



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Máster

Título del trabajo:

Bombas de calor de gran potencia para sistemas de calefacción y refrigeración de distrito.  
Caracterización del funcionamiento a carga parcial.

English title:

High capacity heat pumps for district heating and cooling systems.  
Partial load performance characterization.

Autor

Jorge Roche Lázaro

Directora

Belén Zalba Nonay

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
Año 2019



## Agradecimientos

Se agradece profundamente la colaboración que Martí Urpinas Gasol, ingeniero de prescripción de Carrier España S.L, ha prestado en la elaboración de este Trabajo de fin de Máster. Su conocimiento de la bomba de calor y su buena voluntad a la hora de prestar ayuda son dignos de reconocimiento.

Se agradece a Ismael Rodríguez Maestre, de la Universidad de Cádiz, su aportación de información respecto al funcionamiento a carga parcial de 6 máquinas.

De igual modo, se agradece a Belén Zalba Nonay su dedicada labor en la dirección. Sus consejos y reflexiones han aportado un valor inestimable.

## RESUMEN

### Bombas de calor de gran potencia para sistemas de calefacción y refrigeración de distrito. Caracterización del funcionamiento a carga parcial.

Este Trabajo Final de Master se plantea con el objetivo de contribuir al esfuerzo que organizaciones gubernamentales y supragubernamentales están realizando desde comienzos del siglo XXI a propósito de la descarbonización y la mejora de la eficiencia energética en los edificios. Estos esfuerzos forman una parte importante del primer anexo del trabajo, *Revisión bibliográfica: sistemas de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor*, y en ellos se ha basado en buena parte la redacción del primer capítulo de la memoria -la introducción- y la concepción de los casos de estudio.

Estableciendo contacto con la empresa CARRIER -fabricante de bombas de calor y enfriadoras- se han obtenido datos del funcionamiento a carga parcial de 14 máquinas de compresión de vapor. Estos datos conforman el núcleo del trabajo. Su análisis sistemático está reflejado en el anexo B: *Funcionamiento a carga parcial de 14 máquinas de compresión de vapor del fabricante CARRIER*. Las conclusiones del anexo B relativas a la influencia de la regulación del compresor y de las temperaturas de operación forman el capítulo II de la memoria, y se centran en los rangos en los que la eficiencia aumenta y/o descende significativamente. Estas conclusiones fueron ratificadas y juzgadas coherentes por la empresa que ha facilitado la información.

En el capítulo III se plantea un caso de estudio para contrastar las conclusiones extraídas en el capítulo II y cuantificar la energía que el funcionamiento a carga parcial de la bomba de calor puede ahorrar para distintas regulaciones y temperaturas de operación, así como el impacto que en cada uno de esos casos tendría la existencia de un almacenamiento de energía térmica. Los ahorros energéticos conseguidos con el funcionamiento a carga parcial frente a plena carga oscilan entre el 9% y el 28%.

Finalmente se recopilan las conclusiones extraídas a lo largo del trabajo y se establece una serie de posibles líneas de trabajo futuro. Empezando por las primeras, se ha hallado y cuantificado para las máquinas estudiadas el rango de mayor eficiencia -mejoras de entre el 10 y 30% de la eficiencia en índices de carga entre el 40 y 60%- . Se ha tratado de analizar la relación entre las condiciones de diseño -principalmente, la regulación del compresor, por la naturaleza de los datos recibidos- que van a ser inalterables una vez construida la máquina, respecto de las condiciones de operación -refrigerante, temperaturas de trabajo, velocidad del compresor- que dependerán de las necesidades y condiciones de contorno, en cada momento, en la instalación.

Por otro lado, las líneas de futuro buscarían ampliar los estudios con diferentes tecnologías usadas actualmente en la bomba de calor -compresores centrífugos, cojinetes y rodamientos de levitación magnética...-. Su planteamiento haría indispensable la continuación de la colaboración con empresas del sector.

## Tabla de contenidos

Lista de nomenclatura.....	6
Siglas y acrónimos .....	7
Índice de tablas .....	8
Índice de figuras .....	9
Índice de gráficas.....	10
1. Introducción .....	12
1.1. District Heating and Cooling (DHC) .....	14
1.2. Bomba de calor .....	15
1.3. Norma UNE-EN 14825.....	17
2. Análisis del funcionamiento a carga parcial de la bomba de calor. ....	20
2.1. Datos recopilados.....	20
2.2. Influencia de la regulación .....	24
2.3. Influencia de las temperaturas de operación .....	28
3. Casos de estudio.....	30
4. Conclusiones.....	41
5. Líneas de futuro .....	43
Anexo A: Revisión bibliográfica: sistemas de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor.....	44
Anexo B: Funcionamiento a carga parcial de 14 máquinas de compresión de vapor del fabricante CARRIER. ....	70
Anexo C: Código de Matlab para la simulación del caso de estudio.....	85
Anexo D: Resultados del caso de estudio. ....	88
Lista de referencias .....	91

## Lista de nomenclatura

- $T_{\text{designH}}$ :** En la norma UNE-EN 14825, temperatura de diseño de referencia para calefacción en climas medios, más fríos y más cálidos.
- TOL:** En la norma UNE-EN 14825, temperatura límite de operación, por debajo de la cual la potencia declarada es igual a cero.
- $T_{\text{bivalent}}$ :** En la norma UNE-EN 14825, temperatura bivalente. Temperatura exterior más baja a la cual se declara que la unidad tiene una potencia que permite satisfacer el 100% de la carga de calefacción sin calefactor de apoyo.
- $Q_c$ :** En la norma UNE-EN 14825, demanda anual de refrigeración de referencia.
- $Q_{\text{CE}}$ :** En la norma UNE-EN 14825, consumo eléctrico anual de referencia, que tiene en cuenta los modos de stand-by, de termostato desactivado, el consumo de las resistencias para el calentamiento del cárter y el modo apagado (con consumo eléctrico, por ejemplo, en las protecciones de la máquina).
- $Q_H$ :** En la norma UNE-EN 14825, la demanda anual de calefacción de referencia.
- $Q_{\text{CE}}$ :** En la norma UNE-EN 14825, el consumo eléctrico anual de referencia.
- $\text{SCOP}_{\text{ON}}$ :** Coeficiente de rendimiento medio de la unidad en modo activo para la estación de calefacción designada.
- $\text{SEER}_{\text{ON}}$ :** Factor de eficiencia energética media de una unidad en modo activo de refrigeración.
- $\text{COP}_{\text{bin}}/\text{EER}_{\text{bin}}$ :** Potencia térmica de calefacción/refrigeración en condiciones de carga parcial o carga completa dividida por la potencia eléctrica absorbida efectiva de una unidad en unas condiciones específicas de temperatura.
- $\text{COP}_d/\text{EER}_d$ :** Potencia térmica de calefacción/refrigeración declarada de la unidad dividida por la potencia eléctrica absorbida efectiva de la unidad en condiciones de temperatura específicas.
- $\text{Cdc}/\text{Cdh}$ :** Medida de la pérdida de eficiencia en modo refrigeración/calefacción debida al ciclo de la unidad.
- $\text{SCOP}_{\text{NET}}$ :** Eficiencia energética estacional de una unidad en modo activo de calefacción sin calefactores suplementarios.
- $\dot{Q}_c$ :** Potencia térmica de refrigeración producida en W.
- $U$ :** Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador en  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ .
- $\dot{m}$ :** Flujo másico de refrigerante en  $\text{kg}/\text{s}$ .
- $\Delta h$ :** Variación de entalpía del refrigerante entre la entrada y la salida del intercambiador en  $\text{J}/\text{kg}$ .
- $\dot{W}_{\text{elec}}$ :** Potencia eléctrica consumida por el compresor en W.

## Siglas y acrónimos

- DHC:** Sistema de calefacción y refrigeración de distrito (*District Heating and Cooling*).
- CHP:** Ciclo combinado de generación de energía eléctrica y calor útil (*Combined Heat and Power*).
- EER:** Coeficiente de eficiencia energética en modo refrigeración (*Energy Efficiency Ratio*).
- SEER:** Coeficiente de eficiencia energética estacional en modo refrigeración (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*).
- COP:** Coeficiente de rendimiento en modo calefacción (*Coefficient Of Performance*).
- SCOP:** Coeficiente de rendimiento estacional en modo calefacción (*Seasonal Coefficient Of Performance*).
- PLR:** Índice de carga parcial (*Partial Load Ratio*).
- PLF:** Factor de carga parcial (*Partial Load Factor*). Coeficiente de eficiencia a carga parcial dividido por el coeficiente de eficiencia a plena carga.
- EER<sub>Carnot</sub>:** Eficiencia de refrigeración de Carnot.
- TES:** Almacén de energía térmica (*Thermal Energy Storage*).
- CP:** Carga Parcial.
- PC:** Plena Carga.
- ADHAC:** Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío.
- GWP:** Medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia, por lo general dióxido de carbono (*Global Warming Potencial*).
- TEWI:** Impacto Total Equivalente de Calentamiento, índice que evalúa el potencial de calentamiento global de un gas combinando la contribución directa de las emisiones de refrigerante a la atmósfera con la contribución indirecta del dióxido de carbono y otras emisiones resultantes del funcionamiento del sistema de refrigeración a lo largo de su vida útil (*Total Equivalent Warming Impact*).

## Índice de tablas

**Tabla 1.** Norma UNE-EN 14825. Condiciones de carga parcial para unidades aire/aire para las estaciones de calefacción [13].

**Tabla 2.** Principales características de las máquinas bajo estudio.

**Tabla 3.** EER y SEER para distintas regulaciones y refrigerantes. Temperaturas de entrada y salida del agua del condensador: 30 / 35 °C. Temperatura de entrada y salida del agua del evaporador: 5,5 / 14 °C. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Tabla 4.** Resultados de la simulación. Consumo para el funcionamiento a carga parcial con TES y ahorro respecto al funcionamiento a plena carga con TES. Mismo refrigerante-R1234ze-, distinta regulación.

**Tabla 5.** Resultados de la simulación. Consumo para el funcionamiento a carga parcial con TES y ahorro respecto al funcionamiento a plena carga con TES. Mismo refrigerante -R134a-, distinta regulación.

**Tabla 6.** Resultados de la simulación. Consumo para el funcionamiento a carga parcial con TES y ahorro respecto al funcionamiento a plena carga con TES. Misma regulación -variador de frecuencia-, distinto refrigerante.

**Tabla 7.** Resultados de la simulación. Consumo para el funcionamiento a carga parcial con TES y ahorro respecto al funcionamiento a plena carga con TES. Misma regulación -válvula de corredera-, distinto refrigerante.

**Tabla 8.** Resultados del estudio económico. El ahorro que se escoge para los cálculos es el que se obtiene como diferencia del consumo del compresor funcionando a carga parcial sin TES y con TES.

**Tabla 9.** Periodos de retorno medio -dos máquinas por tipo de regulación y refrigerante, ocho en total- para temperaturas de entrada y salida del agua del condensador de 30 y 35 °C respectivamente

**Tabla 10.** Periodos de retorno medio -dos máquinas por tipo de regulación y refrigerante, ocho en total- para temperaturas de entrada y salida del agua del condensador de 25 y 30 °C respectivamente

**Tabla C.1.** Consumos para un funcionamiento a carga parcial con sistema de almacenamiento de energía y sin él.

**Tabla C.2.** Consumos para un funcionamiento a plena carga con sistema de almacenamiento de energía y sin él.

**Tabla C.3.** Ahorros del funcionamiento a carga parcial frente al funcionamiento a plena carga.



## Índice de figuras

**Figura 1.** Diagrama de flujo del proceso seguido en la realización de este Trabajo de fin de Máster.

**Figura 2.** Diagrama de flujo del cálculo de las eficiencias estacionales SEER y SCOP. Elaboración propia a partir de UNE-EN 14285 [12].

**Figura 3.** Variación del espesor de la capa límite hidrodinámica y del coeficiente local de transferencia de calor  $h$  para el flujo sobre una placa plana isotérmica [17].

**Figura 4.** Esquematación de una bomba de calor de ciclo de compresión de vapor. Elaboración propia basada en el tomo Fundamentos de Refrigeración (Atecyr) [14].

**Figura 5.** Esquematación de la instalación concebida para el caso de estudio.

**Figura 6.** Planteamiento de los casos de estudio.

**Figura 7.** Tanque de agua para almacenamiento de energía térmica sensible [22].

**Figura 8.** Representación como diagrama de bloques del programa utilizado en Matlab para los casos de estudio.

**Figura A.1.** Comparación de los conceptos de las cuatro primeras generaciones de DH(C) [27].

**Figura A.2.** Porcentaje de ciudadanos servidos por un sistema de DH en quince países europeos. ([34], 2012).

**Figura A.3.** Redes de calor y frío en España, según ADHAC [36].

**Figura A.4.** Titularidad de las redes españolas [36].

**Figura A.5.** Ciclo de compresión de vapor de una bomba de calor [40].

**Figura A.6.** Ciclo de absorción de vapor de una bomba de calor [40].

**Figura A.7.** Propiedades de algunos refrigerantes. Fuente: ASHRAE [43].

**Figura A.8.** Tipo de las máquinas y clasificación según su uso [14].

**Figura A.9.** Rendimiento nominal para modo calefacción de las familias incluidas en la base de datos de Eurovent [14].

**Figura A.10.** Refrigerantes usados en bombas de calor según potencia en base a datos Eurovent (2018, [14]).

**Figura A.11.** Distribución del uso de refrigerantes en bombas de calor para rango de potencias comprendido entre 100 y 2700 kW en base a datos Eurovent [14].

**Figura A.12.** Calendario de futuras prohibiciones de refrigerantes.

José Fernández Seara, sesión plenaria CYTEF 2018 [45].

**Figura A.13.** Refrigerantes usados en bombas de calor y características principales.

Santiago Palos Andreu, 2018 [14].

**Figura A.14.** Tipos de compresor usado según potencia. Santiago Palos Andreu (2018, [14]).

**Figura A.15.** Bombas de calor agua/agua por fabricante. Santiago Palos Andreu (2018, [14]).

**Figura A.16.** Evolución del rendimiento a carga parcial en función del ratio de carga [47].

## Índice de gráficas

**Gráfico 1.** Equipos agua/agua de distintos fabricantes según su eficiencia y potencia térmica en modo calefacción [13].

**Gráfica 2.** Evolución del EER frente al índice de carga parcial (PLR) de una bomba de calor en modo frío.

**Gráfica 3.** Evolución del PLF frente al índice de carga parcial (PLR) de una bomba de calor en modo frío.

**Gráfica 4.** Evolución del COP frente al índice de carga parcial (PLR) de una bomba de calor en modo calor.

**Gráfica 5.** Evolución del PLF frente al índice de carga parcial (PLR) de una bomba de calor en modo calor.

**Gráfica 6.** Comparativa entre regulación por válvula de corredera y variador de frecuencia. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Gráfica 7.** EER frente a PLR para la bomba de calor Máquina 4. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Gráfica 8.** EER frente PLR para la enfriadora Máquina 5. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Gráfica 9.** PLF frente a PLR para la bomba de calor Máquina 4. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Gráfica 10.** PLF frente PLR para la enfriadora Máquina 5. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

**Gráfico 11.** Demanda horaria de refrigeración utilizada en el caso de estudio [23].

**Gráfico 12.** Relación entre EER y potencia de refrigeración para las máquinas agua/agua y aire/agua de la base de datos de Eurovent. Elaborado por Santiago Palos Andreu [14] a partir de datos de Eurovent.

**Gráfica 13.** Consumo en funcionamiento CP + TES menos consumo en funcionamiento PC + TES. Distinción en función de la tipología de regulación. Elaboración propia.

**Gráfica 14.** Consumo en funcionamiento CP + TES menos consumo en funcionamiento PC + TES. Distinción en función del refrigerante.

**Gráfica 15.** Consumo en funcionamiento CP + TES menos consumo en funcionamiento CP sin TES. Distinción en función de la tipología de regulación.

**Gráfica 16.** Consumo en funcionamiento CP + TES menos consumo en funcionamiento CP sin TES. Distinción en función del refrigerante.

**Gráfica 17.** Días para el retorno de la inversión para distintas temperaturas del agua del condensador. Segregación de curvas por tipología de regulación.

**Gráfica 18.** Días para el retorno de la inversión para distintas temperaturas del agua del condensador. Segregación de curvas por refrigerante de trabajo.

