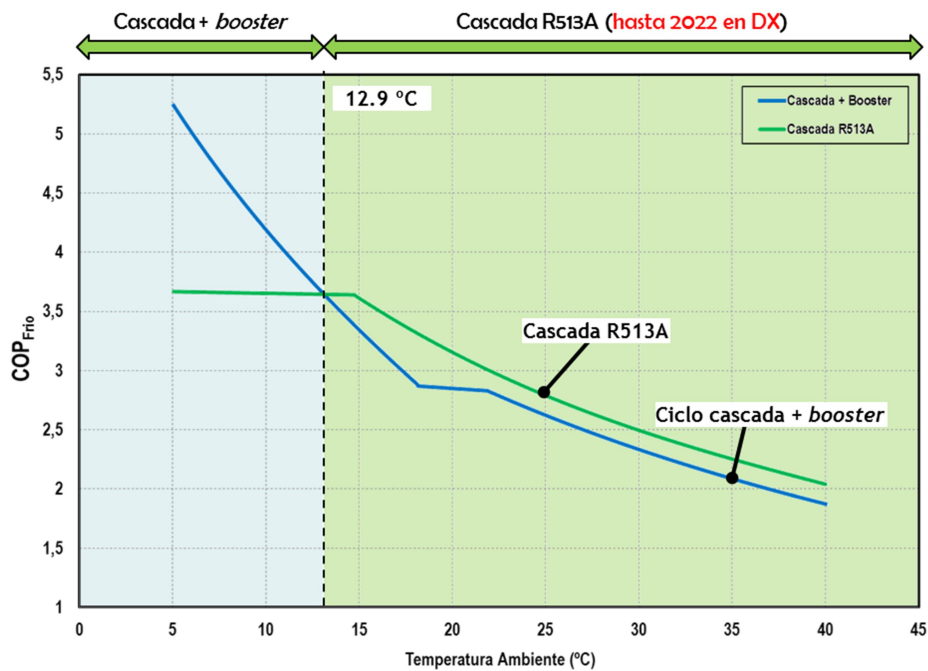


Figura 39. COP cascada R513A/R744 vs COP cascada + *booster* R744

La reducción de los saltos de temperatura  $\Delta T_K$  y  $\Delta T_{\text{Cascada}}$ , permitirían aumentar la temperatura de predominio de la configuración cascada - *booster* frente a la configuración en cascada. Sin embargo, un cambio en estas diferencias de temperatura obligaría a tener que recalculer los límites de temperatura para poder cumplir con las limitaciones de tasa y  $\Delta P$  indicadas inicialmente.

### 3.5.2 – Volumen geométrico de los compresores

La presencia de un ciclo de cabecera permite reducir la variabilidad de la cilindrada de los compresores empleados en el ciclo *booster*. Solamente en el momento en que el ciclo de cabecera se desconecta, la cilindrada de los compresores del ciclo *booster* aumentan hasta un 23% (compresores de baja presión) y un 32 % (compresores de alta presión).

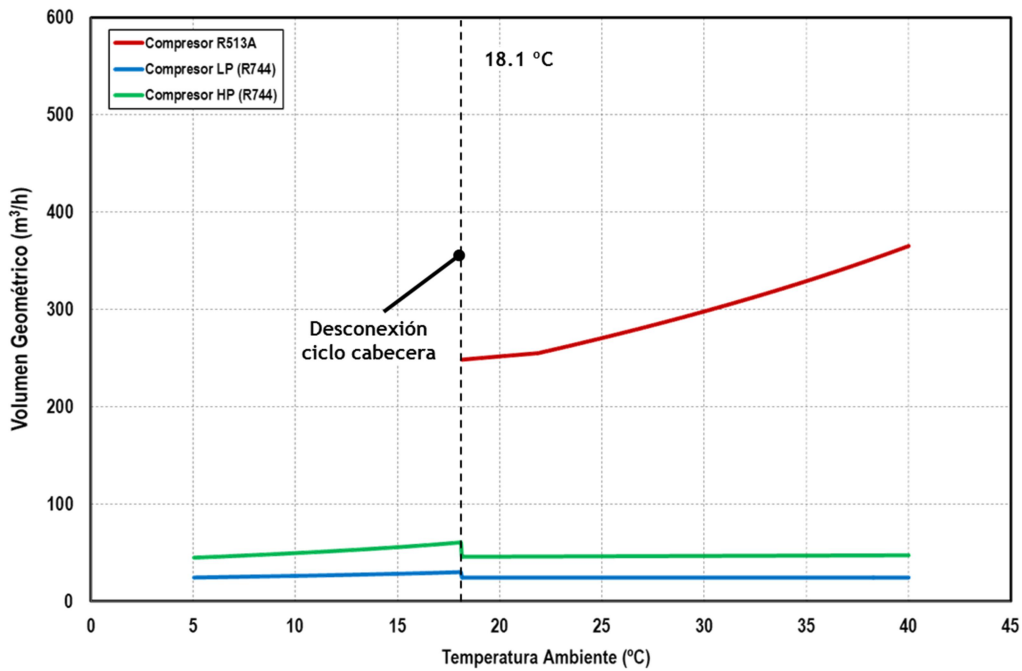


Figura 40. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* R744

Teniendo en cuenta los modelos de compresor indicados en el Apartado 2.1.5, la selección de compresores sería la siguiente:

#### Etapa de Baja Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $24.63 \div 30.21 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (55.9 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (46.9 Hz)

#### Etapa de Alta Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria:  $45.08 \div 60.75 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (67.8 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (49.7 Hz)

#### Compresor en el ciclo de cabecera (R513A)

- Cilindrada necesaria:  $248.55 \div 365.35 \text{ m}^3/\text{h}$
- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 6FE-44Y (151.6 m<sup>3</sup>/h) (60.2 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 6FE-44Y (151.6 m<sup>3</sup>/h) (41.0 Hz)

### 3.5.3 – Potencia eléctrica de los compresores

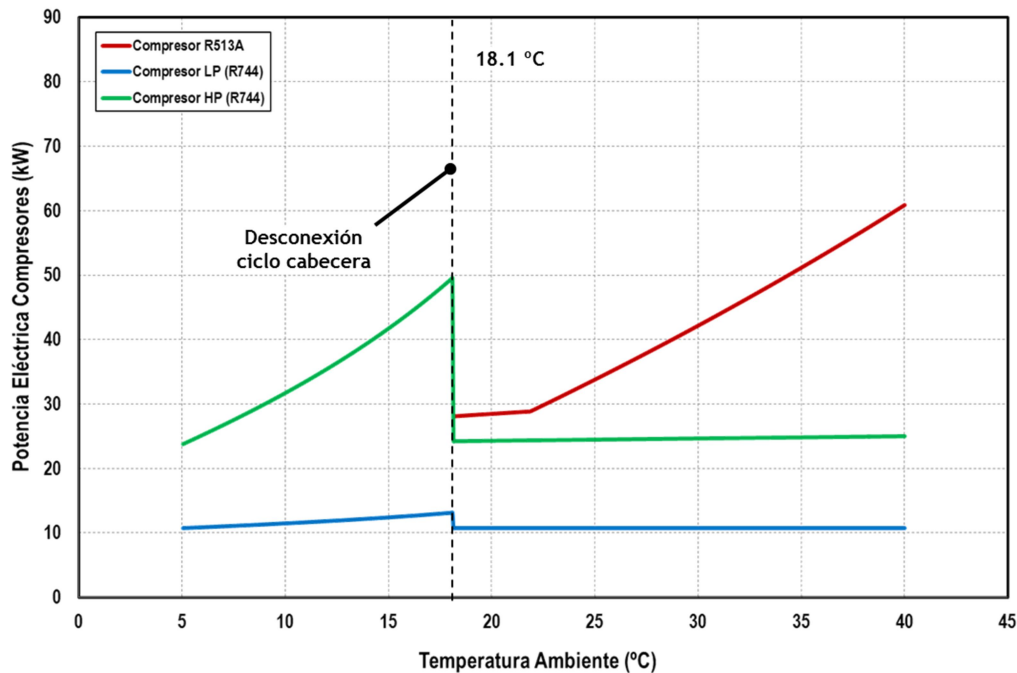


Figura 41. Potencial eléctrica compresores vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* R744

Tal y como se observa en la Figura 41, las potencias consumidas por los compresores en las diferentes etapas tienen unos valores muy contenidos en comparación con la potencia consumida por el ciclo *booster* puro (Figura 23). Sin embargo, la presencia de un doble ciclo cascada + *booster* frente a la configuración en cascada, hace que el consumo eléctrico sea superior.