## 1. Introducción

El concepto de sistema de calefacción y refrigeración de distrito (DHC, por sus siglas en inglés) está fuertemente unido al ahorro de energía primaria y a la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>. Su conjunción con la bomba de calor como medio de producción de energía térmica ofrece grandes sinergias que, si se explotan adecuadamente, pueden asegurar un suministro de energía térmica seguro, eficiente, sostenible en el tiempo -tiempo de vida: 20 a 50 años- y respetuoso con el medioambiente, al reducir significativamente las emisiones de CO<sub>2</sub> [1]. Así mismo, los sistemas de distrito contribuyen de forma destacada con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) -por ejemplo, en las metas 7.1, 7.2 y 7.3 del objetivo “Energía asequible y no contaminante”; la meta 11.b del objetivo “Ciudades y comunidades sostenibles”; la meta 13.2 del objetivo “Acción por el clima”- promovidos por la Organización de Naciones Unidas [2].

El interés del funcionamiento a carga parcial de la bomba de calor reside en su potencial de aumento de la eficiencia estacional (SCOP y SEER), así como la posibilidad de nivelar valles y picos de demanda cuando se trabaja con sistemas de almacenamiento de energía. El conocimiento del grado en que los elementos de diseño y operación de la bomba de calor afectan a este funcionamiento -campo con pocos trabajos publicados en la actualidad- ayudaría a optimizarlo tanto en la fase de diseño como la de operación-. Por ello, el estudio que aquí se plantea podría contribuir a la reducción de la incertidumbre de los resultados en simulaciones sobre prestaciones térmicas y análisis económicos, y ser útil a un mejor diseño de las instalaciones.

La elaboración de este documento ha seguido una lógica científico-ingenieril que ha tenido un doble objetivo. Por un lado, el de aprender y explicar la fuente de las variaciones de la eficiencia en función del ratio de carga parcial de las máquinas recopiladas -facilitados por el fabricante, Carrier-. Por otro, valorar si se puede implementar este funcionamiento y cuantificar el ahorro en términos de kWh eléctricos consumidos en un caso de estudio.

Para todo ello ha sido fundamental construir una base de conocimientos a partir de una revisión bibliográfica del estado del arte actual del concepto de DHC, de la bomba de calor y de la normativa referente a ellos y a otros ámbitos energéticos. Mención especial merece el Trabajo Final de Grado de Santiago Palos Andreu – “*Bomba de calor por compresión para sistemas de distrito: recopilación de equipos comercialmente disponibles y análisis de sus principales características para la simulación de sistemas*”, de cuyas líneas de futuro nace la idea de este trabajo- en el estudio del mercado de las bombas de calor de gran potencia.

Con la concepción de un diagrama de flujo, expuesto a continuación, se trata de reunir de manera esquemática los procesos de aprendizaje, recopilación de información y aportación propia llevados a cabo en la realización de este trabajo final de máster.

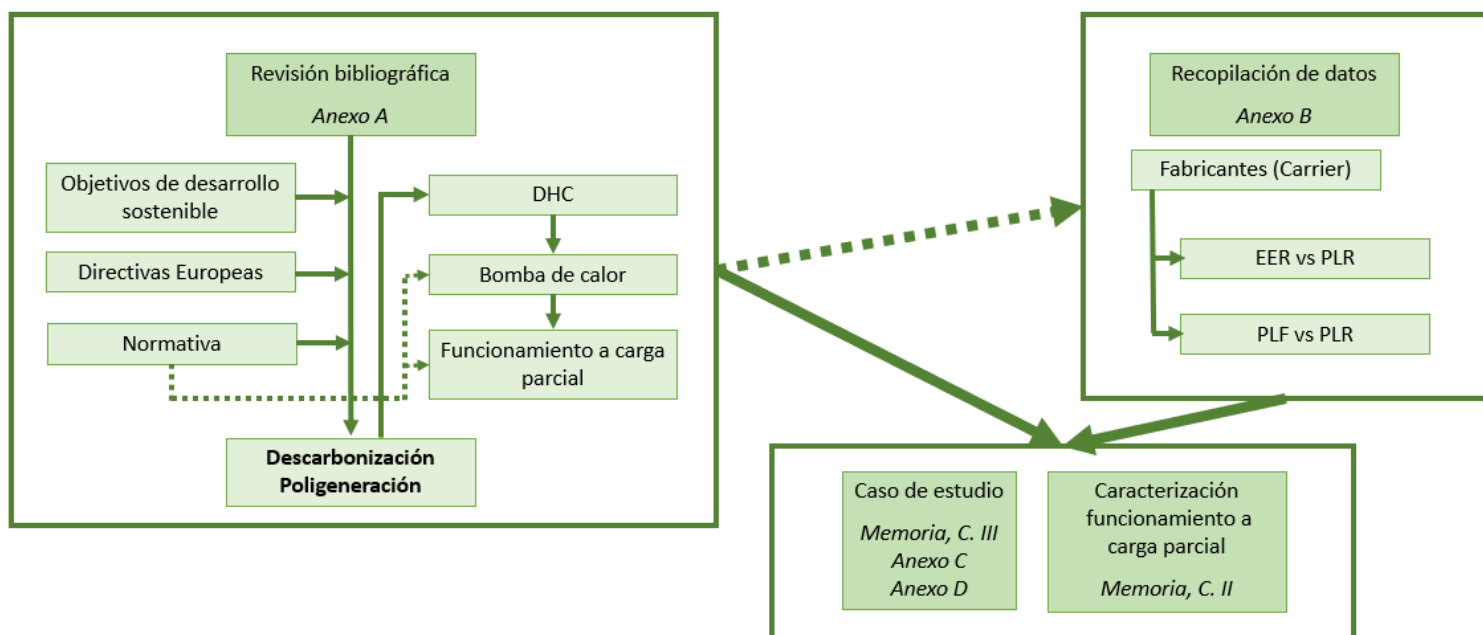


Figura 1. Diagrama de flujo del proceso seguido en la realización de este Trabajo de fin de Máster.

### 1.1. District Heating and Cooling (DHC)

La calefacción y refrigeración de distrito se define como un sistema en el que se produce agua caliente o fría para ser distribuida mediante tuberías a múltiples edificios residenciales, comerciales o industriales [3]. La producción a gran escala permite plantear sistemas de poligeneración -producción conjunta de dos o más servicios energéticos y/o productos manufacturados, realizada de forma simultánea y buscando aprovechar al máximo el potencial termodinámico de los recursos consumidos [4]- con mayores eficiencias energéticas, ejercer un mejor control de las emisiones contaminantes y alcanzar un menor coste global en un sector que supone la mitad de la energía consumida en los países miembros de la Unión Europea -10,8 EJ en 2015- [2] [3]. Las ventajas del concepto se extienden a todos los niveles de la cadena:

- En el lado de los edificios consumidores, se ahorra el espacio destinado a los equipos productores de energía térmica -sala de máquinas-, con el consiguiente ahorro de dinero, ruidos, riesgos de incendio y explosión. Además, el precio por unidad de energía y de mantenimiento es menor y más estable al tener lugar el efecto de economía de escala -reducción de costes de producción a medida que esta crece- [3].
- El distribuidor de la energía, por su parte, accede a una mayor flexibilidad en términos de fuentes de energía: calor residual, cogeneración y energías renovables están disponibles a un coste menor debido a los factores de escala mencionados. Por otro lado, los menores costes operacionales contribuyen a obtener altas rentabilidades [3].
- En un plano más general, los sistemas de distrito aseguran un suministro de energía térmica seguro, eficiente, sostenible en el tiempo -tiempo de vida: 20 a 50 años- y respetuoso con el medioambiente, al reducir significativamente las emisiones de CO<sub>2</sub> [1].

En la Unión Europea los sistemas de distrito se ven como una oportunidad para reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>, disminuir el consumo de energía primaria en el marco de las iniciativas Horizon 2020 y Horizon 2050 y ayudar a cumplir la Directiva 2012/27/EU Energy Efficiency Directive [10]. Por ello, ha apoyado proyectos como Ecoheatcool -[5], proyecto pionero en el análisis del mercado de la calefacción y refrigeración de distrito en Europa- , Heat Roadmap Europe -[6] que trata de desarrollar una estrategia de calefacción y refrigeración eficiente energéticamente y en términos de emisiones, mediante DHC y CHP- o E2District -[7] que trabaja en el diseño, operación y equipamiento del DHC en todo su ciclo de vida- entre otros.

El Marco Legal en el que se encuentran los sistemas de distrito en los países miembros está influenciado por la CHP Directive [8] y otras directivas y normas en materia de energías renovables que se nombran a continuación:

- Recomendación UE 2016/1318 sobre las directrices para promover los edificios de consumo de energía casi nulo.
- Directiva 2012/27/EU, relativa a la eficiencia energética.
- Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.
- Directiva 2009/125/CE, por la que se insta un marco para establecimiento de requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos relacionados con la energía.

- Directiva 2010/30/CE, relativa a la indicación del consumo de energía y otros recursos por parte de los productos relacionados con la energía, mediante el etiquetado y una información normalizada.
- Directiva 2004/8/EC, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía.
- ISO 26382:2010, Cogeneration systems.

En línea con la dirección en la que apuntan estas directivas se encuentra el concepto de “power-to-heat”. Es decir, la obtención de energía térmica a partir de energía eléctrica. Esta energía eléctrica, cuando ha sido obtenida de una fuente renovable, aporta un gran potencial descarbonizador al sistema de distrito.

## 1.2. Bomba de calor

La flexibilidad inherente a la calefacción/refrigeración de distrito ha llevado a que se integre durante el último siglo con estos equipos “power-to-heat”. A día de hoy, el uso de bombas de calor en sistemas de distrito es una de las tecnologías más prometedoras para alcanzar los objetivos 2020, 2030 y 2050 en materia de clima y energía de la UE [9].

El sistema de distrito puede estar basado en el power-to-heat desde dos perspectivas diferentes: generación de calor a gran escala en centrales con mucha potencia instalada o generación a escala individual con bombas de calor domésticas y agua para el balance distribuida mediante un anillo de condensación [10].

Los beneficios medioambientales alcanzados dependen de cómo se produce la electricidad que alimenta las máquinas. Las fuentes de esta electricidad pueden variar con el tiempo para una misma planta productora, al tener el sistema la flexibilidad de amoldarse al mercado energético -por ejemplo, comprando electricidad a la red en un momento de bajo precio y almacenando la energía térmica producida- [10]. También permiten equilibrar las demandas de calor y frío en la red mediante inyecciones de energía por parte de los usuarios [11].

La potencia servida en cada momento por cada elemento del sistema de producción y la adecuación de ésta a la demanda es clave en los sistemas de poligeneración. Un control correcto debe priorizar el suministro proveniente de energías renovables y tener en cuenta las emisiones de CO<sub>2</sub> y costes económicos asociados a cada equipo de producción.

A nivel de máquina, hay labor investigativa centrada en si ésta debe poder modular la potencia entregada y funcionar el mayor tiempo posible en el nivel de carga de mayor eficiencia energética, pudiendo ceder energía a un módulo de almacenamiento -el cual tiene pérdidas- si la demanda es demasiado baja. En los momentos en los que ésta crezca por encima del nivel de producción óptimo en términos de eficiencia, el sistema podrá obtener la energía restante de la energía térmica almacenada previamente, de la entrada en funcionamiento de más bombas de calor -al mismo nivel de carga- en una estrategia de regulación en cascada o de un aumento de la producción térmica de cada bomba de calor en funcionamiento.

Una operación lo más lisa posible del sistema de distrito reducirá la necesidad de calderas para cubrir picos de demanda -con el consiguiente ahorro de inversión-, facilita la expansión de la red

-al reducir la sensibilidad a los picos de consumo- y dota de seguridad al suministro ante la variación de la demanda [12]. Para conseguirlo, puede actuarse sobre la operación del compresor y de los intercambiadores de calor.

En lo relativo al funcionamiento a carga parcial de las bombas de calor se toma como referencia lo especificado en la norma UNE-EN 14825, cuyos aspectos más relevantes son tratados en el siguiente apartado.



### 1.3. Norma UNE-EN 14825

La norma UNE-EN 14825, *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Ensayos y clasificación en condiciones de carga parcial y cálculo del rendimiento estacional*, tiene por objetivo indicar las temperaturas, las condiciones de carga parcial y los métodos de cálculo para la determinación de la eficiencia energética estacional.

Las condiciones nominales de diseño no representan las condiciones de funcionamiento habituales de una bomba de calor durante una estación. Para evaluar mejor este funcionamiento la norma describe el Factor de Eficiencia Estacional (SEER) y el Coeficiente de Rendimiento Estacional (SCOP). Estos coeficientes tienen en cuenta la demanda anual (de refrigeración o de calefacción) y el consumo eléctrico anual.

Las condiciones de carga parcial para el cálculo de las eficiencias estacionales varían en función del modo de funcionamiento, el medio de condensación/evaporación y la temperatura exterior. A modo de ejemplo se muestran las condiciones de carga parcial para unidades aire/aire en modo calefacción para temperatura media (A, correspondientes a una temperatura exterior de -10 °C e interior de 20 °C), más cálida (W, correspondientes a una temperatura exterior de 2 °C e interior de 20 °C) y fría (C, correspondientes a una temperatura exterior de -22 °C e interior de 20 °C).

Condición	Factor de carga parcial en %				Intercambiador exterior	Intercambiador interior
	Fórmula	A	W	C	Temperatura interior de bulbo seco (húmedo) °C	Temperatura de bulbo seco del aire interior °C
A	$\frac{(-7 - 16)}{(T_{designh} - 16)}$	88	n/a	61	-7(-8)	20
B	$\frac{(+2 - 16)}{(T_{designh} - 16)}$	54	100	37	2(1)	20
C	$\frac{(+7 - 16)}{(T_{designh} - 16)}$	35	64	24	7(6)	20
D	$\frac{(+12 - 16)}{(T_{designh} - 16)}$	15	29	11	12(11)	20
E	$(TOL - 16) / (T_{designh} - 16)$				TOL	20
F	$(T_{bivalent} - 16) / (T_{designh} - 16)$				T <sub>bivalent</sub>	20
G	$\frac{(-15 - 16)}{(T_{designh} - 16)}$	n/a	n/a	82	-15	20

Tabla 1. Norma UNE-EN 14825. Condiciones de carga parcial para unidades aire/aire para las estaciones de calefacción [13].

La norma especifica también las fórmulas para el cálculo de las eficiencias estacionales. La fórmula general para el cálculo del SEER es [13]:

$$SEER = \frac{Q_C}{Q_{CE}} \quad (1)$$

Donde

$Q_C$  es la demanda térmica anual de refrigeración de referencia.

$Q_{CE}$  es el consumo eléctrico anual de referencia, y tiene en cuenta los modos de stand-by, de termostato desactivado, el consumo de las resistencias para el calentamiento del cárter y el modo apagado (con consumo, por ejemplo, en las protecciones de la máquina).

El cálculo de ambos se detalla en los apartados 6.2 y 6.3 de la norma.

El cálculo del SCOP se realiza mediante la ecuación (2) [13]:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (2)$$

Donde

$Q_H$  es la demanda térmica anual de calefacción de referencia.

$Q_{HE}$  es el consumo eléctrico anual de referencia.

El cálculo de ambos se detalla en los apartados 7.3 y 7.4 de la norma.

La Figura 2 muestra un diagrama de flujo con el que se pretende sintetizar los aspectos más importantes de la norma, las distintas eficiencias que se describen y la relación entre ellas.

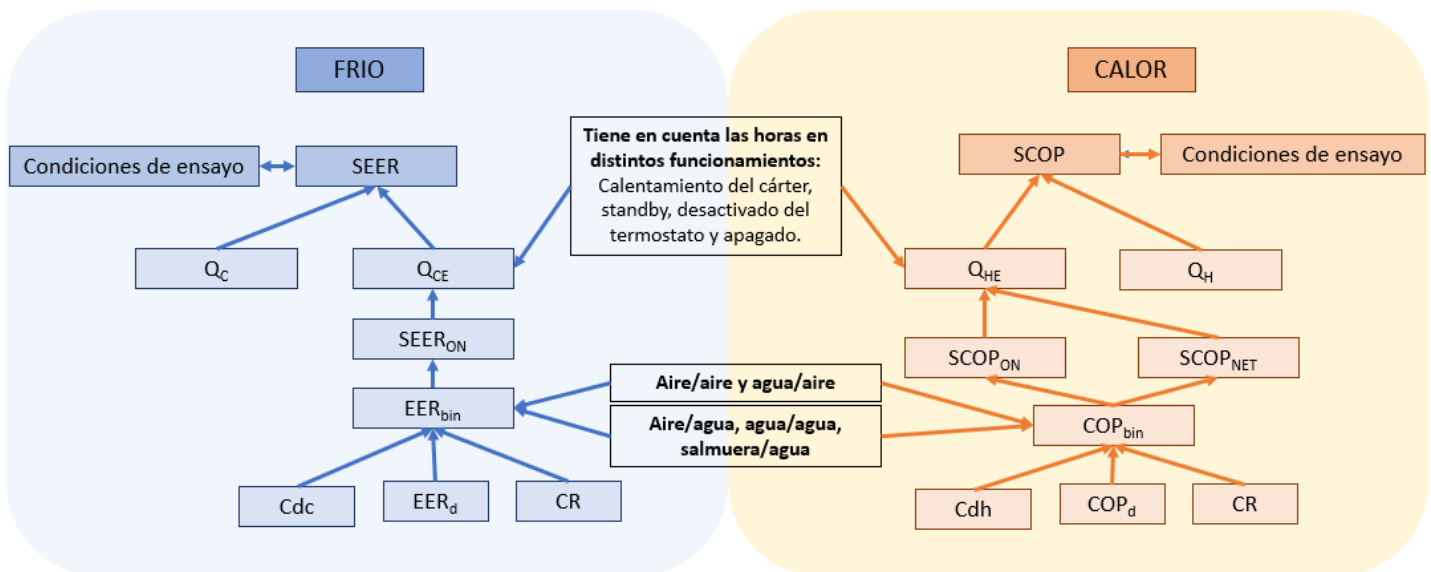


Figura 2. Diagrama de flujo del cálculo de las eficiencias estacionales SEER y SCOP. Elaboración propia a partir de UNE-EN 14285 [13].

Donde:

$SCOP_{ON}$ : Coeficiente de rendimiento medio de la unidad en modo activo para la estación de calefacción designada.

$SEER_{ON}$ : Factor de eficiencia energética media de una unidad en modo activo de refrigeración.

$COP_{bin}/EER_{bin}$ : Potencia térmica de calefacción/refrigeración en condiciones de carga parcial o carga completa dividida por la potencia eléctrica absorbida efectiva de una unidad en unas condiciones específicas de temperatura.

CR: Factor de potencia. Carga parcial de refrigeración (o calefacción) dividida por la potencia térmica declarada de refrigeración (o calefacción) en las mismas condiciones de temperatura.

$COP_d/EER_d$ : Potencia térmica de calefacción/refrigeración declarada de la unidad dividida por la potencia eléctrica absorbida efectiva de la unidad en condiciones de temperatura específicas.

$Cdc/Cdh$ : Medida de la pérdida de eficiencia en modo refrigeración/calefacción debida al ciclo de la unidad.

$SCOP_{NET}$ : Eficiencia energética estacional de una unidad en modo activo de calefacción sin calefactores suplementarios.

El estudio de esta norma surge de la necesidad de entender en profundidad los datos recibidos del fabricante -de los que se habla en el apartado siguiente-. Sin él, el tratamiento dado a los mismos podría no haber sido el adecuado, pudiendo perderse parte del valor que contienen.

## 2. Análisis del funcionamiento a carga parcial de la bomba de calor.

### 2.1. Datos recopilados

A raíz de las conclusiones a las que Santiago Palos Andreu llega en su Trabajo Final de Grado [14] – y, especialmente, la que figura en el Capítulo 2.4 del anexo A, figura A.14, aquí presentada como Gráfico 1 y en la que puede observarse que las máquinas de CARRIER tienen las mejores eficiencias entre una selección de fabricantes con mejores prestaciones- se solicita al fabricante CARRIER información del funcionamiento a carga parcial de máquinas de gran potencia - potencia térmica superior a 100 kW-, recibiendo los datos referentes a 8 máquinas. Paralelamente, se contacta con la Universidad de Cádiz con el mismo propósito y se obtienen los datos de 6 máquinas más del mismo fabricante (CARRIER).

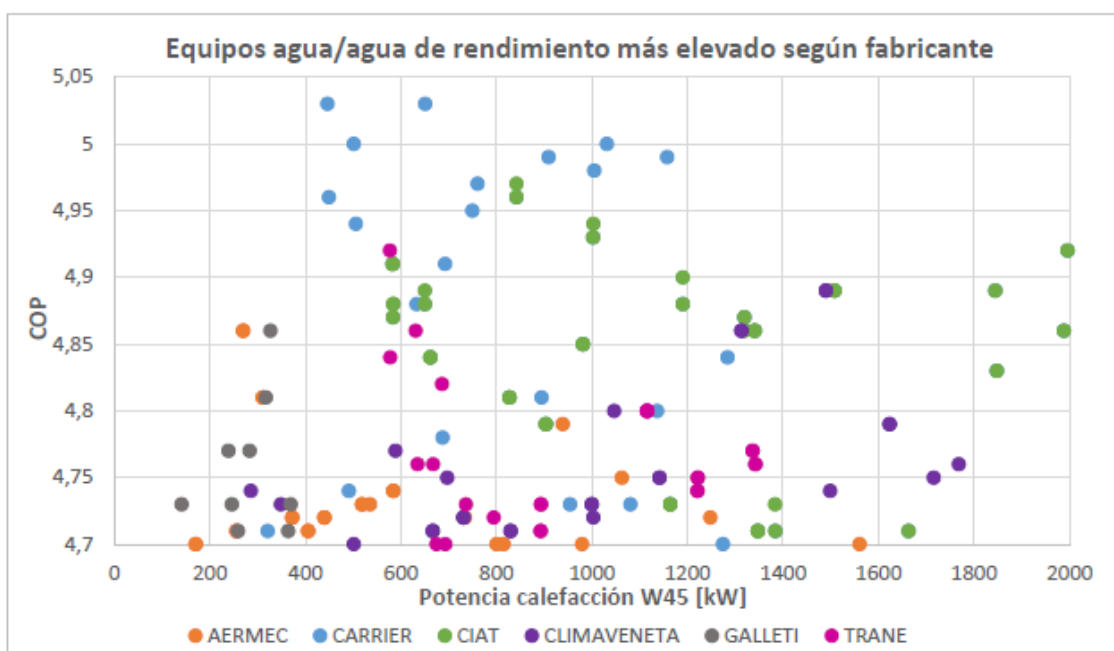
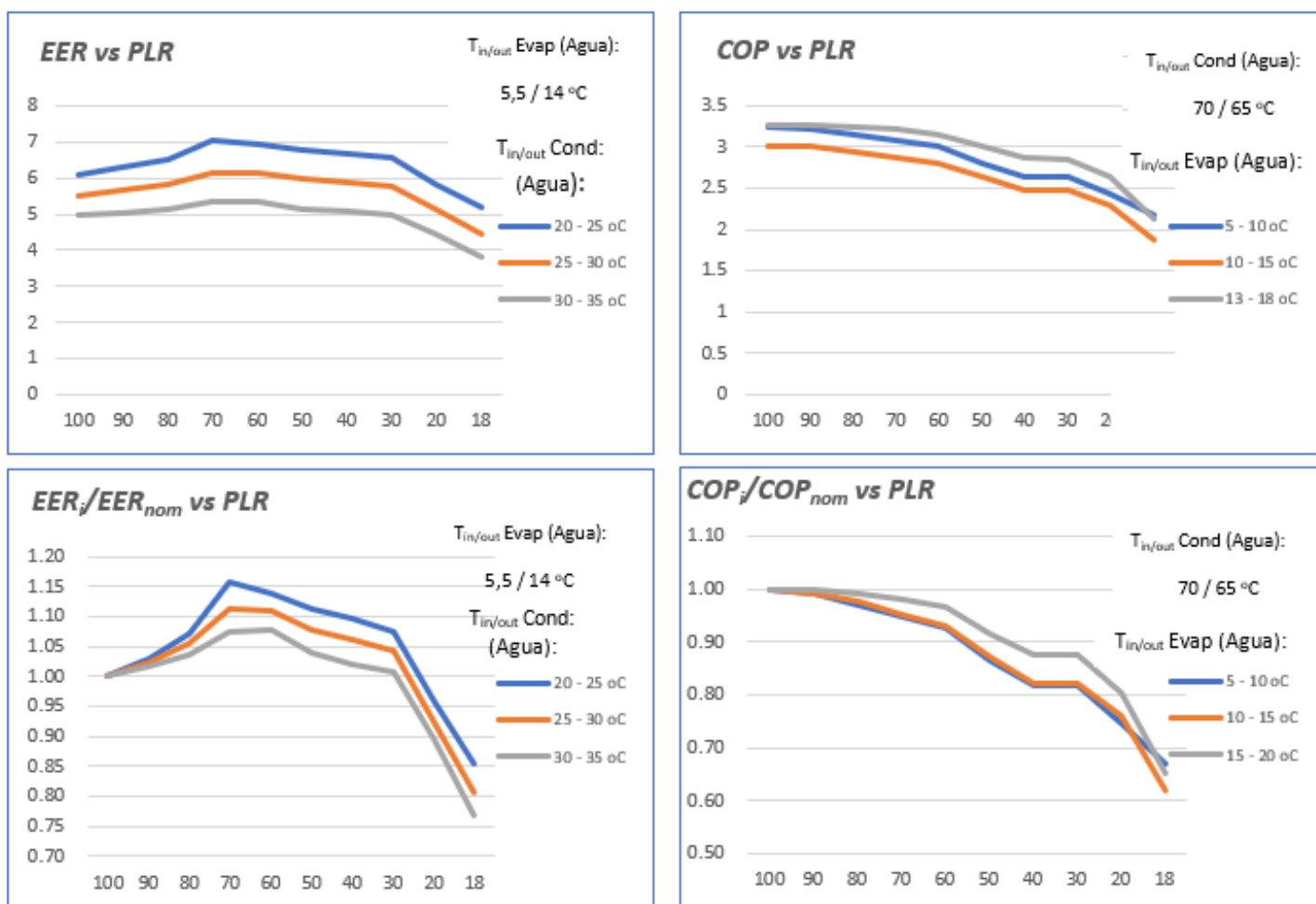


Gráfico 1. Equipos agua/agua de distintos fabricantes según su eficiencia y potencia térmica en modo calefacción [14].

La información recibida comprende el funcionamiento a carga parcial de 10 enfriadoras y 4 bombas de calor, con un rango de potencias de 200 a 2000 kW térmicos. De ellas, 13 máquinas utilizan compresor de tipo tornillo y solamente una funciona con compresor de tecnología Scroll. En relación a los focos, o fluidos caloportadores que pasan por evaporador y condensador, 13 máquinas son agua-agua y solamente una es agua-aire. Los refrigerantes predominantes son el R134a -7 unidades- y el R1234ze -6 unidades-, habiendo una unidad que opera con R410A. El primero y el tercero de ellos son HFC, y están sujetos a restricciones por su contribución al cambio climático. El segundo, un HFO, tiene un GWP inferior a 1 [15].

Respecto a las condiciones de operación, se dispone de los datos de funcionamiento a carga parcial para 3 pares temperaturas de entrada/salida del agua de balance del condensador -en las bombas de calor también del evaporador, para el modo calefacción-.

Con la información facilitada en la documentación técnica enviada por Carrier se han confeccionado dos series de graficas. La primera de ellas está compuesta por gráficas que muestran la evolución de la eficiencia de la máquina (COP o EER) con el factor de carga parcial (PLR), mientras que la segunda serie muestra la evolución del PLF -*Partial Load Factor*, también referido en este trabajo como  $EER_i/EER_{nom}$ . es decir, el ratio entre la eficiencia a un determinado índice de carga parcial y la eficiencia a plena carga- en función del factor de carga parcial (PLR). Los objetivos detrás de la confección de estas graficas -todas las curvas se pueden encontrar en el anexo B- es el análisis, aprendizaje y establecimiento de conclusiones en relación a cómo los parámetros de diseño y operación de las máquinas afectan a su comportamiento a carga parcial. A modo de ejemplo, se muestran a continuación las gráficas correspondientes al funcionamiento en modo frío y modo calor de una bomba de calor.



Gráficos 2, 3, 4 y 5. A la izquierda, evolución del EER -arriba- y del PLF -abajo- frente al índice de carga parcial -PLR- de una bomba de calor en modo frío. Se muestra una curva para cada temperatura en el condensador, manteniendo fija la temperatura en el evaporador. A la derecha, mismo procedimiento en modo calor. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

Estas curvas son el núcleo del trabajo. En ellas se basa el análisis del funcionamiento a carga parcial en función de los componentes de diseño -tipo de compresor y su regulación, tipo de intercambiadores- y operación -refrigerante, temperaturas de funcionamiento, velocidad de giro del compresor- [42], y entorno a ellas se desarrollan los casos de estudio. Debido al volumen de páginas que ocupan se ha optado por ubicarlas junto a su análisis en el anexo B. Una tabla con las principales características de las 14 máquinas se muestra a continuación, y, tras ella, las conclusiones de su análisis -de las cuales se recibió validación por parte de Carrier-.

Máquina	Potencia nominal Modo frío (kW)	Potencia nominal Modo calor (kW)	Focos	Tecnología de compresor	Tecnología de regulación	Refrigerante	Intercambiadores de calor
1	1205	1665	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-134a	Carcasa y tubos
2	1645	2093	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-134a	Carcasa y tubos
3	1024	1279	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-1234ze	Carcasa y tubos
4	1141	1437	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-1234ze	Carcasa y tubos
5	1536	-	Agua/agua	Tornillo	Variador de frecuencia	R-134a	Carcasa y tubos
6	1667	-	Agua/agua	Tornillo	Variador de frecuencia	R-134a	Carcasa y tubos
7	1179	-	Agua/agua	Tornillo	Variador de frecuencia	R-1234ze	Carcasa y tubos
8	1260	-	Agua/agua	Tornillo	Variador de frecuencia	R-1234ze	Carcasa y tubos
9	205,9	-	Agua/agua	Scroll	Todo/nada	R-410A	Placas
10	294,3	-	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-134a	Carcasa y tubos
11	505,9	-	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-134a	Carcasa y tubos
12	912,5	-	Agua/agua	Tornillo	Válvula de corredera	R-1234ze	Carcasa y tubos
13	677,1	-	Agua/aire	Tornillo	Variador de frecuencia	R-134a	Carcasa y tubos
14	1487,5	-	Agua/agua	Tornillo	Variador de frecuencia	R-1234ze	Carcasa y tubos

*Tabla 2. Principales características de las máquinas objeto de este estudio.*

Las conclusiones respecto a su funcionamiento a carga parcial se detallan a continuación:

- **Bombas de calor. Modo calefacción. Máquinas numeradas 1 a 4.**

Para obtener las mejores prestaciones se recomienda trabajar en ratios de carga parcial (PLR) altos (80-100%). Se recomienda no trabajar en PLR inferiores al 50% ya que el COP disminuye de manera importante (25 a 50% de reducción del COP).

- **Bombas de calor. Modo refrigeración. Máquinas numeradas 1 a 4.**

Se pueden conseguir aumentos de EER del 8 al 16% trabajando en PLR de 50-70%.

- **Enfriadoras.**

**Máquinas numeradas 5 a 8.**

- Se observan aumentos de eficiencia (EER) superiores respecto de lo observado en su funcionamiento en modo calefacción.
- Para PLR de 50-60% el EER aumenta 10-24%.
- Con el refrigerante R-1234ze se observa un cambio en la geometría de las curvas.
- La regulación mediante variador de frecuencia es claramente superior a la regulación mecánica por válvula corredera.

**Máquinas numeradas 9 a 14.**

- Difícil establecer conclusiones comunes, cada máquina posee un comportamiento diferente.
- Aspectos que destacan:
  - Máquinas 10, 11 y 12, presentan fuertes caídas de EER cuando el PLR <40%.
  - Máquina 13. EER aumenta un 37% para PLR≈ 13%.
  - Máquina 14. EER aumenta un 38% para PLR≈ 43% (análogo a las máquinas 7 y 8)-
  - Máquina 11. EER aumenta un 21% para PLR≈ 50%.
  - Máquina 12. Comportamiento similar al de las bombas de calor 1 a 4.

En los siguientes apartados, *2.2 Influencia de la regulación* y *2.3 Influencia de la temperatura de operación*, se analiza el papel que el tipo de regulación elegido y la temperatura de condensación juegan en la eficiencia de una máquina de frío trabajando a carga parcial. Inmediatamente después, este análisis se complementa el con una breve explicación teórica de los fenómenos que, en cada caso, están haciendo variar la eficiencia energética.