Para los compresores de la etapa de baja temperatura, la potencia consumida tiene un valor medio de 11.1 kW con una variación del 17.9 %, mientras que en el rack de compresores de alta temperatura el consumo medio es de 26.6 kW con una variación del 73.3 % teniendo en cuenta la desconexión del ciclo de cabecera. El mayor consumo repercute sobre compresor de cabecera el cual oscila entre 28.1 y 60.9 kW en el rango de temperaturas ambiente de 18.1 a 40 °C.

### 3.5.4 – Temperatura de descarga de los compresores

La Figura 42 muestra las temperaturas de descarga alcanzadas en cada uno de los bloques de compresores instalados. Tal y como se observa, no existen valores de temperatura superiores a 80 °C por lo que se consideran que no hay ninguna condición de funcionamiento que pueda comprometer el funcionamiento del compresor.

El cambio más brusco de temperaturas se da en la desconexión del ciclo de cabecera, con un aumento de casi 30 °C en la temperatura de descarga de los compresores de alta presión.

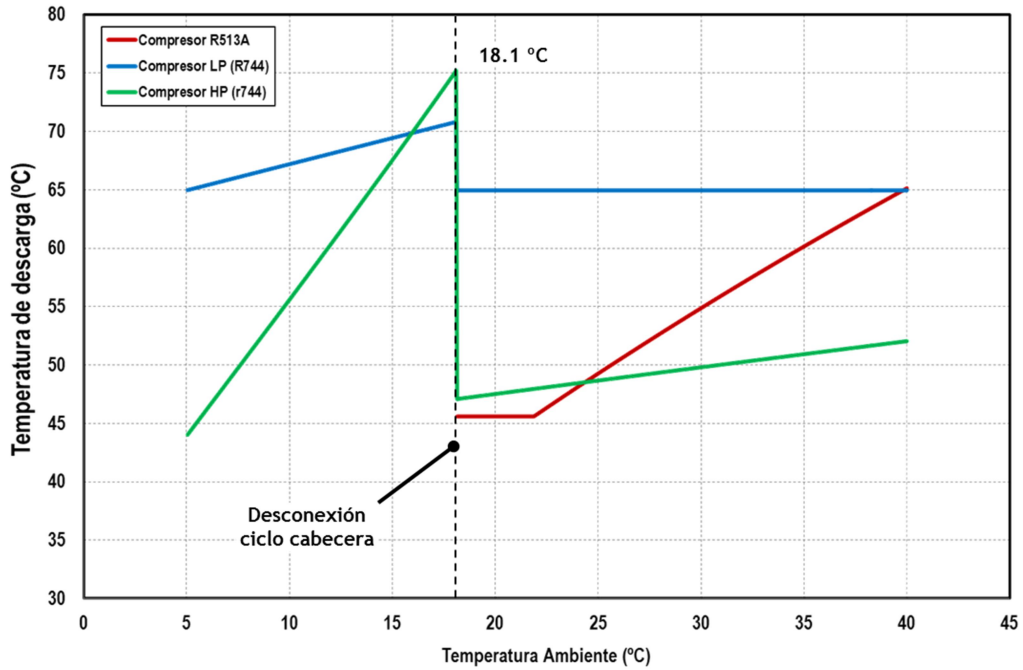


Figura 42. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* R744

### 3.5.5 – Potencia térmica intercambiada

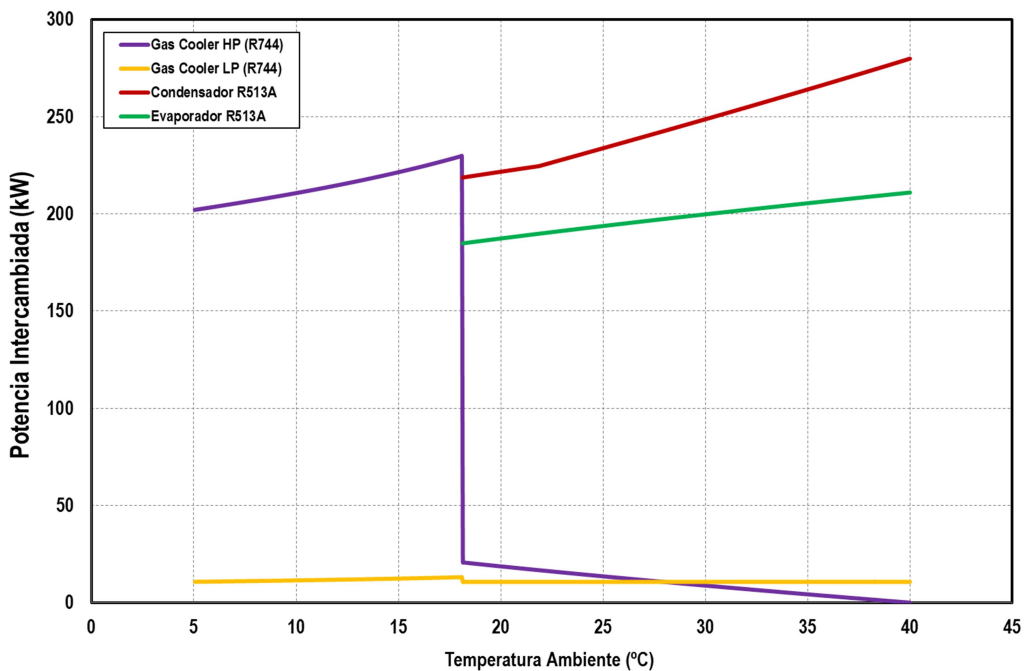


Figura 43. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* R744

A partir de la Figura 43 se advierte un aspecto importante en el dimensionado de los intercambiadores. Para temperaturas ambiente superiores a 18.1 °C, el intercambiador de *gas-cooler* colocado en la descarga del compresor de alta presión del ciclo *booster*, deberá disipar una potencia máxima de 20.7 kW. Sin embargo, para temperaturas inferiores a 18.1 °C, el valor de la potencia a disipar aumenta hasta 229.9 kW debido a la desconexión del ciclo de cabecera. Por ello hay que prestar especial atención al dimensionado de este intercambiador.

En el caso del *gas-cooler* colocado en la descarga del compresor de baja presión del ciclo *booster*, se observa como la variación es mínima con una oscilación del 17.9 % sobre un valor medio de potencia térmica disipada de 11.1 kW.

### 3.6 – Ciclo en cascada con ciclo *booster* con compresor paralelo

#### 3.6.1 – COP ciclo frigorífico

Al igual que ocurría en la configuración cascada con *booster*, esta configuración tienen dos modos de funcionamiento atendiendo al COP de la instalación según la temperatura ambiente. Así, según los resultados mostrados en la Figura 44, para temperaturas ambientes superiores a **21.65 °C** es conveniente emplear el ciclo de cascada con *booster* y compresión paralela, mientras que para temperaturas inferiores, es mejor desconectar el ciclo de cabecera y trabajar con el ciclo *booster* y compresión paralela hasta los **11.1 °C**. Por debajo de este valor, lo recomendable es mantener constante la presión de disipación hasta que el nivel de COP de la configuración con compresión paralela, sea inferior que el COP de la configuración *booster* simple. En ese momento (temperatura ambiente de aproximadamente 9.4 °C) se desconectará el compresor en paralelo, y la configuración a emplear será la de ciclo *booster* simple.