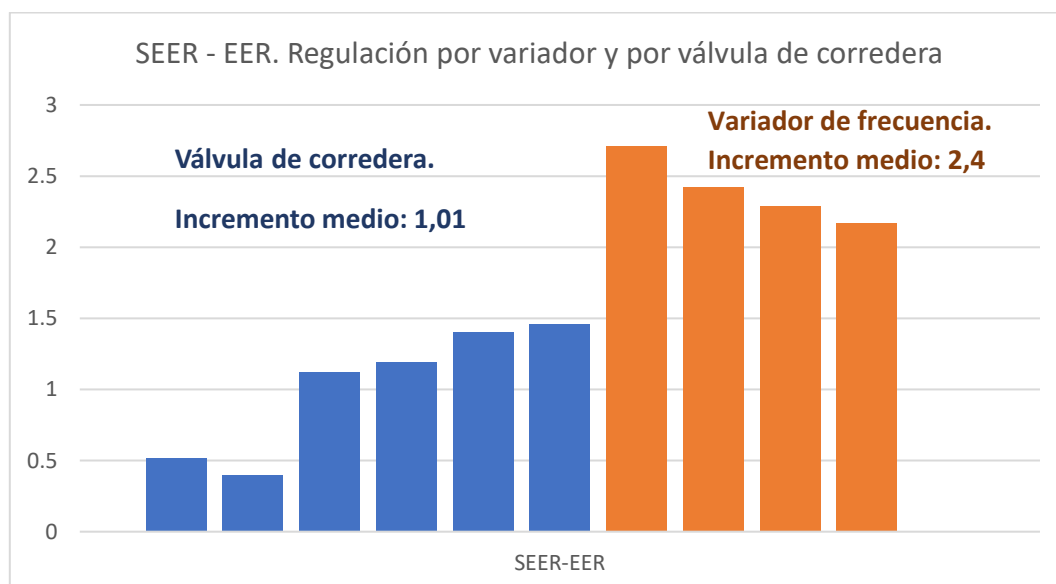
## 2.2. Influencia de la regulación

Las bombas de calor y enfriadoras estudiadas cuentan, a excepción de la máquina 9, con regulaciones continuas, ya sea mediante un variador de frecuencia o válvula de corredera - ambas tipologías se explican más adelante en este mismo apartado-.

En la tabla siguiente se realiza la comparación entre la eficiencia nominal, el EER, y la eficiencia estacional, el SEER. Se incluye también una columna con el incremento de eficiencia que se obtiene en cada una de las bombas estudiadas mediante el funcionamiento a carga parcial con respecto al funcionamiento a carga nominal. Esta misma información se refleja en la gráfica 6, justo debajo.

Máquina	EER	SEER	SEER - EER	Regulación	Refrigerante
Máquina 1	5.87	7.27	1.40	Mecánica	R-134a
Máquina 2	5.79	7.25	1.46	Mecánica	R-134a
Máquina 3	5.94	7.06	1.12	Mecánica	R-1234ze
Máquina 4	5.71	6.90	1.19	Mecánica	R-1234ze
Máquina 5	4.99	7.70	2.71	V. de frecuencia	R-134a
Máquina 6	4.92	7.34	2.42	V. de frecuencia	R-134a
Máquina 7	5.04	7.33	2.29	V. de frecuencia	R-1234ze
Máquina 8	4.96	7.13	2.17	V. de frecuencia	R-1234ze
Máquina 9	4.96	6.02	1.06	Todo / nada	R-410A
Máquina 10	5.32	5.84	0.52	Mecánica	R-134a
Máquina 11	5.35	5.75	0.40	Mecánica	R-134a

Tabla 3. EER y SEER para distintas regulaciones y refrigerantes. Temperaturas de entrada y salida del agua del condensador: 30 / 35 °C. Temperatura de entrada y salida del agua del evaporador: 5,5 / 14 °C. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.



Gráfica 6. Comparativa entre regulación por válvula de corredera y variador de frecuencia. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.



En esta comparativa se observa que el variador de frecuencia, en los casos estudiados, cuenta con una clara ventaja sobre la regulación mecánica mediante válvula de corredera. Desarrollando la fórmula para el cálculo del EER [15]:

$$EER = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{elec}} = \frac{UA\Delta T}{\dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{m}\Delta h}{\dot{W}_{elec}}$$

Donde

$\dot{Q}_c$  es la potencia de refrigeración producida en W

$U$  es el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador en W/m<sup>2</sup>K.

$A$  es el área de intercambio en m<sup>2</sup>.

$\dot{m}$  es el flujo másico de refrigerante en kg/s.

$\Delta h$  es la variación de entalpía del refrigerante entre la entrada y la salida del intercambiador en J/kg.

$\dot{W}_{elec}$  es la potencia eléctrica absorbida por el compresor en W. Destacar que se ha optado aquí por cambiar la notación respecto a la que utiliza la norma UNE-EN 14825, ya que no es habitual utilizar la letra  $Q$  para hacer referencia a la potencia de un compresor, como ocurre en ella.

En el caso de regular el compresor por un variador de frecuencia se estaría actuando sobre la velocidad de rotación del motor -n-, lo que tiene un doble efecto en esta ecuación. Por un lado, considerando constante la densidad del refrigerante a la entrada del compresor, el caudal volumétrico de refrigerante varía con las revoluciones por minuto del compresor de manera aproximadamente lineal [16]:

$$\dot{V} = \dot{V}^0 * \frac{n}{n^0}$$

Esta reducción de caudal volumétrico implica que, a volumen específico constante, el caudal másico trasgado por el compresor se reduzca. Al ocurrir esto, y mantenerse constante la diferencia de las entalpías entre la entrada y la salida, el consumo eléctrico el compresor se reduce:

$$\downarrow \dot{W} = \downarrow \dot{m} * \Delta h = \frac{\dot{V}}{v} * \Delta h$$

Esta reducción de caudal también supone una disminución del salto térmico entre el refrigerante y el foco en el intercambiador de calor [17]:

$$\downarrow \dot{Q} = UA \downarrow \Delta T$$

Que lleva a un aumento el rendimiento de Carnot del ciclo:

$$\text{EER}_{\text{Carnot}} = \frac{T_c}{T_h - T_c}$$

Este rendimiento no se cumple en un ciclo real, pero si lo hace su tendencia: Al acercarse las temperaturas de los focos, aumenta el efecto de refrigeración/calefacción y se reduce el consumo del compresor.

Por otro lado, se reduce el caudal de refrigerante a través de los intercambiadores de calor, por lo que al reducir la capacidad del compresor -las superficies de intercambio se mantienen-, desde el punto de vista frigorífico, se tienen unas superficies de intercambio sobredimensionadas, favoreciendo el redimiendo global del equipo [18].

En cuanto a la pérdida de eficiencia para índices de carga muy bajos -por debajo del 40%-, puede ocurrir que en estos rangos el consumo que el compresor tiene por factores estáticos -fricciones- no se reduzcan, o no lo hagan tanto como los factores dinámicos -consecuencia del par resistivo-. De esta manera, al ser la reducción de la capacidad frigorífica mayor que la del consumo, el EER de la máquina comienza a descender [18].

También puede ocurrir que a medida que el compresor reduce el caudal de refrigerante circulado hacia los intercambiadores de calor va atenuándose el carácter turbulento del flujo. Para índices de carga muy bajos -esto dependerá del diseño de las tuberías de la máquina- el refrigerante puede entrar en las regiones de flujo de transición o laminar. Las consecuencias de esto son un descenso en el coeficiente convectivo de transferencia de calor [19].

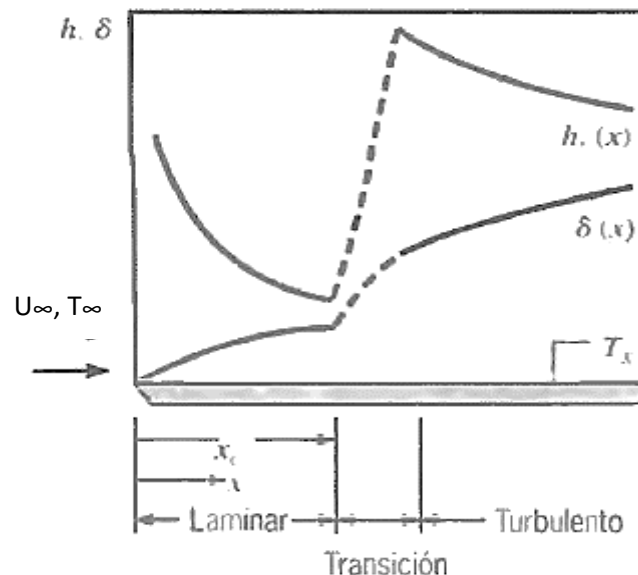


Figura 3. Variación del espesor de la capa límite hidrodinámica y del coeficiente local de transferencia de calor  $h$  para el flujo sobre una placa plana isotérmica [19].

En la regulación mediante válvula de corredera no tiene lugar la variación del régimen de giro del motor eléctrico, y se asemeja a una regulación por bypass como la representada a continuación:

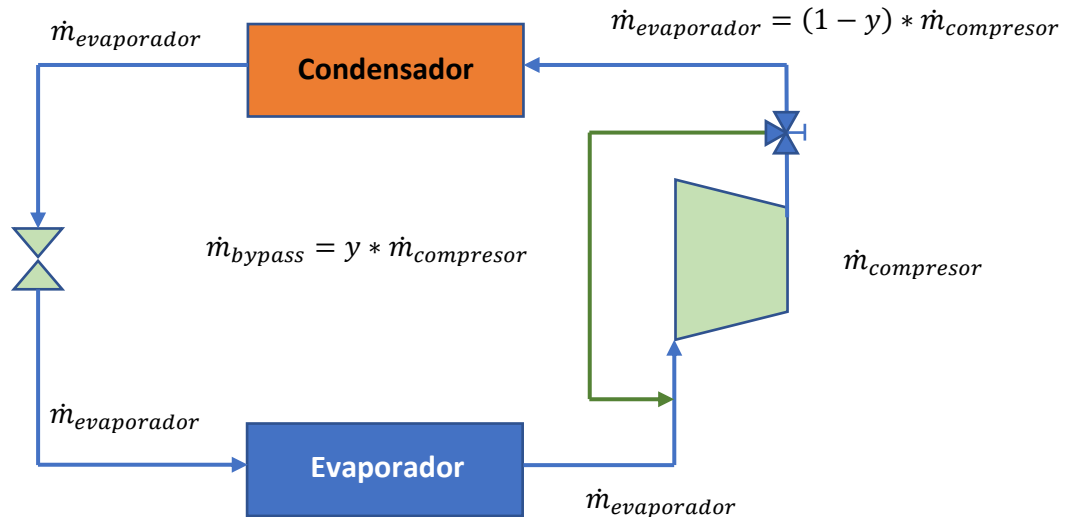


Figura 4. Esquematisación de una bomba de calor de ciclo de compresión de vapor. Elaboración propia basada en el libro Fundamentos de Refrigeración (Atecyr) [15].

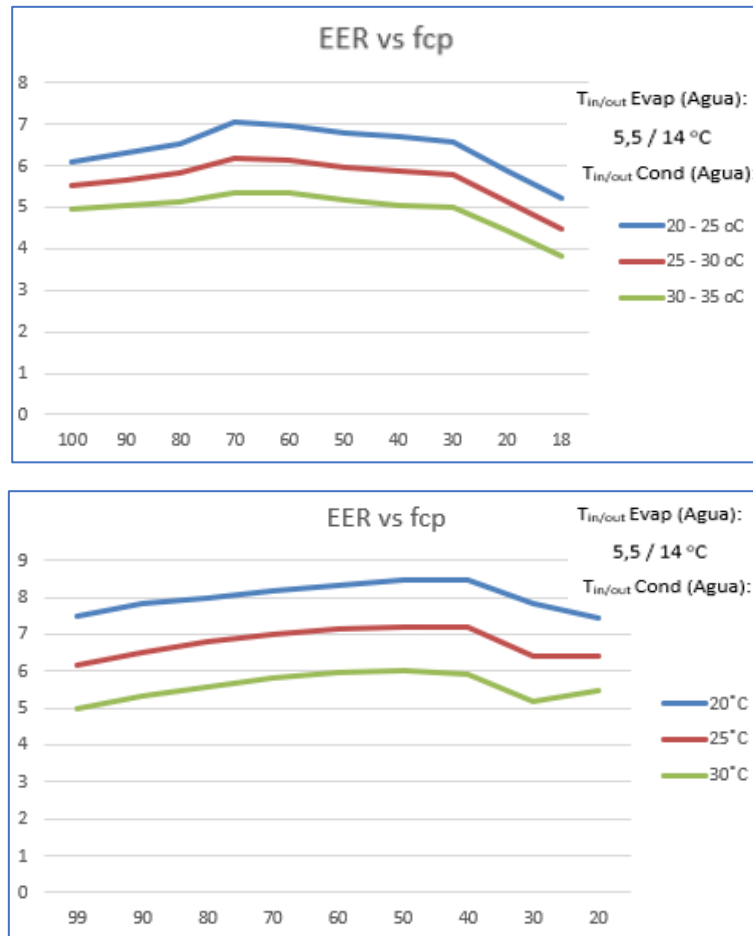
Donde  $y$ , el factor de bypass que aplica la válvula de corredera, es 1 para la posición completamente abierta (todo el flujo se recircula) y 0 para la posición completamente cerrada (todo el flujo pasa al intercambiador). La recirculación de los vapores de descarga del compresor hacia la aspiración del mismo reduce el caudal que atraviesa el intercambiador subsiguiente, reduciendo la potencia térmica. Además, se aumenta el volumen específico en la admisión al compresor, lo que disminuye también el caudal másico que circula por él [15].

Los principales motivos para el aumento del EER con esta regulación son [15][20]:

- Reducción de la presión de aspiración.
- Aumento del volumen específico del refrigerante en la admisión del compresor, que disminuye el caudal másico que circula por el compresor y reduce, ligeramente, el consumo de este.
- Reducción del volumen de refrigerante que atraviesa el intercambiador de calor, con la misma consecuencia que en el caso de regulación con variador de frecuencia.
- Disminución de la relación de compresión (al aumentar el volumen específico a la entrada y permanecer constante a la salida) con el consiguiente aumento del rendimiento volumétrico del compresor.

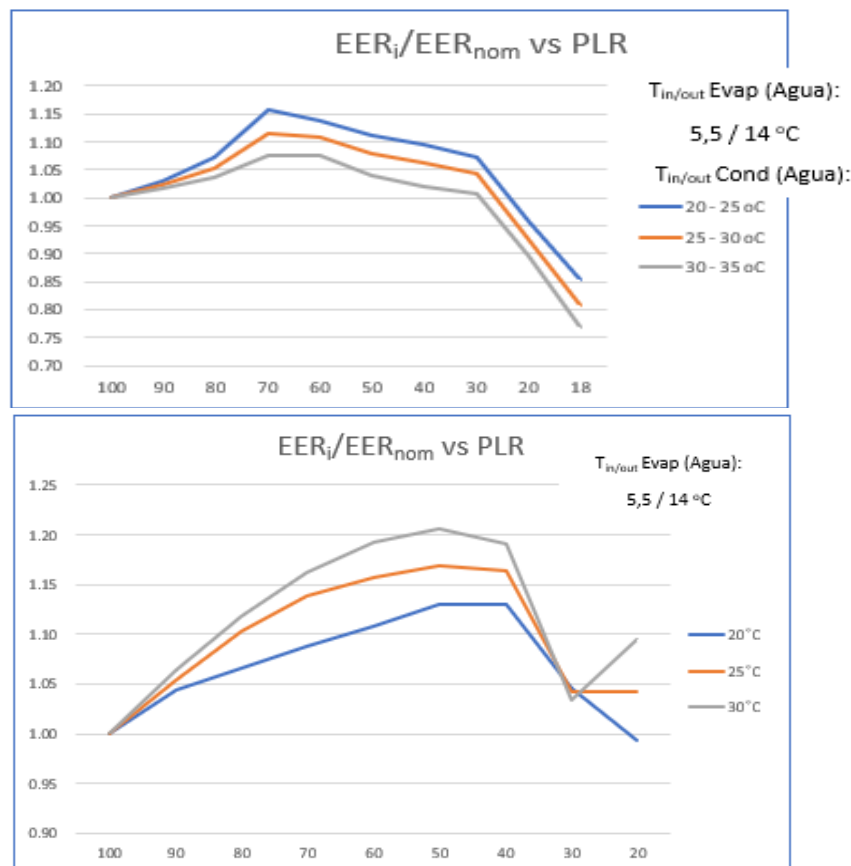
### 2.3. Influencia de las temperaturas de operación

Continuando el análisis de los datos recibidos del fabricante, se presenta ahora el estudio de la influencia que las temperaturas de entrada y salida del agua de evaporador y condensador tienen en el comportamiento de las máquinas a carga parcial. A modo de ejemplo se presentan en este apartado los resultados obtenidos para la bomba de calor Máquina 4 en modo frío y la enfriadora Máquina 5. La primera, regulada mediante una válvula de corredera. La segunda, mediante variador de frecuencia.



Graficas 7 y 8. EER frente PLR para la bomba de calor Máquina 4 -arriba, con válvula de corredera- y enfriadora Máquina 5 -abajo, con variador de frecuencia-. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

Se observa en las gráficas 7 y 8 el aumento del EER con la reducción de la temperatura de condensación -a temperatura de evaporación constante-. Este aumento confirma la tendencia ascendente que toma la eficiencia de Carnot al acercarse las temperaturas de los focos, ya que se reduce el consumo del compresor y aumenta el efecto frigorífico [21].



Graficas 9 y 10. PLF frente PLR para la bomba de calor Máquina 4 -con válvula de corredera- y enfriadora Máquina 5 -con variador de frecuencia-. Elaboración propia a partir de datos de CARRIER.

Por otro lado, sucede para todas las máquinas estudiadas un fenómeno digno de mención en cuanto al funcionamiento a diferentes temperaturas de operación. En modo frío (no se tienen bombas de calor con variador de frecuencia), las máquinas reguladas mediante variador de frecuencia presentan una mayor variación del PLF (y, por tanto, mayor potencial de ahorro energético a carga parcial) para temperaturas de condensación más altas -ver gráficas 9 y 10-. Lo contrario sucede en las máquinas reguladas por válvula de corredera -gráfica 9-, donde el PLF se hace más acusado a temperaturas de condensación bajas. Se ha intentado, junto con el fabricante, encontrar una explicación para este comportamiento, pero la duda no se ha resuelto por el momento.

Una máquina de frío trabajará, presumiblemente, un mayor número de horas a temperaturas de condensación altas -temporada de verano- por lo que su regulación mediante variador de frecuencia tendrá un mayor potencial de mejora del rendimiento funcionando a carga parcial que la regulación mediante válvula de corredera.

### 3. Casos de estudio

Una vez analizados los elementos que participan en la eficiencia de la bomba de calor y en su funcionamiento a carga parcial cabe plantear una serie de casos de estudio que enfrenten las dos regulaciones y los dos refrigerantes de los que más información se dispone -variador de frecuencia y válvula de corredera; R134a y R1234ze- y analicen su idoneidad en función de parámetros económicos y de temperatura exterior. Se estudiará, también, un caso que compare el desempeño del sistema con un módulo del almacenamiento de energía térmica -TES, por sus siglas en inglés, *Thermal Energy Storage*-, p.e, un tanque de agua para almacenamiento sensible.

Los casos desarrollados son cuatro, y tienen un planteamiento común. Para cada una de las máquinas 1 a 8 se cuantifica la energía eléctrica consumida por el compresor ante una demanda diaria de refrigeración tipo extraída de la tesis doctoral de Eduardo Antonio Pina "*Thermoeconomic and environmental synthesis and optimization of polygeneration systems supported with renewable energies and thermal energy storage applied to the residential-commercial sector*" [23], correspondiente al hospital de Campinas -Brasil-. Todas las máquinas que intervienen en los casos utilizan compresor de tornillo, intercambiadores de carcasa y tubos y válvulas de expansión electrónicas.

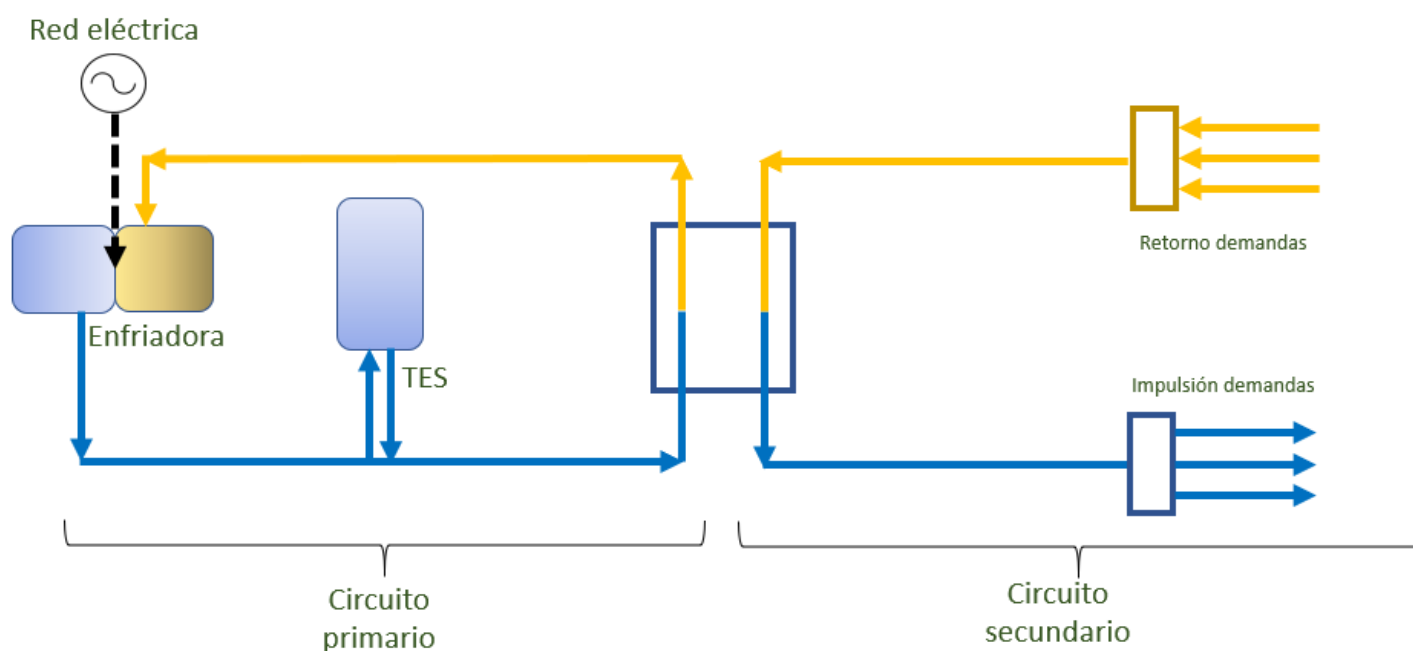


Figura 5. Esquematinización de la instalación concebida para el caso de estudio.

Máquina	Regulación	Refrigerante
1	Vál. de corredera	R134a
2	Vál. de corredera	R134a
3	Vál. de corredera	R1234ze
4	Vál. de corredera	R1234ze
5	V. de frecuencia	R134a
6	V. de frecuencia	R134a
7	V. de frecuencia	R1234ze
8	V. de frecuencia	R1234ze

Demanda  
horaria durante  
1 día tipo

**A: PL+TES. Consumo ( $\text{kWh}_e$ )** sin funcionamiento a carga parcial con almacén.

**B: CP+TES. Consumo ( $\text{kWh}_e$ )** con funcionamiento a carga parcial con almacén.

**C: PC. Consumo ( $\text{kWh}_e$ )** sin funcionamiento a carga parcial sin almacén.

**D: CP. Consumo ( $\text{kWh}_e$ )** con funcionamiento a carga parcial sin almacén.

Figura 6. Planteamiento de los casos de estudio.

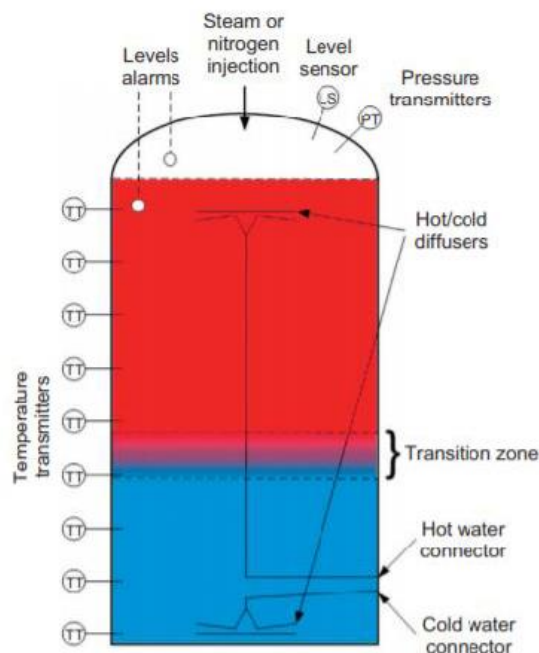


Figura 7. Tanque de agua para almacenamiento de energía térmica sensible [22].

Con el fin de modelar este comportamiento se ha implementado un código en Matlab -ver anexo C- que simula el funcionamiento a carga parcial de una bomba de calor durante 24 horas. El programa asigna, para cada hora, un índice de carga en función de la demanda, de la curva de eficiencia frente al PLR y de la disponibilidad de energía en un sistema TES. De esta manera se contabilizan de manera ágil los consumos eléctricos de las máquinas de que se dispone. El criterio de optimización se fija como la maximización del número de horas de funcionamiento en el índice de carga de mayor EER, a la vez que se cubre la demanda. La lógica de funcionamiento del código prioriza las opciones que satisfacen este criterio.

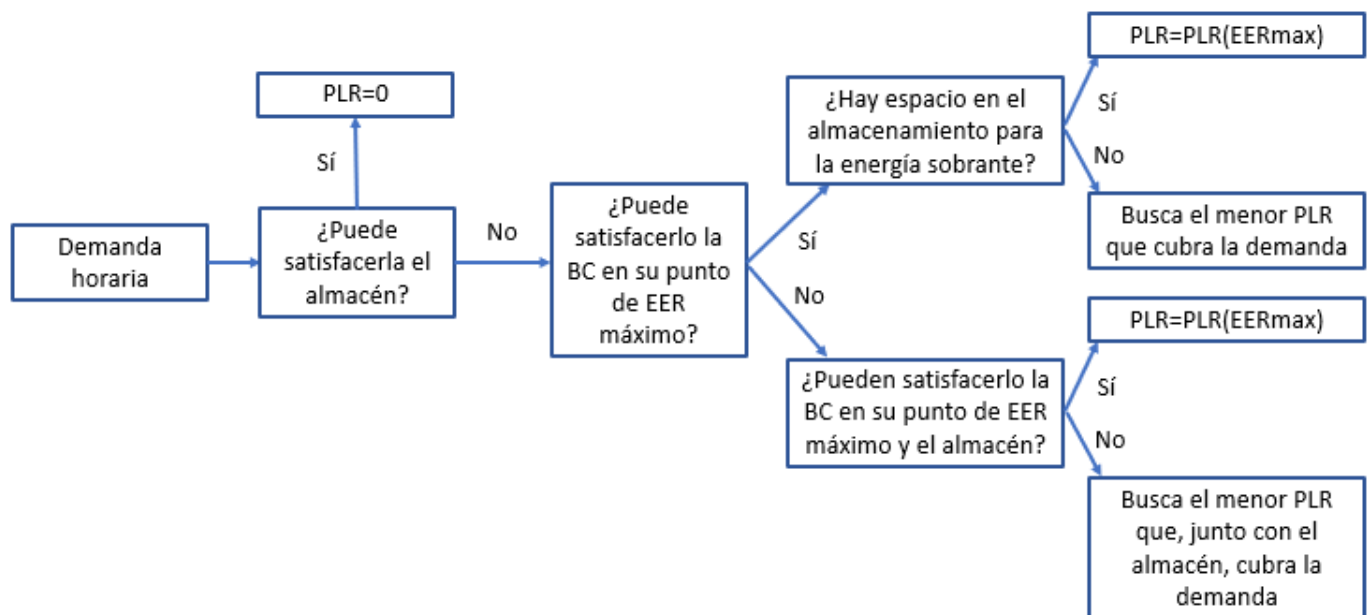


Figura 8. Representación como diagrama de bloques del programa utilizado en Matlab para los casos de estudio.

Para los casos de estudio se han fijado las siguientes hipótesis:

- Se estudia únicamente el comportamiento en modo frío.
- Por no disponer de información, no se consideran las pérdidas de eficiencia asociadas a la variación del régimen de carga. Además, dichas variaciones se producen de manera instantánea.
- El perfil de demanda utilizado corresponde al que figura en la tesis doctoral de E. Pina como demanda de agua enfriada en un día en el hospital de Campinas, Brasil [23]. Esta demanda solo tiene carga térmica no nula 9 de las 24 horas del día, por lo que los periodos de retorno que se obtendrán más adelante son elevados y no deben verse sino en términos comparativos entre las máquinas.

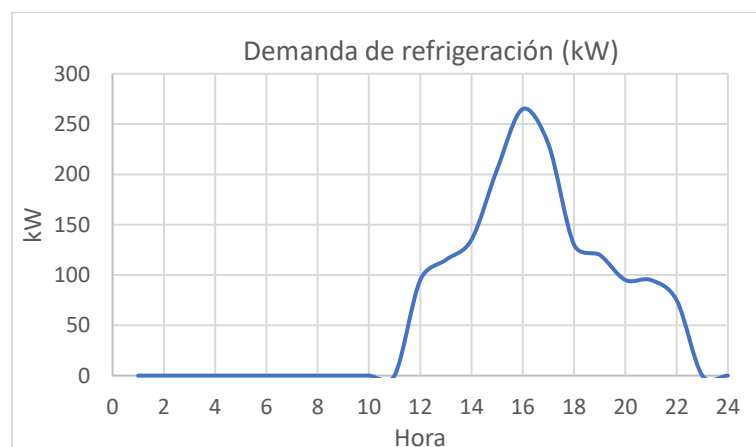


Gráfico 11. Demanda horaria de refrigeración utilizada en el caso de estudio [23].



- Con el fin de hacer esta demanda apropiada a cada una de las 8 máquinas se incluyen 8 factores de escala que la multiplica, de manera que, en cada caso, la demanda horaria más alta es cercana a la potencia de esa máquina a plena carga.
- El TES, en todos los casos, se ha dimensionado para las dos terceras partes de lo que cada máquina puede producir en una hora. Tras un proceso iterativo se ha determinado que este valor permite un comportamiento suficientemente estable -menos cambios de punto de funcionamiento- del sistema, sin producir energía que no se va a utilizar en el día.
- Las pérdidas horarias fijadas para el almacenamiento TES se basan en las utilizadas por E. Pina en su tesis doctoral [23] y son del 1%.
- Es bien conocido que, en general, las máquinas de mayor potencia térmica tienen mejores eficiencias. No obstante, en el trabajo realizado por Santiago Palos [14] a partir de la base de datos de Eurovent y tal como se observa en la gráfica 11, hay un ligero aumento de eficiencia, pero es mayor la variabilidad que existe incluso para máquinas de una misma potencia. Por ello, se considera la relación entre la potencia nominal y la eficiencia despreciable para un par de máquinas con una diferencia entre sus potencias nominales inferior a 500 kW -de 1.100 a 1.600 kW-, como licencia a la hora de comparar los resultados.

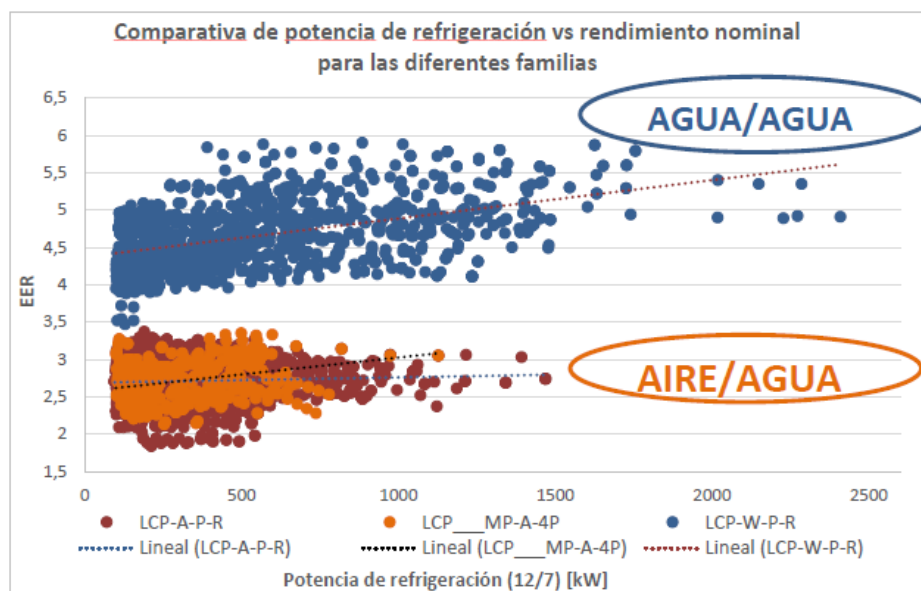


Gráfico 12. Relación entre EER y potencia de refrigeración para las máquinas agua/agua y aire/agua de la base de datos de Eurovent. Elaborado por Santiago Palos Andreu [14] a partir de datos de Eurovent.

Los resultados, cuyo resumen se muestra a continuación, aparecen al completo en el anexo D. Constan de los consumos obtenidos en las máquinas a carga parcial y a plena carga, tanto con almacenamiento TES como sin él, y los ahorros que aparecen en cada uno de los casos.