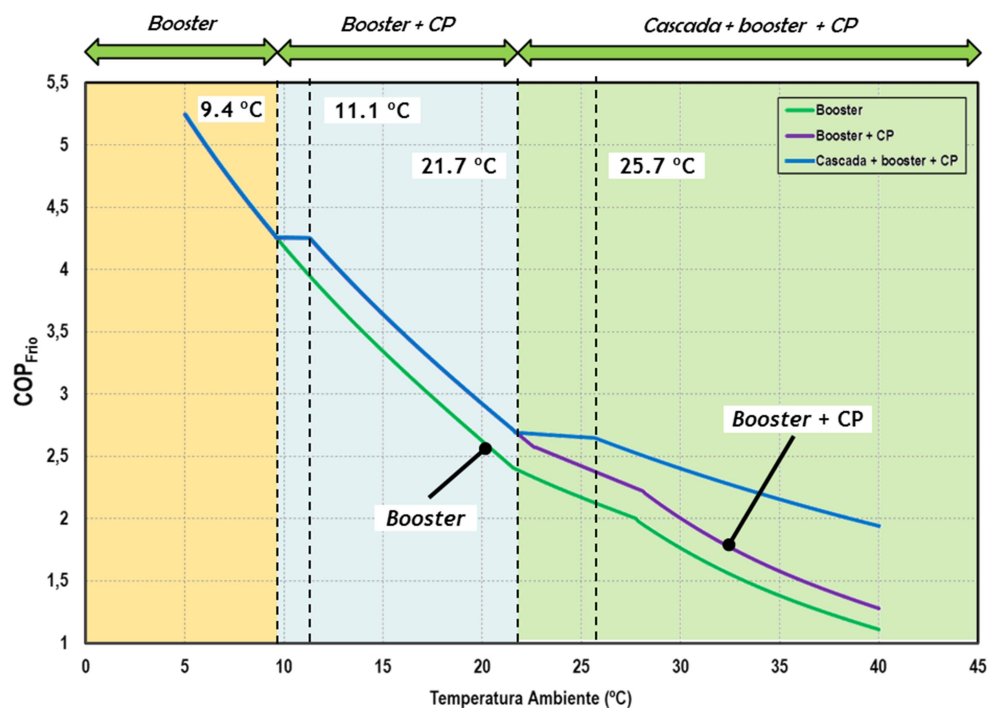


Figura 44 COP vs Temperatura ambiente. Configuración en cascada + *booster* + CP R744

Para poder cumplir con la limitación de asegurar un  $\Delta P$  mínimo de 3.5 bar en el sistema de expansión del ciclo de cabecera, es necesario mantener la presión constante del ciclo de cabecera para temperaturas inferiores a **25.7 °C** hasta los 21.7 °C (presión mínima de 7.93 bar). Cumpliendo con esta condición, se cumple con el requisito de asegurar una tasa de compresión mínima de 1.5 en el compresor del ciclo de cabecera.

En el caso de trabajar únicamente con el ciclo *booster* con compresión paralela, se deberá de limitar la presión de disipación a 52.28 bar (16.13 °C en saturación) para evitar tasas inferiores a 1.5. Esta limitación se mantendrá hasta que la temperatura ambiente sea igual a 9.4 °C, momento en el cual convendrá desconectar el compresor paralelo y utilizar el ciclo *booster* simple.



Trabajando con ciclo *booster* simple, la limitación de tasa mínima en el compresor de alta presión, obligará a mantener constante la presión de disipación en 44.45 bar, para temperaturas ambiente iguales o inferiores a **4.45 °C**.

Tomando como referencia la configuración de cascada empleando R513A como refrigerante en el servicio de media temperatura, se observa como por encima de los **15.4 °C** es conveniente emplear la configuración en cascada frente la configuración cascada + *booster*, con una diferencia en términos de COP inferior al 4.7 % salvo en el tramo de limitación de la presión de disipación (Figura 45).

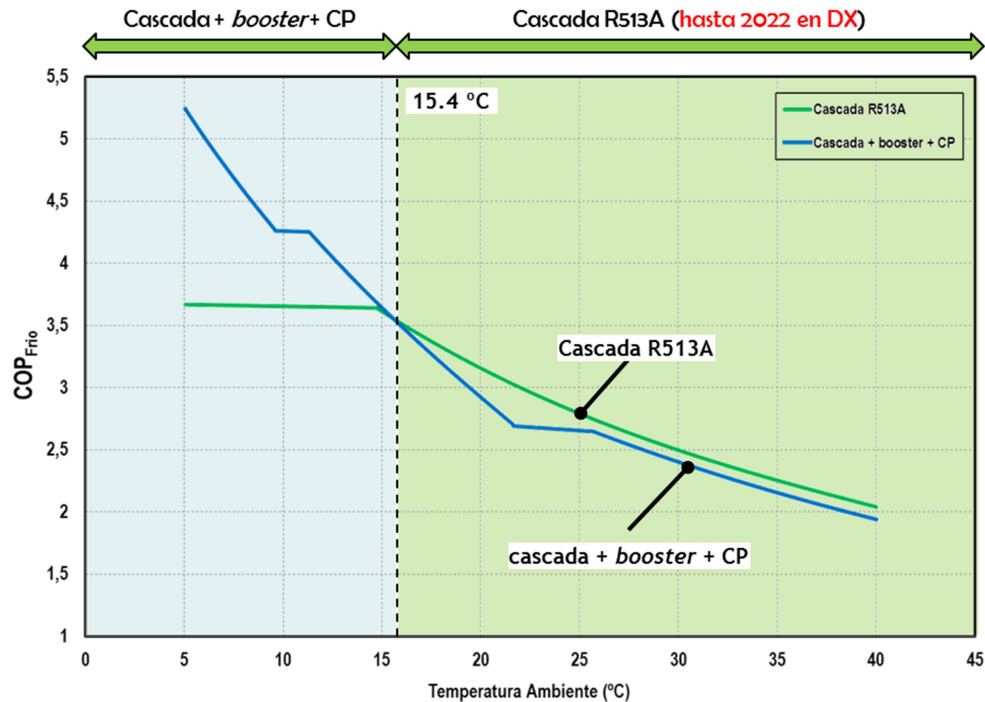


Figura 45. COP cascada R513A/R744 vs COP cascada + *booster* + CP R744

### 3.6.2 – Volumen geométrico de los compresores

La presencia de un ciclo de cabecera permite reducir los valores de cilindrada necesarios tanto en el ciclo *booster* como en el ciclo de cabecera. Teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento descritas, existirán dos puntos en los cuales las cilindradas se alterarán debido a la conexión / desconexión de los compresores de cabecera y paralelo (Figura 46).

Teniendo en cuenta los modelos de compresor indicados en el Apartado 2.1.5, la selección de compresores sería la siguiente:

#### Etapa de Baja Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria: 21.98 ÷ 26.18 m<sup>3</sup>/h
- Condiciones de máxima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (55.9 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 3x BITZER 2ESL-4K (7.81 m<sup>3</sup>/h) (46.9 Hz)

#### Etapa de Alta Temperatura (R744)

- Cilindrada necesaria: 41.17 ÷ 49.28 m<sup>3</sup>/h



- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (58.1 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 2x BITZER 4DTC-25K (21.2 m<sup>3</sup>/h) (48.5 Hz)

#### Compresor en el ciclo de cabecera (R513A)

- Cilindrada necesaria: 200.98 ÷ 280,92 m<sup>3</sup>/h
- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 6FE-44Y (151.6 m<sup>3</sup>/h) (46.3 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 1x BITZER 6FE-44Y (151.6 m<sup>3</sup>/h) (66.3 Hz)

#### Compresión en paralelo (R744)

- Cilindrada necesaria: 6.65 ÷ 16.69 m<sup>3</sup>/h
- Condiciones de máxima temperatura: 2x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (43.5 Hz)
- Condiciones de mínima temperatura: 1x BITZER 4KTC-10K (9.6 m<sup>3</sup>/h) (34.6 Hz)

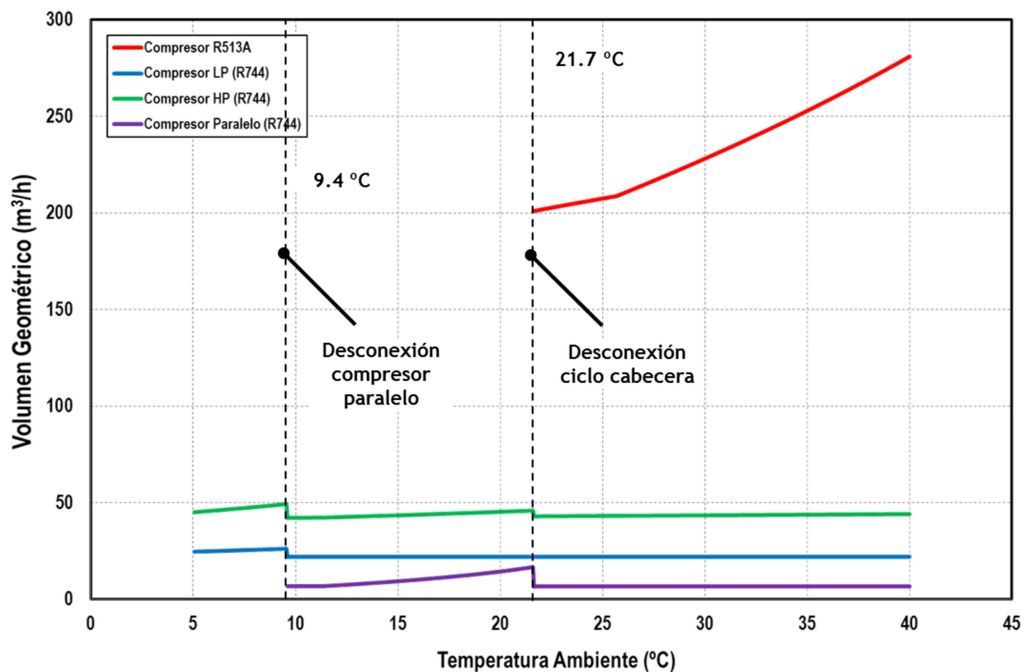


Figura 46. Cilindrada de los compresores vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* + CP R744