En beneficio de la brevedad, se muestran en esta memoria únicamente los datos procesados, analizados y ordenados en cuatro gráficas. En la gráfica 13 se distinguen las máquinas por la regulación de su compresor: mediante un variador de frecuencia o válvula de corredera. Sus potencias térmicas son del orden de 1.100 a 1.600 kW térmicos. La gráfica 14 muestra estos mismos datos, pero distingue las curvas en función del refrigerante con el que funcionan las máquinas: R-134a y R-1234ze. Las gráficas 15 y 16 comparan, para cada máquina, la energía

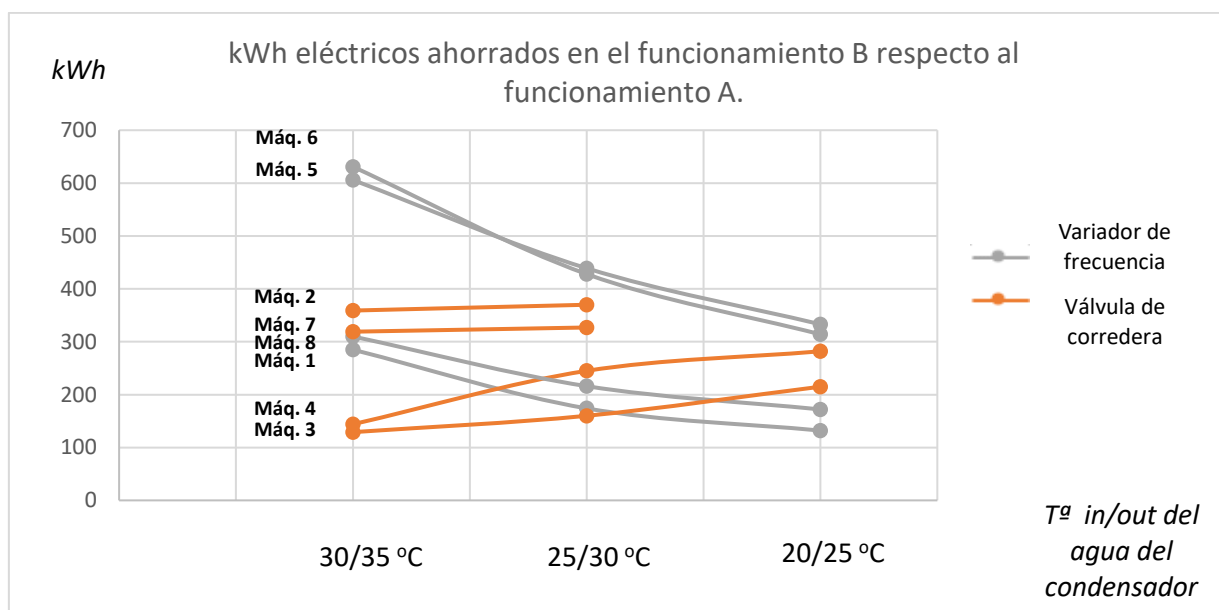
ahorrada al funcionar a carga parcial almacenando el excedente en un sistema TES respecto al funcionamiento a carga parcial sin TES, resaltándose en la primera la tipología de regulación del compresor y el refrigerante de trabajo en la segunda. Todo ello se realiza para tres pares de temperaturas de entrada y salida del agua del condensador.

La tabla 4 recopila los descensos en el consumo eléctrico del funcionamiento B -carga parcial con TES- respecto a funcionamiento A -plena carga con TES- que se consiguen con cada máquina.

Máquina	1	2	3	4	5	6	7	8
30 / 35 °C	16%	14%	9%	9%	28%	26%	19%	17%
25 / 30 °C	19%	16%	13%	17%	25%	22%	17%	13%
20 / 25 °C	-	-	19%	22%	23%	19%	17%	12%

Tabla 4. Porcentaje de ahorro para cada máquina, funcionamiento B frente a funcionamiento A para los tres pares de temperatura de entrada / salida del agua del condensador.

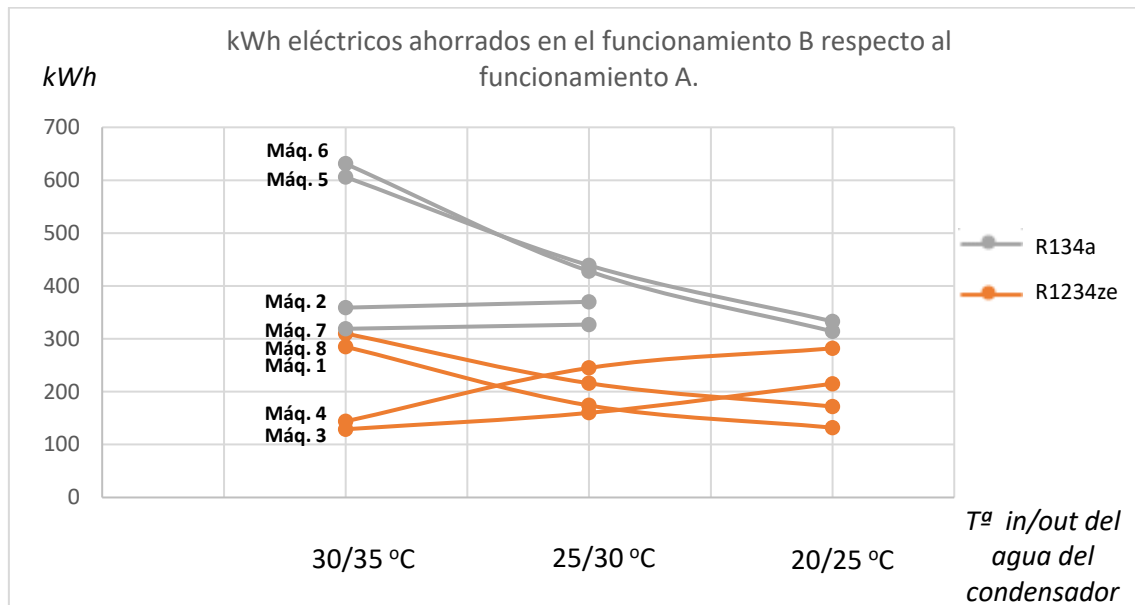
La comparación en términos absolutos -energía eléctrica ahorrada en un día tipo- del funcionamiento B respecto al funcionamiento A son los siguientes:



Gráfica 13. Ahorro energético diario en funcionamiento CP + TES respecto al consumo en funcionamiento PC + TES. Distinción en función de la tipología de regulación. Elaboración propia.

Las conclusiones son claras en lo relativo al ahorro energético: Para cada refrigerante por separado, los mayores ahorros se alcanzan con el variador de frecuencia, salvo en las temperaturas de 20 y 25 °C. El ahorro de energía crece con el aumento de la temperatura del condensador en el caso de la máquina regulada por variador de frecuencia, mientras que lo opuesto sucede en la regulación mediante válvula de corredera. Esto es coherente con lo expuesto en el apartado 2.3 "Influencia de las temperaturas de operación" -pág. 28-.

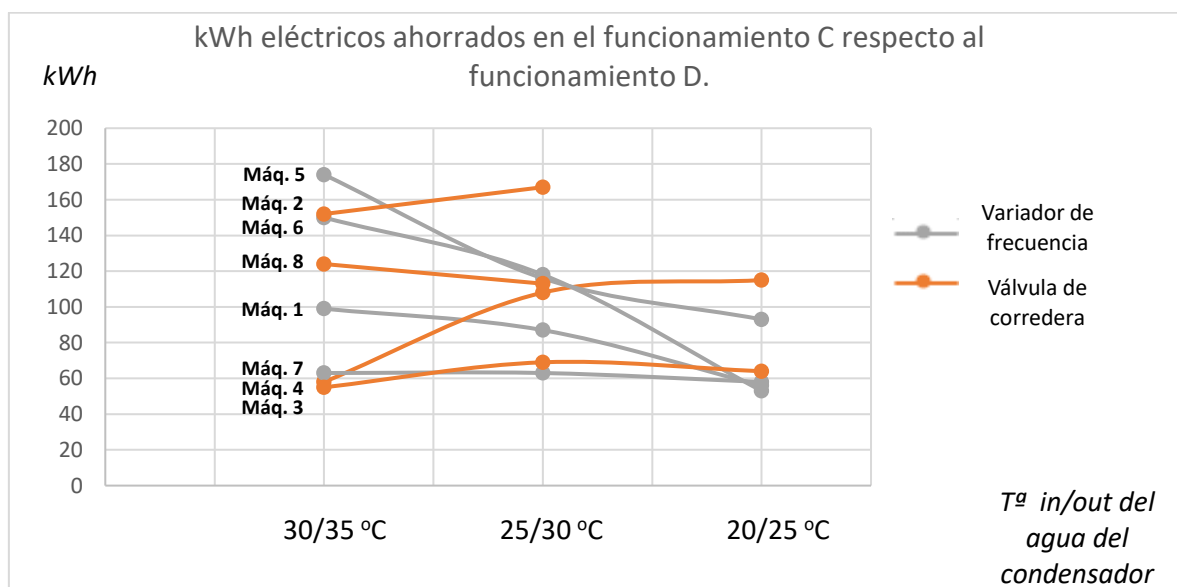
La gráfica 14 compara los mismos ahorros que la primera, pero identifica las curvas según el refrigerante con el que trabaja la máquina: R-134a o R-1234ze.



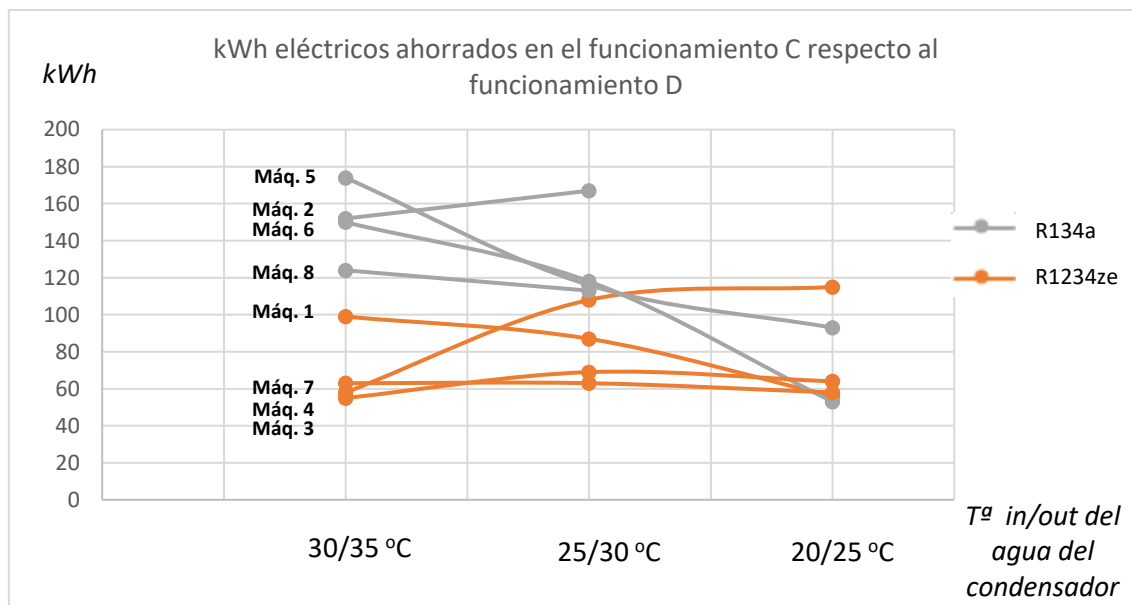
Gráfica 14. Ahorro energético diario en funcionamiento CP + TES respecto al funcionamiento PC + TES. Distinción en función del refrigerante.

Las máquinas con el refrigerante R-134a tienen en todos los casos ahorros superiores a las máquinas con refrigerante R-1234ze. Estas diferencias, junto con las correspondientes al tipo de regulación, son más acusadas cuanto mayor es la temperatura en el condensador. A temperaturas bajas, por el contrario, los ahorros son mucho más cercanos entre sí.

Las gráficas 15 y 16 comparan, para cada máquina, la energía ahorrada al funcionar a carga parcial almacenando el excedente en un sistema TES respecto al funcionamiento a carga parcial sin este sistema. En la primera de ellas se resalta el tipo de regulación del compresor.



Gráfica 15. Ahorro energético diario en funcionamiento CP + TES respecto al funcionamiento CP sin TES. Distinción en función de la tipología de regulación.



Gráfica 16. Ahorro energético diario en funcionamiento CP + TES respecto al funcionamiento CP sin TES. Distinción en función del refrigerante.

Estas dos graficas permiten extraer, en cuanto al almacenamiento de energía, que las instalaciones que funcionen con refrigerante R134a -de acuerdo a los datos de que se disponen- tendrán un mayor ahorro para las mismas horas de funcionamiento, llegándose a rentabilidades superiores y periodos de retorno de la inversión menores a aquellas que operan con el refrigerante R1234ze. Para un mismo refrigerante, no es posible establecer una conclusión respecto a qué regulación es superior.

Sin embargo, la clave que hará viable en términos económicos la instalación de un sistema de almacenamiento de energía será el hecho de que la energía ahorrada compense los costes de instalación y operación. Es por ello que es necesario enfrentar los ahorros obtenidos no solo entre ellos sino también con el mercado eléctrico. Para ello se utilizarán las conclusiones extraídas por Christoph Rathgeber et al [24] en un estudio alemán. El precio del kWh eléctrico en Alemania se va a tomar como 0,15 €/kWh, que es el facilitado por Eurostat a través de la Comisión Europea [25] como el precio medio de la electricidad en el segundo semestre de 2017 en Alemania para consumidores no domésticos -el estudio utiliza el precio del kWh eléctrico en Alemania para el compute de los costes globales-.

En Alemania, y siempre según la fuente citada, los sistemas de almacenamiento de energía con un gran número de ciclos de carga y descarga y para sistemas industriales deben tener un coste máximo de entre 16 y 38 € por kWh de capacidad [24].

Las hipótesis para este caso de estudio son las siguientes:

- Se considera que los sistemas de almacenamiento logran ejecutarse en los términos que el estudio [24] considera aceptable.
- El periodo de retorno se muestra en días de funcionamiento del sistema, ya que el ahorro se calcula para un día tipo.

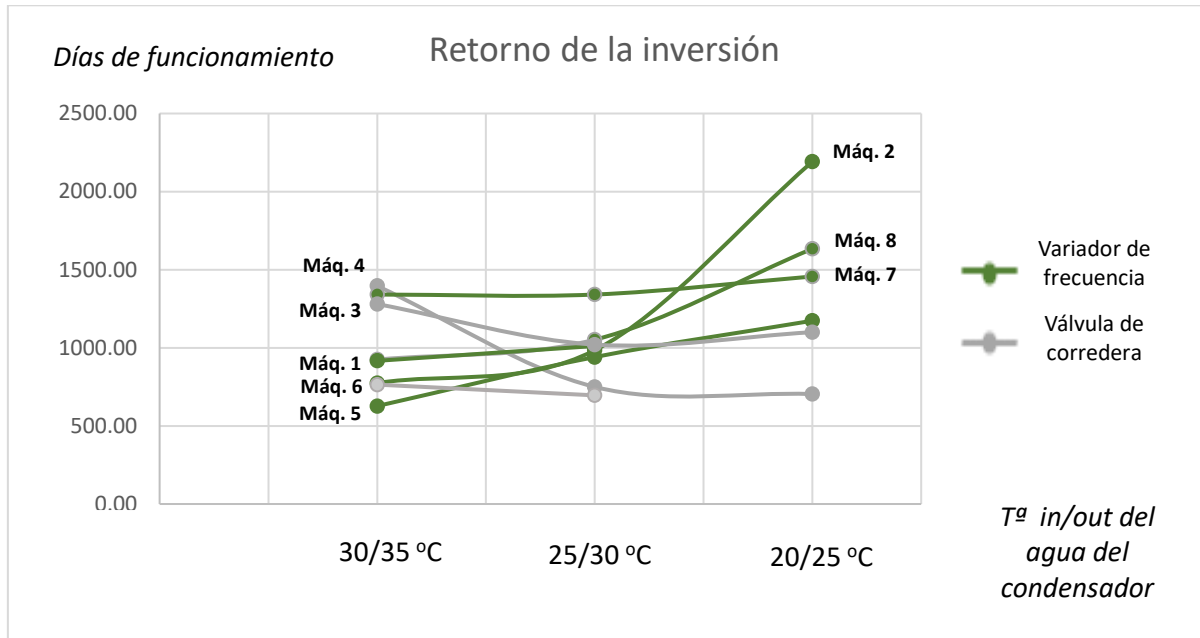
- No se considera el aumento de los ingresos fruto de la posibilidad de aumentar las conexiones dada la mayor estabilidad del sistema de producción.

Los resultados obtenidos se muestran en una tabla a continuación. La columna de Ahorro con Almacén muestra la diferencia entre el funcionamiento a carga parcial sin TES y con TES. La columna Cap. TES muestra la capacidad en kWh del TES en la simulación anterior. Las columnas de coste mínimo y coste máximo muestran el coste que tendría cada almacén de acuerdo a las consideraciones expuestas en [24]. La decisión de proporcionar el periodo de retorno en días de funcionamiento en lugar de años surge del desconocimiento del número de días que, al cabo del año, el hospital del caso de estudio presenta demanda de agua enfriada. Igualmente, su representación gráfica -gráficas 17 y 18- se hace más sencilla de este modo.