### 3.6.3 – Potencia eléctrica de los compresores

En el apartado de potencia eléctrica consumida por los compresores, se observa una reducción en los consumos de los compresores con respecto la configuración anterior, especialmente en el compresor del ciclo de cabecera y el compresor de alta presión del ciclo *booster*.

Para los compresores de la etapa de baja temperatura, la potencia consumida tiene un valor medio de 9.8 kW con una variación del 16.5 %, mientras que en el rack de compresores de alta temperatura el consumo medio es de 30.2 kW con una variación del 35.9 % debido en gran parte a la desconexión del ciclo de cabecera. El bloque de compresores paralelos, tiene una considerable variación de potencia desde valor mínimo de 4.7 kW hasta una potencia máxima de 16.2 kW. Para el compresor del ciclo de cabecera, la potencia eléctrica oscila entre 24.6 y 49.8 kW

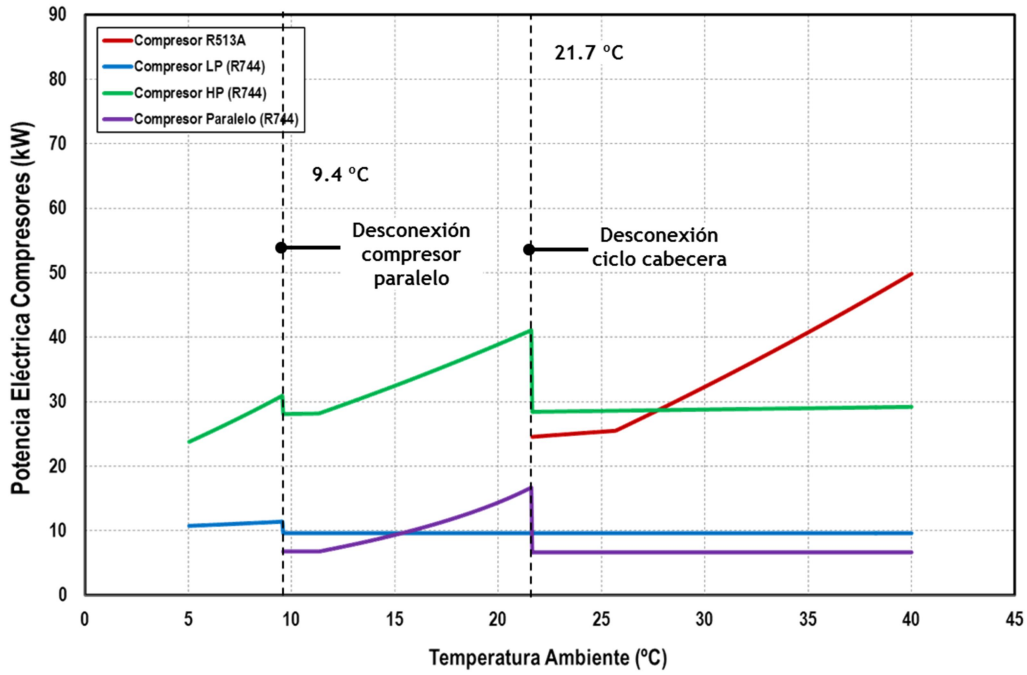


Figura 47. Potencial eléctrica compresores vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* + CP R744

### 3.6.4 – Temperatura de descarga de los compresores

La Figura 48 muestra las temperaturas de descarga alcanzadas en cada uno de los bloques de compresores instalados. Tal y como se observa, no existen valores de temperatura superiores a 80 °C por lo que se consideran que no hay ninguna condición de funcionamiento que pueda comprometer el funcionamiento de los compresores.

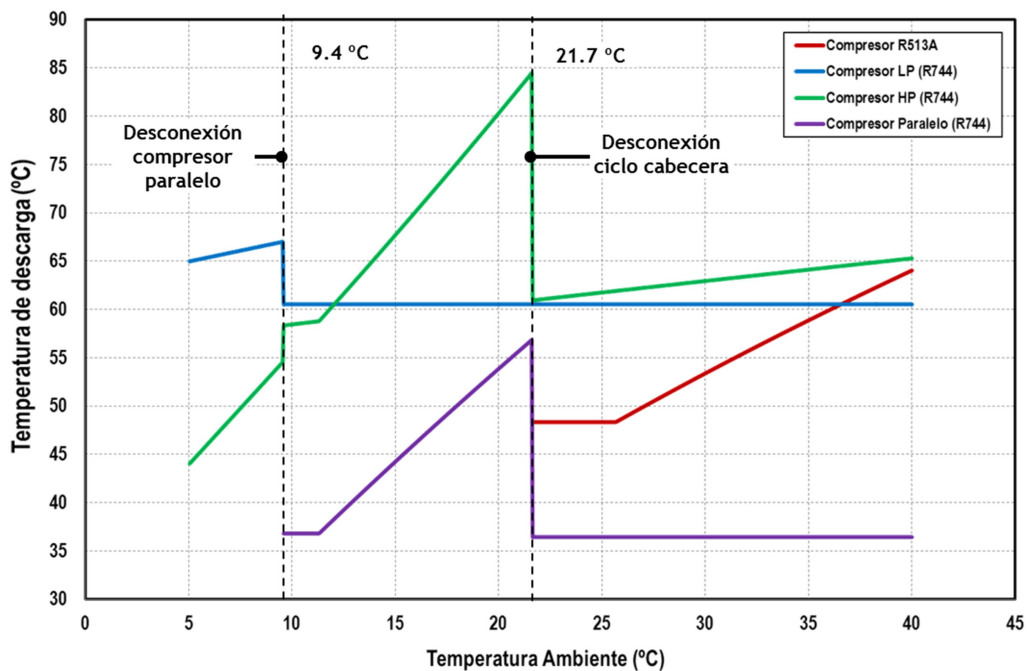


Figura 48. Temperatura de descarga vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* + CP R744

### 3.6.5 – Potencia térmica intercambiada

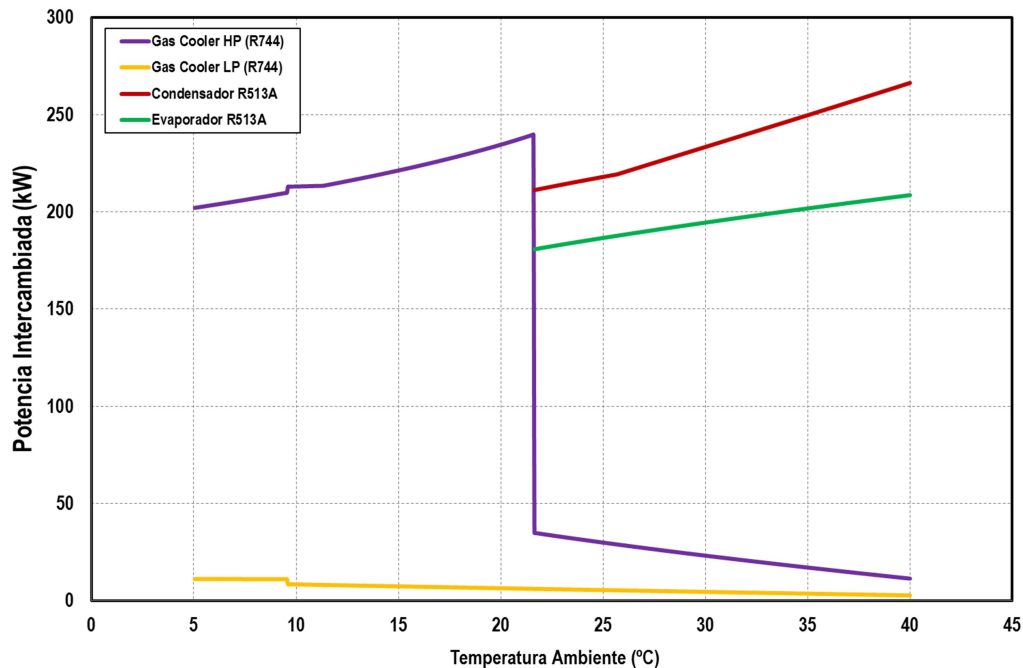


Figura 49. Potencia intercambiada vs Temperatura ambiente. Configuración cascada + *booster* + CP R744

Del mismo modo que ocurría con la configuración anterior, la presencia del ciclo de cabecera permite reducir el tamaño del gas-cooler de alta presión del ciclo *booster* (Figura 49). Sin embargo, cuando este ciclo deja de funcionar por motivos energéticos, el intercambiador tiene que disipar prácticamente toda la potencia del ciclo. Así, para temperaturas superiores a 21.7 °C la potencia máxima disipada por el gas-cooler es de 34.9 kW, mientras que para temperaturas inferiores a éste valor, la potencia a disipar pasa a tener un valor máximo de 239.8 kW.

En el caso del *gas-cooler* colocado en la descarga del compresor de baja presión del ciclo *booster*, se observa una oscilación entre 2.7 y 11.2 kW.

## 3.6 – Comparativa entre ciclos

A partir de los resultados obtenidos se ha elaborado la Figura 50, donde se comparan entre sí los valores de COP obtenidos para todas y cada una de las configuraciones analizadas suponiendo un salto de temperatura constante en el condensador de 5K. Este valor de  $\Delta T_K$  se considera el mismo para las configuraciones de ciclo *booster* y las que utilizan HFC (cascada, cascada-*booster*, cascada-*booster*-CP).

Las zonas marcadas como *subcrítico*, *transición* y *zona de transcrito* solo son válidas para las configuraciones de ciclo *booster* en dónde la zona de transición hace referencia al cambio de un modo de funcionamiento a otro según el algoritmo de control que se desee implementar.

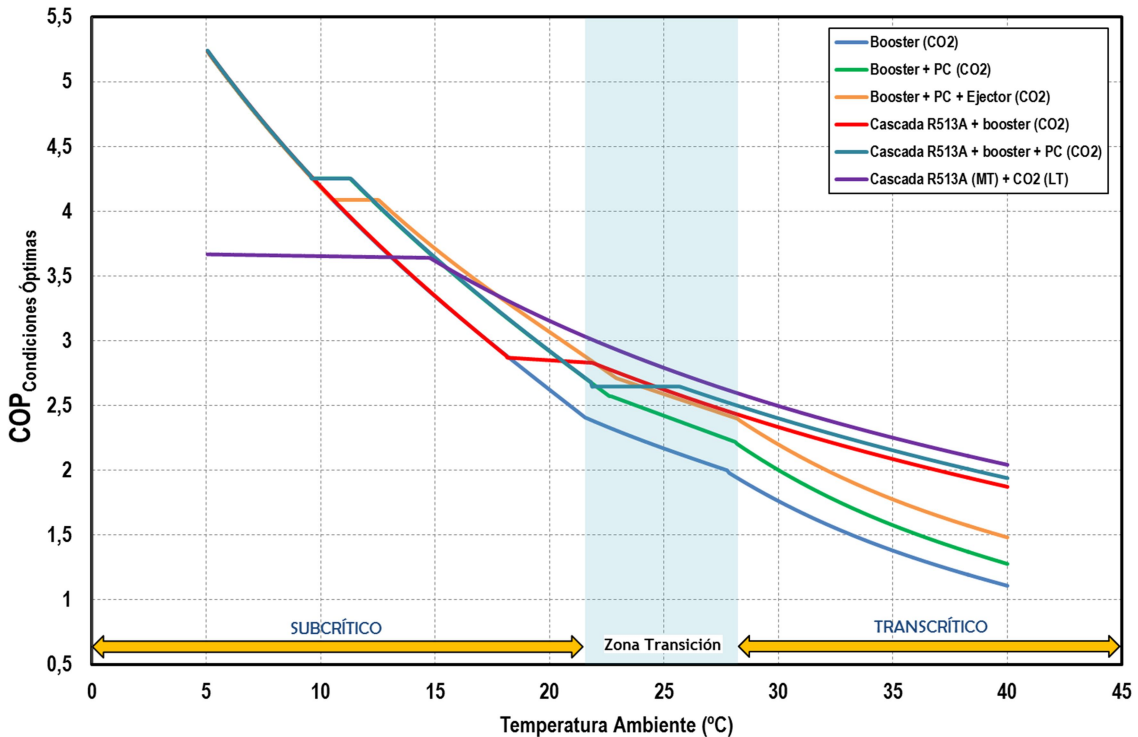


Figura 50. COP diferentes configuraciones vs Temperatura ambiente ( $\Delta T_k$ : 5 K)

Considerando los valores obtenidos, se observa como la configuración en cascada predomina en términos de COP hasta una temperatura ambiente de **17.5 °C** aproximadamente. Por debajo de ese valor las configuraciones *booster* con eyector, compresión paralela y simple, son las que poseen mayor COP. Es decir, para regiones con temperatura ambiente promedio superiores a 17.5 °C, es conveniente colocar una instalación frigorífica con una configuración en cascada con expansión directa, mientras que para valores de temperatura ambiente inferiores, cualquiera de las configuraciones *booster* permite ahorro energético, especialmente la que incorpora eyector.

Es importante destacar que el mayor COP alcanzado por la configuración del eyector se debe a que éste ha sido calculado con unos parámetros de eyector constantes, los cuales no se ven afectados por las condiciones de funcionamiento. Por tanto, habría que realizar un análisis experimental para poder corroborar estos resultados y constatar si este comportamiento se puede considerar como un comportamiento próximo a la realidad.

La solución cascada + *booster* posee unos valores de COP muy próximos a la configuración en cascada para temperaturas ambiente elevadas, aunque inferiores a los valores que se obtienen empleando la configuración cascada + *booster* + CP, que es la configuración con un COP más próximo al ciclo de cascada.

## 4. ANÁLISIS ENERGÉTICO

Para estimar el consumo energético de las diferentes configuraciones a lo largo de un año, se partirán de las consideraciones descritas en el Apartado 2.4, donde se considera un perfil de temperaturas variable con cada localidad y un perfil de demanda en servicios variable con el tiempo (Figura 12.b)

Localidad	Rango (°C)	Promedio (°C)	Localidad	Rango (°C)	Promedio (°C)
<b>ESPAÑA</b>			<b>PORTUGAL</b>		
Almería	[30.8 ÷ 9.0] °C	18,51 °C	Bragança	[28.1 ÷ 2.2] °C	12.37 °C
Barcelona	[27.6 ÷ 5.5] °C	15,34 °C	Coímbra	[27.9 ÷ 7.2] °C	15.32 °C
Bilbao	[25.5 ÷ 5.7] °C	14,03 °C	Évora	[29.5 ÷ 6.9] °C	15.78 °C
Burgos	[26.6 ÷ -0.3] °C	9,89 °C	Faro	[28.0 ÷ 8.8] °C	17.73 °C
Cáceres	[33.9 ÷ 4.6] °C	16,17 °C	Lisboa	[30.3 ÷ 8.2] °C	16.29 °C
Córdoba	[36.9 ÷ 5.4] °C	17,45 °C	Oporto	[23.4 ÷ 6.5] °C	14.30 °C
Huesca	[31.1 ÷ 1.9] °C	13,40 °C			
La Coruña	[22.4 ÷ 8.1] °C	14,12 °C			
León	[28.2 ÷ 0.0] °C	10,75 °C			
Madrid	[31.2 ÷ 3.5] °C	14,31 °C			
Málaga	[30.5 ÷ 8.8] °C	17,96 °C			
Sevilla	[35.7 ÷ 6.6] °C	18,21 °C			
Valencia	[29.4 ÷ 6.1] °C	16,74 °C			

Tabla 2. Valores máximos / mínimos / promedios anuales para diferentes localidades (percentil: 1%)

Los resultados obtenidos para un salto de temperatura constante en el condensador de 5K, se muestran en las Figuras 51 – 54 ordenados según la temperatura promedio anual de la localidad considerada. Las Figuras 51 y 53 muestran los valores de energía total consumida, mientras que las Figuras 52 y 54 representan la variación de consumo energético con respecto a la configuración de cascada R513A/R744, la cual se toma como referencia.