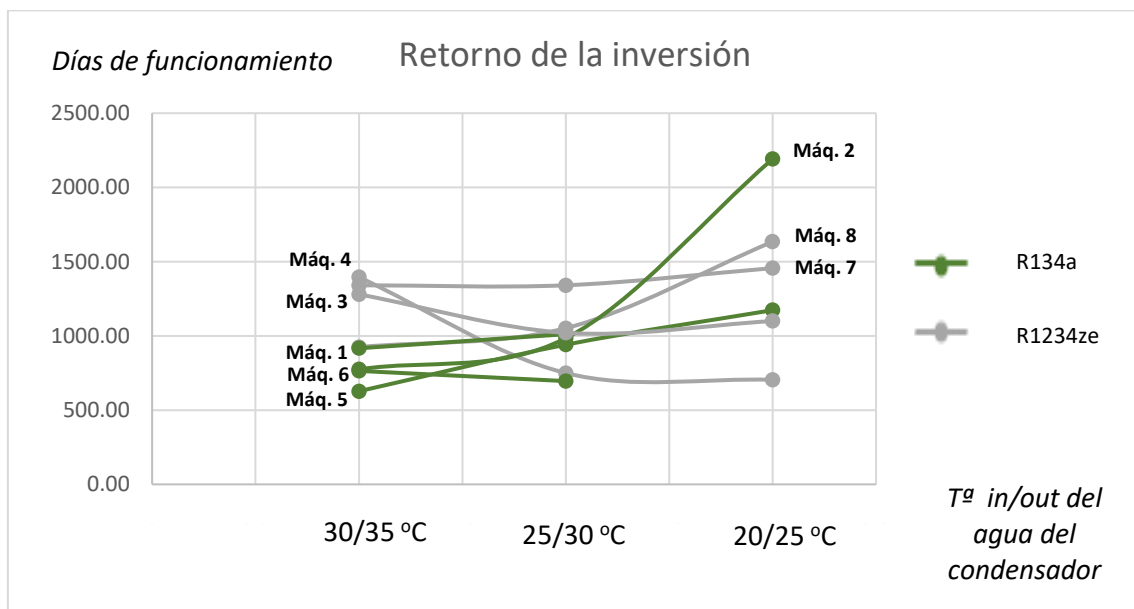
Máquina	T <sub>cond</sub> (°C)	Ahorro con Almacén (kWh/día)	Cap. TES (kWh)	Ahorro (€/día)	Coste mínimo €	Retorno min. (días)	Coste máximo €	Retorno max.(días)
Máquina 8	30/35	99	858	14.85	13728	924	32604	2195
Variador	25/30	87	858	13.05		1051		2498
≈1300 kW	20/25	56	858	8.4		1634		3881
1234ze								
Máquina 4	30/35	58	759	8.7	12144	1395	28842	3315
Corredera	25/30	108	759	16.2		749		1780
≈1150 kW	20/25	115	759	17.25		704		1672
1234ze								
Máquina 5	30/35	174	1023	26.1	16368	627	38874	1489
Variador	25/30	116	1023	17.4		940		2234
≈1550 kW	20/25	93	1023	13.95		1173		2786
134a								
Máquina 7	30/35	63	792	9.45	12672	1340	30096	3184
Variador	25/30	63	792	9.45		1340		3184
≈1200 kW	20/25	58	792	8.7		1456		3459
1234ze								
Máquina 6	30/35	150	1089	22.5	17424	774	41382	1839
Variador	25/30	118	1089	17.7		984		2337
≈1650 kW	20/25	53	1089	7.95		2191		5205
134a	20/25	53						
Máquina 2	30/35	152	1089	22.8	17424	764	41382	1815
Corredera	25/30	167	1089	25.05		695		1651
≈1650 kW	20/25		1089					
134a								
Máquina 1	30/35	96	825	14.4	13200	916	31350	2177
Corredera	25/30	87	825	13.05		1011		2402
≈1250 kW	20/25		825					
134a								
Máquina 3	30/35	55	660	8.25	10560	1280	25080	3040
Corredera	25/30	69	660	10.35		1020		2423
≈1000 kW	20/25	64	660	9.6		1100		2612
1234ze								

Tabla 8. Resultados del estudio económico. El ahorro que se escoge para los cálculos es el que se obtiene como diferencia del consumo del compresor funcionando a carga parcial sin TES y con TES.

Gráficamente, los resultados del caso más favorable (coste de instalación mínimo, 16€/kWh de capacidad) quedarían ordenados para el tipo de regulación y el refrigerante de la siguiente manera:



Gráfica 17. Días para el retorno de la inversión para distintas temperaturas del agua del condensador. Segregación de curvas por tipología de regulación.



Gráfica 18. Días para el retorno de la inversión para distintas temperaturas del agua del condensador. Segregación de curvas por refrigerante de trabajo.

Los periodos de retorno medios -en días- son, para temperaturas de entrada/salida del agua del condensador de 30/35 y 25/30 °C respectivamente -no hay datos suficientes para el par 20/25 °C-:

30/35 °C	Variador	Corredera
134a	700	840
1234ze	1132	1337

25/30 °C	Variador	Corredera
134a	962	853
1234ze	1196	884

*Tablas 9 y 10. Periodos de retorno medio en días de funcionamiento -dos máquinas por tipo de regulación y refrigerante, ocho en total- para temperaturas de entrada y salida del agua del condensador de 30/35 °C y 25/30 °C.*

La viabilidad y rentabilidad de la inversión puede depender fuertemente del clima -concretamente, de la temperatura del agua de balance- en la geografía del sistema, dada la fuerte influencia que, en algunos casos -sobre todo, en los casos de regulación por válvula de corredera y refrigerante R1234ze y regulación por variador y refrigerante R134a-, las temperaturas en el condensador tienen en los periodos de retorno. Lo mismo aplicaría a la decisión de condensar por torre de refrigeración (temperaturas de condensación en el entorno 30 /35 °C) o por agua del freático -temperaturas de condensación en el entorno 20 / 25 °C-



## 4. Conclusiones

El estudio llevado a cabo conduce a la conclusión de que existen posibilidades de incrementar la eficiencia energética de las bombas de calor de gran potencia trabajando a carga parcial y almacenando el excedente de energía. Las conclusiones extraídas del análisis de los datos recibidos sobre el funcionamiento a carga parcial y de la simulación de los distintos casos de estudio son compatibles entre sí.

Para las máquinas estudiadas, se recomienda que, en modo calor, las horas de funcionamiento a carga parcial sean las menos posibles y no se reduzca el índice de carga más del 50%, ya que la degradación de la eficiencia es muy elevada -penalizaciones del 25% al 50%-. Para las máquinas de frío, sin embargo, se encuentran máximos de EER que superan a la eficiencia nominal entre el 10% y el 38%, para índices de carga parcial en el rango 40%-60%.

A partir de los casos estudiados, se determina que la energía eléctrica consumida por el compresor en el funcionamiento a carga parcial con TES se puede reducir hasta casi un 30% con respecto al funcionamiento a plena carga con TES. Para cada máquina, el caso de estudio arroja los siguientes ahorros:

Máquina	1	2	3	4	5	6	7	8
30 / 35 °C	16%	14%	9%	9%	28%	26%	19%	17%
25 / 30 °C	19%	16%	13%	17%	25%	22%	17%	13%
20 / 25 °C			19%	22%	23%	19%	17%	12%

Tabla 11. Porcentaje de ahorro para cada máquina, funcionamiento B frente a funcionamiento A.

La máquina con los mayores ahorros en todas las temperaturas es la numero 5. Su superioridad se atenúa a medida que decrece la temperatura de condensación, siendo los ahorros de todas las máquinas muy similares en temperaturas de condensación de 20 / 25 °C.

A su vez, el análisis del caso de estudio pone de manifiesto que el funcionamiento a carga parcial tiene un funcionamiento mucho más eficiente energéticamente que el funcionamiento a plena carga -gráficas 13, 14, 15 y 16-. La regulación, refrigerante y temperatura de operación influyen en esta eficiencia:

- Respecto a la influencia del tipo de regulación del compresor se concluye que el ahorro que el variador de frecuencia confiere a la máquina sobre el de la válvula de corredera lo hace una regulación preferible a temperaturas de condensación altas -para un mismo refrigerante-. A temperaturas de condensación de 20/25 °C de entrada/salida del agua, sería conveniente tratar el caso particularmente para asegurar que el mayor coste del variador no lo hace una peor opción que la válvula de corredera.
- Por otro lado, el refrigerante R134a consigue siempre mayores ahorros que el R1234ze, aunque el impacto medioambiental -GWP- del primero es mucho mayor que el de este último.
- Para la temperatura de condensación en máquinas de frío se pone de manifiesto que los efectos del funcionamiento a carga parcial en máquinas reguladas por variador de frecuencia se hacen más relevantes a temperaturas de condensación altas, mientras que lo contrario sucede con las máquinas reguladas por válvula de corredera. Esto puede tenerse en cuenta a la hora de decidir si realizar la condensación con torres de

refrigeración -temperaturas de condensación en el entorno de 30 / 35 °C- o con agua del freático -temperaturas en el entorno de 20 / 25 °C-.

El sistema de almacenamiento de energía sensible planteado lleva a la máquina a aumentar las horas en las que funciona a índice de carga con eficiencia máxima, lo que disminuye el consumo diario. Según los datos disponibles y las hipótesis planteadas, la amortización del almacenamiento llegará antes en un sistema de que opere con R134a y/o use variador de frecuencia. La temperatura a la que se encuentre el agua para el balance de las bombas de calor influye significativamente en este periodo de retorno. Para el caso comentado (variador de frecuencia y R134a) el periodo de retorno se eleva un 37,4% con un aumento de 5 grados en la temperatura de entrada del agua al condensador.

## 5. Líneas de futuro

El trabajo podría continuar su desarrollo por las siguientes líneas de futuro:

- Comparación del ahorro de toneladas de CO<sub>2</sub> conseguidas con el R134a sobre el R1234ze. Relacionar con el TEWI de cada uno.
- Comparación en términos económicos de una misma máquina con variador de frecuencia y con válvula de corredera, y determinación de cuándo se recupera, gracias a los ahorros energéticos superiores del variador de frecuencia, la mayor inversión necesaria para este último sobre la válvula de corredera.
- Ampliación del estudio hacia máquinas con otras tecnologías: compresores centrífugos, motores eléctricos de imanes permanentes, rodamientos de levitación magnética, intercambiadores de calor de placas, etc.
- Ampliación del estudio con más perfiles de demanda, especialmente con necesidad de gran cantidad de horas de funcionamiento.

## Anexo A: Revisión bibliográfica: sistemas de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor.

### A.1 Los sistemas de distrito.

- A 1.1 Revisión histórica.
- A 1.2 Ventajas asociadas al DHC.
- A 1.3 Tipologías.
- A 1.4 El sistema de distrito en Europa.
- A 1.5 El sistema de distrito en España.
- A 1.6 Ahorros energéticos y de CO<sub>2</sub> estimados por DHCs en funcionamiento.

### A.2 La bomba de calor en sistemas de calefacción y refrigeración de distrito.

- A 2.1 Ciclos de compresión y absorción.
- A 2.2 Elección del tipo de máquina.
- A 2.3 Factores de influencia en la eficiencia de la bomba de calor por ciclo de compresión.
- A 2.4 Mercado actual de la bomba de calor de gran potencia.

### A.3 Regulación y control de la bomba de calor.

- A 3.1 Actuaciones sobre el compresor.
- A 3.2 Actuaciones sobre los ventiladores de los intercambiadores de calor.
- A 3.3 Lo que queda por hacer.

## A.1 Los sistemas de distrito.

### A 1.1 Revisión histórica

La calefacción y refrigeración de distrito se define como un sistema en el que se produce agua caliente o fría para ser distribuida mediante tuberías a múltiples edificios residenciales, comerciales o industriales [3]. La producción a gran escala permite plantear sistemas de poligeneración con mayores eficiencias energéticas, ejercer un mejor control de las emisiones contaminantes y alcanzar un menor coste global en un sector que supone la mitad de la energía consumida en los países miembros de la Unión Europea -10,8 EJ en 2015- [2] [3].

Aunque hay casos de calefacción de distrito anteriores a la era contemporánea (distribución de agua caliente a termas romanas en Pompeya, academia naval de Annapolis, EEUU), el lanzado en la ciudad de Lockport, Nueva York, en 1877 por el ingeniero Birdsill Holly fue el primer sistema moderno y comercial de distribución de calor, y dio la salida a la primera generación de DHC. Estos sistemas de distrito usaban vapor sobrecalentado como medio de distribución, lo que acarreaba importantes pérdidas de calor –debido a la alta temperatura del fluido- y la posibilidad de explosiones [1]. El primer sistema de distrito distribuidor de frío surge en Hartford (USA, 1962) [6].

En la década de 1930 [1] comienzan a aparecer distribuciones de agua caliente presurizada (típicamente con una temperatura superior a los 100 °C) como fluido caloportador. Al integrar la cogeneración, la eficiencia de estos sistemas aumentó, disminuyendo el consumo de combustible [3].

La tercera generación se introduce en la década de 1970 en el contexto de las crisis petroleras de 1973 y 1979. Continúa empleando agua como medio de transporte de calor, pero a temperaturas inferiores a los 100 °C. [3]. Esta menor temperatura fue posible por la adición de componentes como tuberías aisladas prefabricadas y subestaciones de intercambiadores de placas. Además, con el fin de asegurar el suministro, se comenzó a reemplazar el uso de combustibles procedentes del petróleo por carbón, biomasa, residuos y energía geotérmica.

Con la reducción de emisiones contaminantes como objetivo, los sistemas de distrito de cuarta generación [3][26] comienzan a emplear bombas de calor en lugar de equipos de combustión. Estas, al funcionar con electricidad, facilitan la integración de energías renovables y reducen las emisiones de CO<sub>2</sub> y NO<sub>2</sub> en las ciudades [3].

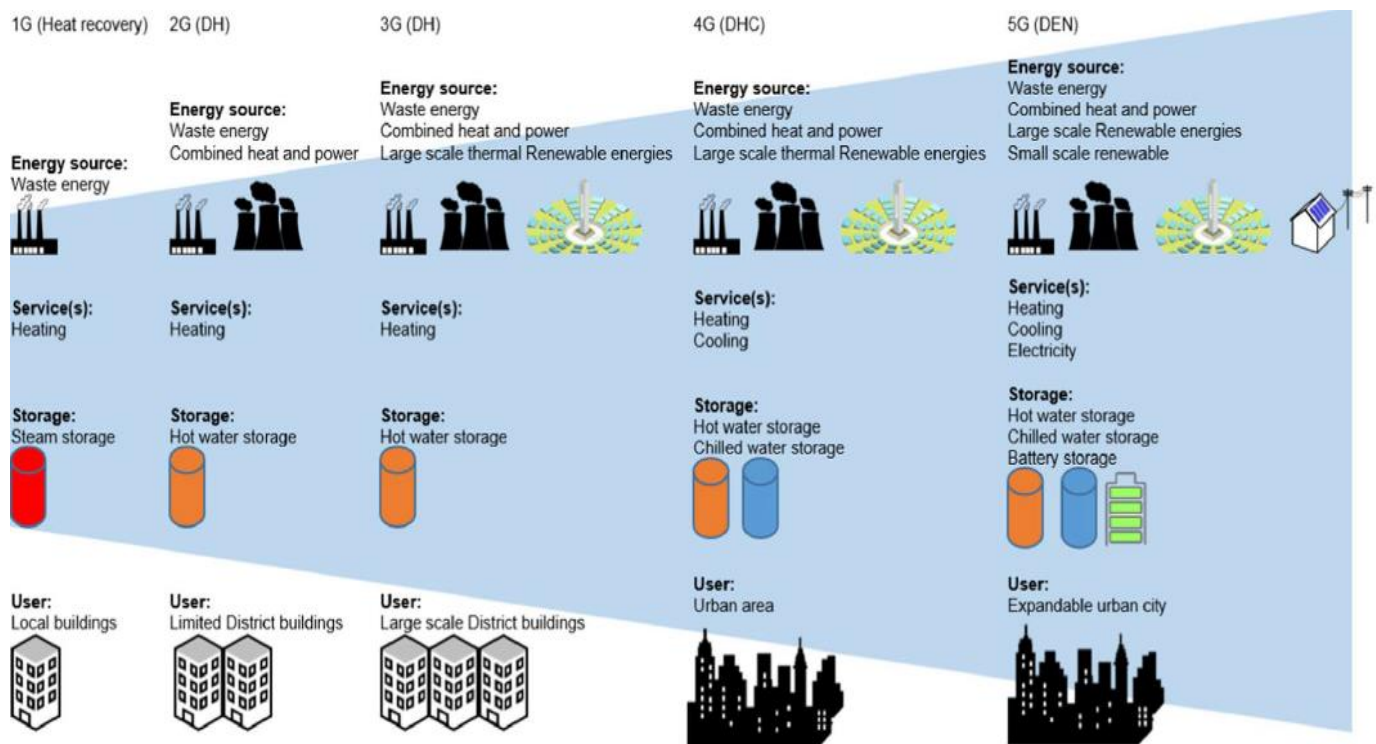


Figura A.1. Comparación de los conceptos de las cuatro primeras generaciones de DH(C) [27].