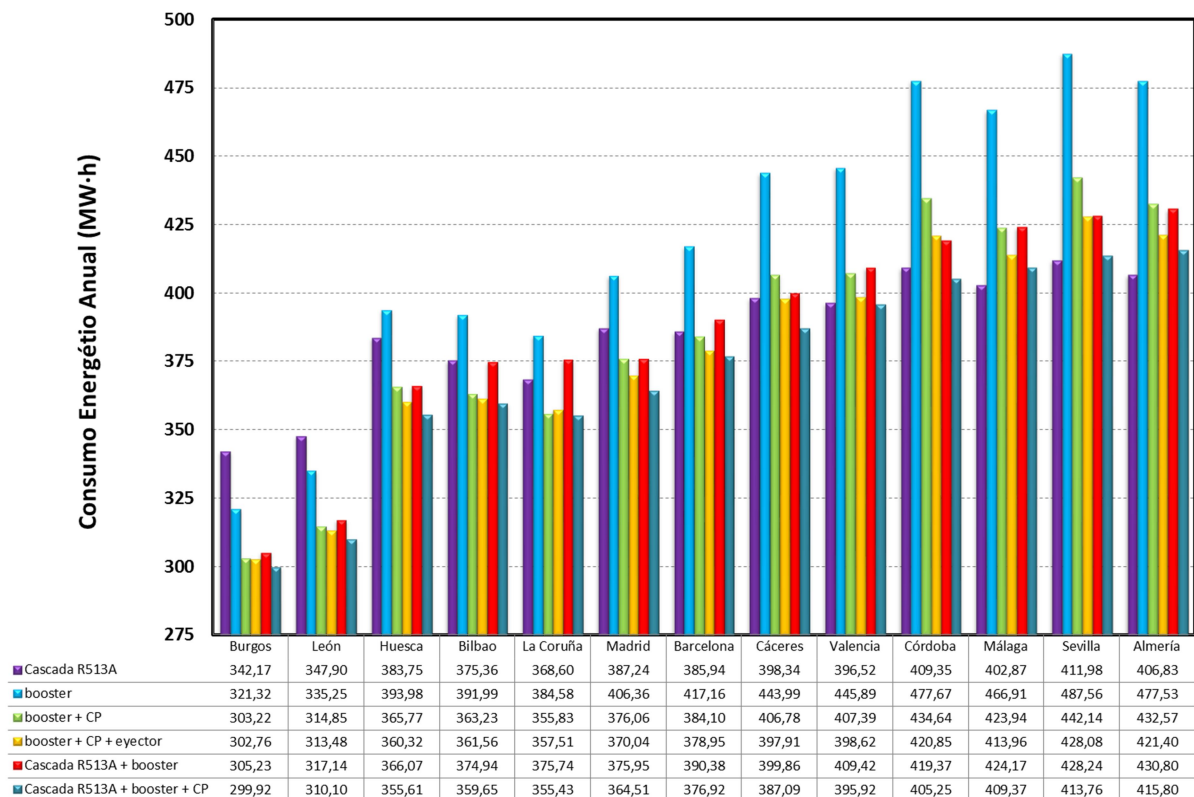


Figura 51. Consumo energético anual para diferentes localidades españolas (MW·h)

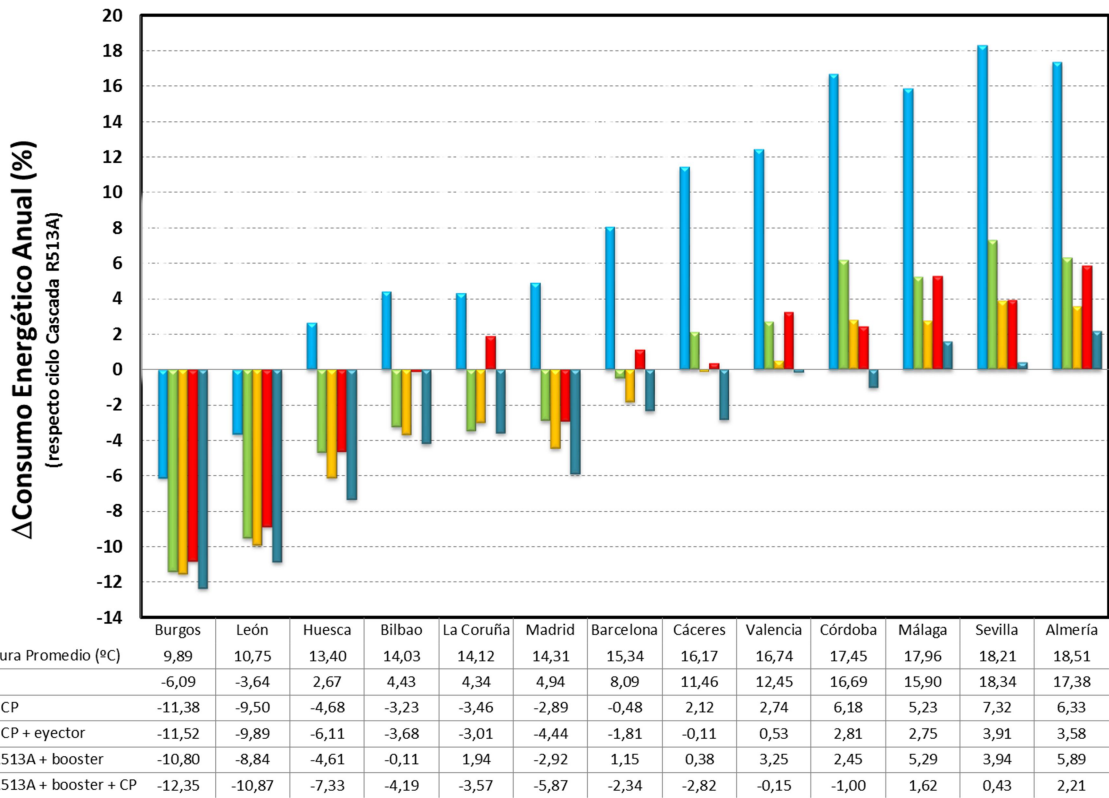


Figura 52.  $\Delta$ Consumo energético anual para diferentes localidades españolas con respecto configuración de cascada (%)

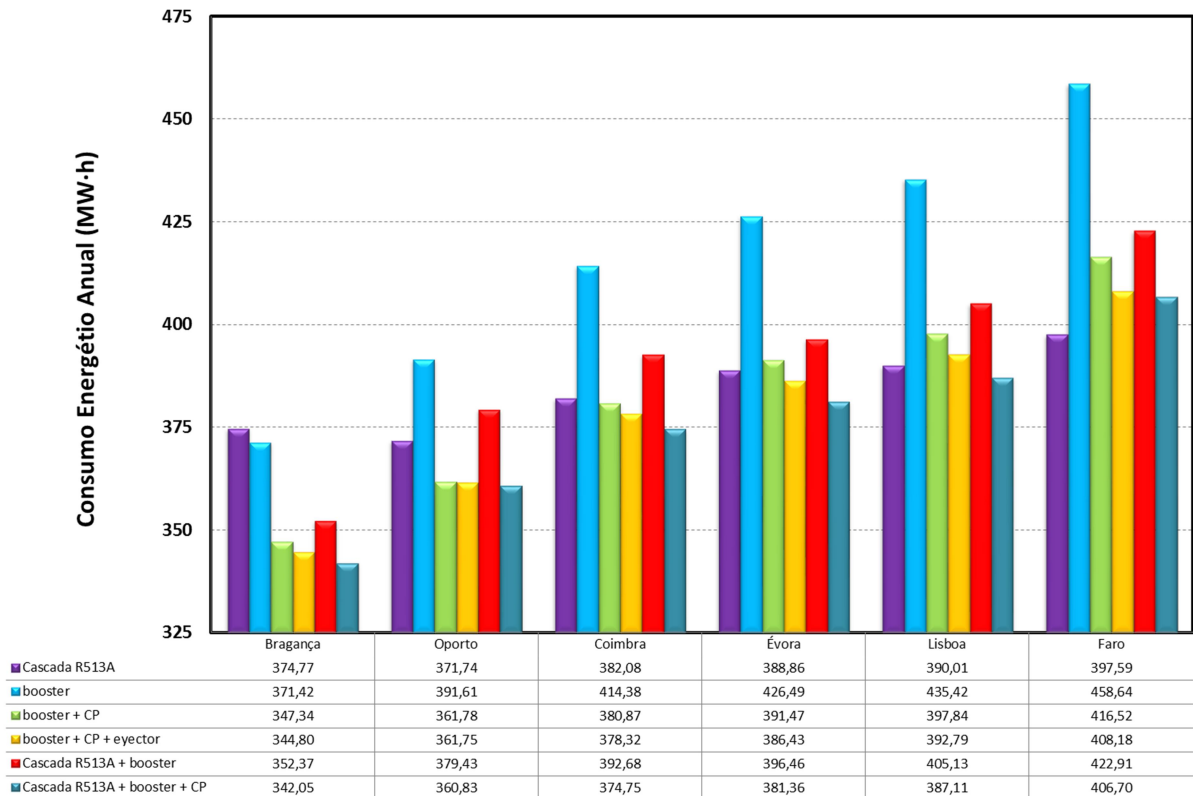


Figura 53. Consumo energético anual para diferentes localidades portuguesas (MW·h)

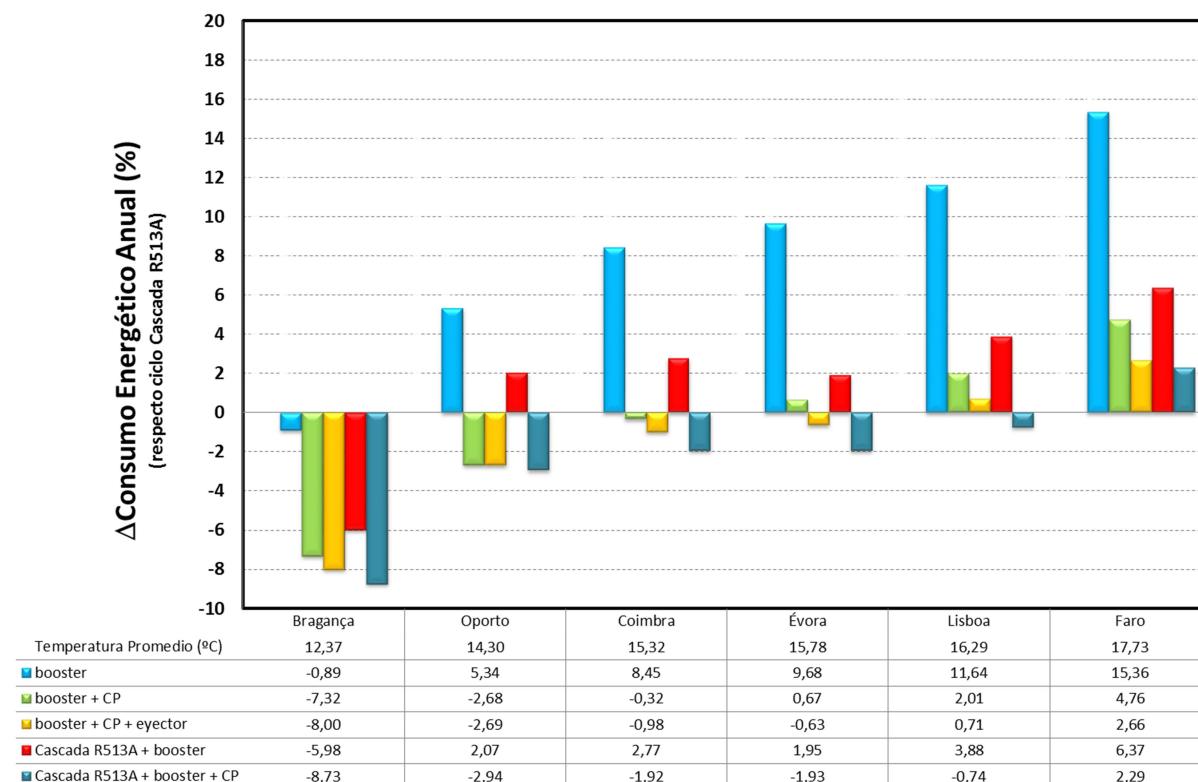


Figura 54.  $\Delta$ Consumo energético anual para diferentes localidades portuguesas con respecto configuración de cascada (%)

A partir de las Figuras 52 – 54, y teniendo en cuenta el perfil de demanda considerado es evidente que la configuración booster pura no es una solución adecuada para los sistemas de refrigeración comercial adaptados a la normativa F-Gas, debido a su altos índice de consumo energético en comparación con cualquiera de las soluciones planteadas. Solamente en aquellas localidades con temperatura promedio anual inferior a 11 °C (aproximadamente), puede resultar atractivo colocar ciclos booster puros si el consumo energético extra que supone colocar un circuito de fluido secundario para adaptar la configuración en cascada a los requisitos de la F-Gas, es inferior al consumo del ciclo booster puro

Las sucesivas modificaciones del ciclo booster puro con sistema de compresión paralela o sistema de compresión paralela y eyector, mejoran notablemente la eficiencia de esta configuración reduciendo así su consumo energético anual. De los resultados representados en las Figuras 52 – 54, queda patente que la configuración booster modificada con compresión paralela y eyector, es la que menor consumo energético tiene de las soluciones analizadas para ciclo booster, llegando a tener mejores resultados que la configuración en cascada para temperaturas ambiente inferiores a 16 °C

La configuración de ciclo booster modificada con compresión paralela, ofrece unos resultados muy buenos en todos los casos, a excepción de aquellas localidades en las que la temperatura promedio anual supera los 16 °C (aproximadamente). Por su simplicidad con respecto el ciclo booster dotado de eyector, es una configuración a ser considerada en especial en aquellas localidades con temperaturas promedio anuales reducidas (inferior a 11°C) ya que permite alcanzar ahorros energéticos de hasta un 11.4 % con respecto la configuración en cascada.

En cuanto a las configuraciones híbridas de cascada + ciclo booster y cascada + ciclo booster + CP, ofrecen unos resultados notables, especialmente en el caso de emplear una configuración booster + CP. En el primer caso se tiene un consumo entre un 6.4 % superior y un 10.8 % inferior a los sistemas de cascada actuales con expansión directa, mientras que el segundo caso, la inclusión de un



compresor paralelo permite un ahorro energético de hasta un 12.4 % con una penalización energética del 2.3 % para regiones con temperatura promedio elevada.

A modo resumen, la Figura 55 muestra cómo varía el consumo energético de todas las configuraciones analizadas con respecto la configuración en cascada, en función de la temperatura promedio anual. Los valores positivos corresponden a consumos superiores al ciclo en cascada mientras que los valores negativos hacen referencia a consumos inferiores. La línea de 0% representa a la configuración en cascada.

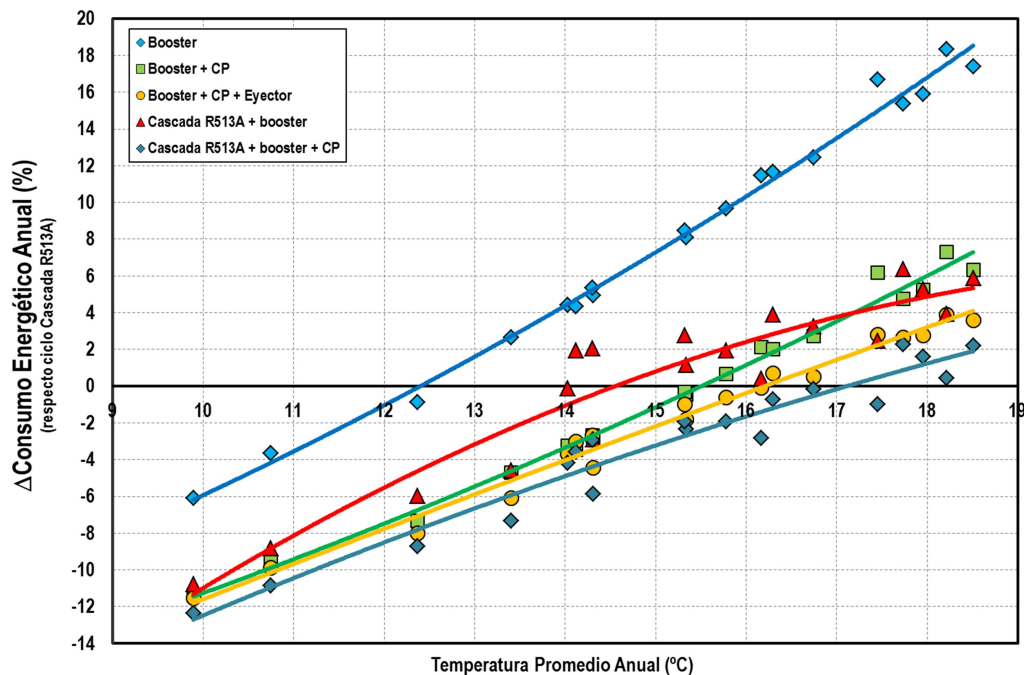


Figura 55.  $\Delta$ Consumo energético anual (%) vs Temperatura promedio anual (°C)

## 5. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentan y se analizan una serie de soluciones aplicables al campo de la refrigeración comercial compatibles con el Reglamento Europeo 517/2014. Para ello, se ha desarrollado un conjunto de modelos teórico-experimentales que permiten determinar el comportamiento de las diferentes soluciones ante unas condiciones de funcionamiento determinadas. Las configuraciones de ciclo analizadas en este documento corresponden a:

- Ciclo en cascada empleando R513A en el servicio de media temperatura y CO<sub>2</sub> en el de baja, ambos en expansión directa (DX).
- Ciclo *booster* empleando CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo en ambos servicios en expansión directa.
- Ciclo *booster* dotado de un compresor adicional (denominados *compresor paralelo*) para reducir el título de vapor en el depósito de acumulación.
- Ciclo *booster* dotado de un eyector y un compresor paralelo para reducir el título de vapor en el depósito de acumulación y el caudal másico trasegado por el compresor de alta presión.
- Ciclo *booster* dotado de un sistema de disipación en cabecera basado en ciclo de compresión de vapor empleando R513A como fluido de trabajo.
- Ciclo similar al descrito en e) pero con un compresor paralelo en el ciclo *booster*.



Del análisis de estos ciclos, y tomando en consideración que todos los ciclos estén diseñados para un mismo salto de temperatura en el condensador de 5K, se han obtenido las siguientes conclusiones:

- La configuración booster pura ofrece niveles de COP inferiores a cualquiera de las configuraciones anteriores salvo para temperaturas ambiente por debajo de los 9.4 °C, donde ofrece un COP similar a las configuraciones *booster* + compresión paralela y cascada + *booster*.
- La configuración en cascada, es la que mejor resultados de COP consigue para temperaturas ambiente superiores a los 17.5 °C.
- La configuración booster + compresión paralela + eyector, es la que mejor resultados de COP consigue para temperaturas ambiente inferiores a los 17.5 °C hasta que pasa a comportarse como un ciclo *booster* simple.
- La configuración booster + compresión paralela, ofrece unos niveles de COP superiores a la configuración en cascada pero inferiores a la configuración con eyector, para temperaturas ambiente inferiores a los 15.2 °C.
- La configuración cascada + booster, posee un COP intermedio superior a las configuraciones de ciclo *booster* + compresión paralela o eyector para temperaturas ambiente por encima de 21.9°C, pero inferior a los ciclos en cascada. Para temperaturas por debajo de los 18 °C, se comporta como un ciclo *booster* simple.
- Finalmente, la configuración cascada + booster + CP, permite trabajar con un COP superior a la configuración anterior con temperaturas ambiente elevadas hasta 24.2 °C, momento en el cual el COP es inferior al resto de configuraciones e igual a la configuración de *booster* + CP.

A partir del análisis de comportamiento realizado y teniendo en cuenta la variabilidad de la temperatura ambiente aplicada a diferentes localidades españolas y portuguesas, se ha estimado el consumo energético de una instalación frigorífica trabajando con cada una de las soluciones propuestas. Los resultados obtenidos permiten identificar los siguientes aspectos:

- La configuración booster pura no se considera como una solución adecuada para los sistemas de refrigeración comercial ya que precisa un consumo energético anual mayor que cualquiera de las configuraciones analizadas.
- La configuración en cascada, ofrece consumos energéticos reducidos en la mayoría de localidades con temperatura promedio anual superiores a 15°C aproximadamente.
- La configuración booster + compresión paralela + eyector, ofrece el menor consumo energético de todas las alternativas a los ciclos *booster* analizadas. Para temperaturas promedio anuales inferiores a los 15°C, ofrece reducciones de hasta 11.5 % con respecto el consumo energético de la configuración en cascada.
- La configuración booster + compresión paralela, es una alternativa a la configuración con eyector que ofrece también reducciones de consumo energético para temperaturas promedio anuales inferiores a 15°C. En este caso las reducciones alcanzadas son inferiores llegando hasta un 11.4 % para las localidades analizadas.
- La configuración cascada + booster, tiene un consumo energético entre un 6.4 % superior y un 10.8 % inferior a la configuración en cascada, lo que le da una variabilidad algo menos a las alternativas *booster* analizadas, ofreciendo mejores resultados que éstas en función de la localidad analizada.

- Finalmente, la configuración cascada + booster + CP ofrece un consumo energético entre un 2.3 % superior y un 12.4 % inferior a la configuración en cascada, lo que significa mejores resultados que la configuración booster con eyector.

Teniendo en cuenta todos los resultados anteriores, la configuración booster + compresión paralela + eyector ofrece buenos resultados considerando un comportamiento ideal del eyector, por lo que es necesario determinar cómo afecta el comportamiento real del eyector a los análisis anteriores. La solución más próxima a la anterior, es la de booster + compresión paralela, la cual ofrece unos resultados más estables al no estar sometidos a la incertidumbre del funcionamiento del eyector. Por último, la configuración cascada + booster + CP, es una alternativa interesante ya que ofrece las ventaja de mantener constante el funcionamiento del ciclo *booster*. Los resultados que se obtienen del análisis realizado, muestran hasta un 12.4 % de ahorro energético con respecto el ciclo en cascada.

## 6. REFERENCIAS

Bitzer. *Operating Instructions* (KB-130-6) (2016).

Disponible en: [https://www.bitzer.de/shared\\_media/documentation/kb-130-6.pdf](https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kb-130-6.pdf)

Bitzer. *Reciprocating Compressors CO<sub>2</sub>* (KB-130-8) (2016).

Disponible en: [https://www.bitzer.de/shared\\_media/documentation/Chillventa-2016/kp-130-8.pdf](https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/Chillventa-2016/kp-130-8.pdf)

Danfoss. *Transcritical CO<sub>2</sub> system in a small supermarket* (DKRCE.PZ.000.G1.02 / 520H3090) (2008)

Disponible en:

[http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Rapid/01/Article/SupermarketCO2/DKRCEPZ000G102\\_ARTICLE\\_TRANS CRITICAL%20CO2%20SYSTEM%20IN%20A%20SMALL%20SUPERMARKET.pdf](http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Rapid/01/Article/SupermarketCO2/DKRCEPZ000G102_ARTICLE_TRANS CRITICAL%20CO2%20SYSTEM%20IN%20A%20SMALL%20SUPERMARKET.pdf)

EnergyPlus. U.S. Department of Energy's (DOE) Building Technologies Office (BTO), and managed by the National Renewable Energy Laboratory (NREL). (2016). Disponible en: <https://energyplus.net/>

Gullo P., Elmegaard B., Cortella G. *Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates*. International Journal of Refrigeration (2016); 64: pp. 61 – 79.

Liu F., Groll E. A., Ren J. *Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO<sub>2</sub> system*. Applied Thermal Engineering, (2016); 98; pp. 1061 – 1069.

Liu F., Groll E. A., Ren J. *Comprehensive experimental performance analyses of an ejector expansion transcritical CO<sub>2</sub> system*. Applied Thermal Engineering, (2016); 98; pp. 1061 – 1069.

Shecco, *F-Fas Regulation Shaking up the HVAC&R Industry* (2016).