La quinta generación seguiría profundizando en el descenso de la temperatura de distribución para elevar la eficiencia y la implementabilidad de la bomba de calor. Mediante la instalación de bombas de calor individuales agua-agua o agua-aire las temperaturas se reducen hasta el rango 10 – 25 °C. El agua producida de manera centralizada a esta temperatura se distribuye como agua de intercambio para las bombas individuales en lo que se conoce como anillo de condensación. Se consigue de esta manera una reducción considerable de las pérdidas de calor en la red [27].

### A 1.2 Ventajas asociadas al DHC

La calefacción y refrigeración de distrito supone importantes ventajas respecto a la producción individual de calor en todos los niveles de la cadena.

En el lado de los edificios consumidores, se ahorra el espacio destinado a los equipos productores de energía térmica -sala de máquinas-, con el consiguiente ahorro de dinero, ruidos, riesgos de incendio y explosión. Además, el precio por unidad de energía y de mantenimiento es menor y más estable al tener lugar el efecto de economía de escala -reducción de costes de producción a medida que esta crece- [1].

El distribuidor de la energía, por su parte, accede a una mayor flexibilidad en términos de fuentes de energía: calor residual, cogeneración, y energías renovables están disponibles a un coste menor debido a los factores de escala mencionados. Por otro lado, los menores costes operacionales proporcionan altas rentabilidades [1].

En un plano más general, los sistemas de distrito aseguran un suministro de energía térmica seguro, eficiente, sostenible en el tiempo -tiempo de vida: 20 a 50 años- y respetuoso con el medioambiente, al reducir significativamente las emisiones de CO<sub>2</sub> [1]. Contribuyen de forma destacada con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) -por ejemplo, de *Energía asequible y no contaminante*, *Ciudades y comunidades sostenibles* y *Acción por el clima*- promovidos por la Organización de Naciones Unidas [2].

### A 1.3 Tipologías

De acuerdo a la forma en que se genera, distribuye y almacena la energía térmica en los sistemas de distrito, estos se pueden clasificar en distintas tipologías.

#### A 1.3.1 *Producción*

En lo que respecta a la producción de energía térmica, las tipologías más habituales son la cogeneración, las calderas, el aprovechamiento de calor residual, de energía geotérmica o solar y las bombas de calor [1].

A este respecto hace especial atención la Directiva 2012/27/EU de Eficiencia Energética. En ella, se define un sistema de distrito eficiente como aquel que produce su energía térmica al menos a partir de un 50% de energía renovable, o al menos un 50% de calor residual, o al menos un 75% de cogeneración, o al menos un 50% de la combinación de las fuentes anteriores [29].

#### Cogeneración

Incluyendo en ella a la trigeneración. Producción simultánea de energía eléctrica y energía térmica (frio o calor), según la norma internacional ISO 26382:2010, mediante turbinas de vapor, de gas, o motores de combustión interna, principalmente [30]. Cuenta con la ventaja de aprovechar como energía térmica parte de la energía que no puede transformarse en energía eléctrica.

## Calor Residual

Bien procedente de procesos industriales, agropecuarios, o de incineración de residuos. Los edificios vuelcan calor residual de sus procesos intrínsecos a la red, utilizándose este para calentar zonas con demanda de calefacción o refrigeración (a través de máquinas de ciclo de absorción) [1].

## Calor geotérmico

El calor interno de la tierra se aprovecha para calentar el agua que se distribuye a los usuarios. Una fuente de energía renovable cuya implementabilidad solo está disponible en localizaciones muy concretas [1]. El máximo exponente de esta tecnología es Islandia, donde hasta un 90% de los hogares está abastecido por un sistema de distrito que combina el CHP y la energía geotérmica [31].

## Energía solar

La radiación solar tiene modos diversos de integrarse en la calefacción y refrigeración de distrito. En su forma más simple, calienta el agua que fluye por captadores térmicos y que se distribuye a los usuarios finales, pero el agua calentada puede utilizarse también como aporte térmico al generador de una bomba de calor de absorción.

Si se dispone de un captador fotovoltaico, la radiación solar puede generar la electricidad que alimenta el compresor de una bomba de calor de compresión.

Su variación con la geografía es menor que el de la energía geotérmica, pero depende fuertemente del clima [1].

## Bomba de calor

La norma UNE-EN 15316-4-2:2019 (*Eficiencia energética de los edificios. Método para el cálculo de las demandas energéticas y de las eficiencias de los sistemas*) define la bomba de calor como “un aparato que toma calor a una determinada temperatura y libera calor a una temperatura superior. Cuando se utiliza para producir calor (por ejemplo, para calefacción de locales o calentamiento de agua), se dice que el aparato funciona en modo calentamiento; cuando se utiliza para eliminar el calor (por ejemplo, para la refrigeración de locales), se dice que funciona en modo enfriamiento”.

Al alimentarse de energía eléctrica la producción térmica de una bomba de calor puede contribuir al ahorro energético mediante la implementación de renovables y la nivelación de valles de consumo. Tienen, a su vez, un bajo tiempo de encendido, con reducidos costes asociados a este. Además, permiten el suministro simultáneo de frío y de calor. Todo esto aporta flexibilidad al sistema [32].

Pese a todo ello, es conveniente tener en cuenta las restricciones que tienen las bombas de calor en los sistemas de distrito. Riesgos del suministro de calor residual, precio fluctuante de la electricidad o pocas horas de funcionamiento hacen peligrar la rentabilidad [32].



## Calderas

Usadas habitualmente como apoyo al sistema de producción principal cuando este no es capaz de cubrir una demanda pico. La producción de energía térmica se realiza mediante la combustión de gas natural, gas de síntesis, gasoil, biomasa, y otros [1]. Desde la entrada en vigor de la Directiva ErP todas las nuevas calderas de potencia inferior a 400 kW deben ser de condensación.

El parque actual de calderas -fuera de un sistema de distrito, en una comunidad de vecinos, por ejemplo- puede aprovecharse como producción descentralizada y entrar en funcionamiento para satisfacer una demanda pico que el sistema central alcanza.

### A 1.3.2 Almacenamiento de energía térmica

En los últimos años se ha desarrollado muy intensamente el almacenamiento de energía térmica en los sistemas de distrito. Permiten acumular energía en momentos de baja demanda para ser distribuida en un momento de pico de demanda, por lo que dotan al sistema de una gran flexibilidad y reducen su exposición a la variabilidad de las fuentes renovables.

## Tanques de agua

La energía térmica se puede trasladar al agua, y almacenar ésta en depósitos aislados. Es una tecnología simple que puede ser usada a gran escala e integrarse con fuentes renovables como la captación solar, pero la baja eficiencia y energía por unidad de volumen dificultan el almacenamiento a largo plazo [1].

Esta tecnología está evolucionando hacia fluidos de mayor densidad que el agua y fluidos bifásicos -como, por ejemplo, aceites y soluciones salinas, respectivamente- [1].

## Almacenamiento subterráneo

El agua calentada se almacena en grandes reservas subterráneas -a partir de 50.000 m<sup>3</sup>-, que pueden ser naturales o artificiales y estar apoyadas o no por calor geotérmico. Es una tecnología que requiere una gran inversión en infraestructuras. En el caso de las reservas naturales la imposibilidad de proporcionar aislamiento puede provocar altas pérdidas [1].

## Materiales de construcción de alta inercia térmica

Un concepto relativamente nuevo de almacenamiento pasivo, en el que el calor se almacena en los materiales que componen el edificio. Su viabilidad depende de la arquitectura de este [1].

Dada la pequeña escala del almacenamiento esta tipología no está destinada a almacenar grandes cantidades de energía, sino a servir como almacenamiento que reduzca los picos de consumo diarios. A pesar de que el control que se tiene sobre el flujo de energía es prácticamente nulo, los costes mantenimiento son muy bajos [1].

## Materiales de cambio de fase

El almacenamiento de energía latente en materiales de cambio de fase es una tecnología relativamente reciente que ha tenido un gran desarrollo sobre todo a nivel de investigación. La alta densidad de energía alcanzada hace que el sistema tenga mucho potencial. Entre los principales problemas se cuenta el desgaste provocado por los ciclos de congelación/fusión, que degradan el material [3].

Otra consideración importante es la naturaleza química contenedor y contenido. Para evitar el flujo de materia entre uno y otro debe atenderse a su compatibilidad química. Si el PCM es un compuesto orgánico, su contenedor deberá ser metálico, y si es inorgánico, plástico.

Estas particularidades inciden en la rentabilidad del sistema, y hacen que se siga trabajando e investigando en nuevas propuestas de materiales y sistemas de intercambio de calor.

### A 1.3.3 Distribución de energía térmica

Cómo se realiza la distribución de la energía térmica generada influye de manera determinante en las pérdidas de calor en la red. De acuerdo a [3], la red de distribución de un sistema de distrito se puede dividir en 6 elementos: Fluido caloportador, tuberías, equipos de bombeo, subestaciones, contadores y elementos terminales.

#### Fluido caloportador

Las instalaciones más antiguas -p.e., Nueva York- se caracterizan por usar vapor de agua. Esto es infrecuente en centrales más modernas (a partir de 1930), siendo más habitual, por su seguridad, el uso agua en estado líquido (de temperatura variable en función de la tecnología implantada) [1].

#### Tuberías

Lo más común son las tuberías de acero aisladas in situ o pre-aisladas. También empiezan a instalarse redes de tuberías pre-aisladas flexibles y dobles (sistemas de cuarta generación) [3].

#### Equipos de bombeo

Las instalaciones que emplean vapor como fluido caloportador no requieren de grupos de circulación -se aprovecha la propia expansión del vapor-. Cuando el fluido caloportador es líquido, la circulación se realiza mediante bombeo centralizado desde la planta con bombas hidráulicas [3][1].

De cara al ahorro energético en el bombeo es importante que las redes sean de caudal variable, y que las bombas hidráulicas dispongan de variador de frecuencia.

## Subestaciones

En las subestaciones se intercambia el calor entre el circuito primario y secundario, mediante intercambiadores de placas o de carcasa y tubo [1].

## Contadores

La contabilización de energía consumida comenzó por la medición del caudal de vapor usado por el cliente a partir del condensado de retorno. Esto evolucionó a partir de la década de 1930 en contadores de energía térmica. Estos miden el calor cedido por el líquido caloportador mediante un caudalímetro y dos sondas de temperatura -una en impulsión y otra en retorno- que miden el salto térmico [31]. La frecuencia de lectura comenzó siendo anual o mensual, mientras que los últimos DHC integran una medición continua [1].

### A 1.4 El sistema de distrito en Europa

La presencia de sistemas de distrito en Europa es significativa. En el norte y este del continente el desarrollo de calefacciones centralizadas fue motivado desde su aparición -y, especialmente, durante el siglo XX- por las bajas temperaturas y, en algunos países -Islandia, Italia-, la alta disponibilidad de energía geotérmica. La Unión Soviética también promovió intensamente la construcción de sistemas de distrito como medida de ahorro en energía primaria [3]. Por estas razones, es común la existencia de sistemas de distrito en países del norte, este y centro de Europa. La franja mediterránea, con menor demanda térmica de calefacción, supone un mercado más pequeño en el que los factores de escala de los que se beneficia el concepto de calefacción urbana no se manifiestan con tanta intensidad.

El índice de penetración en el mercado de esta tecnología es variable dependiendo del país. Generalizando a nivel europeo, del 50% de la energía final consumida en Europa que está destinada a calefacción, un 10% está cubierta por sistemas de distrito. En el gráfico A.1 se especifica el porcentaje de ciudadanos suministrados por un sistema de distrito en quince países europeos [33].

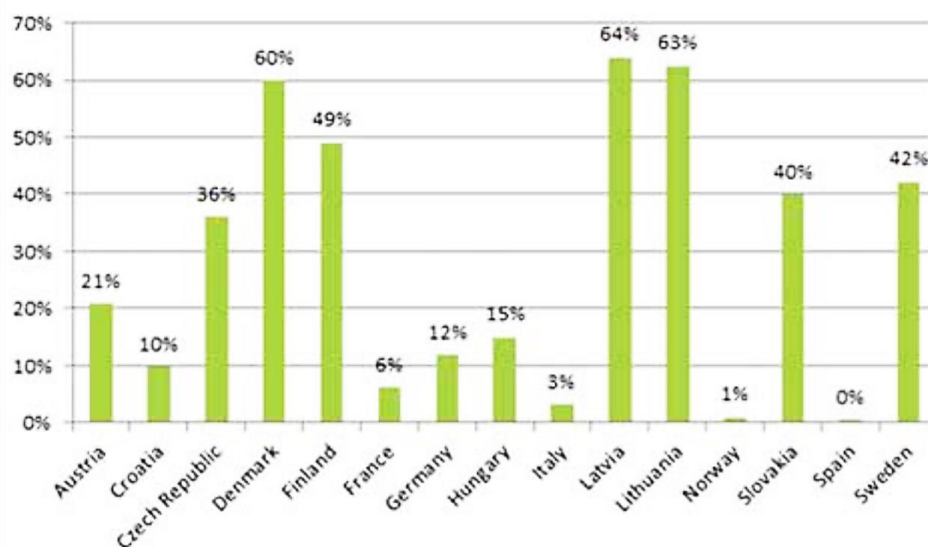


Figura A.2. Porcentaje de ciudadanos servidos por un sistema de DH en quince países europeos. ([34], 2012).

En la Unión Europea los sistemas de distrito se ven como una oportunidad para reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>, disminuir el consumo de energía primaria en el marco de las iniciativas Horizon 2020 y Horizon 2050 y ayudar a cumplir la Directiva 2012/27/EU Energy Efficiency Directive [29]. Por ello, ha apoyado proyectos como Ecoheatcool -[5], proyecto pionero en el análisis del mercado de la calefacción y refrigeración de distrito en Europa- , Heat Roadmap Europe -[6] que trata de desarrollar una estrategia de calefacción y refrigeración eficiente energéticamente y en términos de emisiones, mediante DHC y CHP- o E2District -[7] que trabaja en el diseño, operación y equipamiento del DHC en todo su ciclo de vida- entre otros.

El Marco Legal en el que se encuentran los sistemas de distrito en los países miembros está influenciado por la CHP Directive [8] y otras directivas y normas en materia de energías renovables que se nombran a continuación:

- Recomendación UE 2016/1318 sobre las directrices para promover los edificios de consumo de energía casi nulo.
- Directiva 2012/27/EU, relativa a la eficiencia energética.
- Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.
- Directiva 2009/125/CE, por la que se insta un marco para establecimiento de requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos relacionados con la energía.
- Directiva 2010/30/CE, relativa a la indicación del consumo de energía y otros recursos por parte de los productos relacionados con la energía, mediante el etiquetado y una información normalizada.
- Directiva 2004/8/EC, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía.
- ISO 26382:2010, Cogeneration systems.

### A 1.5 El sistema de distrito en España

A nivel nacional, la política de los estados debe ser capaz de incluir enfoques que favorezcan los ahorros energéticos en el uso final. Con la vista puesta en un nivel más alto, la expansión de las infraestructuras de generación y distribución de calor y la inclusión en el sistema del calor residual industrial serían puntos clave que una estrategia de apoyo a la calefacción y refrigeración de distrito debe incluir [35].

La implantación de grandes sistemas de distrito en España se ha retrasado con respecto al resto de Europa. La menor demanda térmica de calefacción en los países mediterráneos supone un menor nivel de consumo, que desemboca de manera directa en un aprovechamiento inferior de la producción de energía a gran escala y una menor rentabilidad del DHC. A este fenómeno hay que sumar la escasa colaboración público privada, clave para superar la barrera que supone la inversión inicial.

La Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío asociación -ADHAC- en colaboración con el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía -IDAE- elaboran desde 2011 un censo de redes de calor y frío existentes en España. Los sistemas de distrito existentes en España son de tamaño reducido y están concentrados en las comunidades de Cataluña [36] y Castilla y León. En términos de potencia instalada los líderes son Cataluña y Comunidad de Madrid con un 34,2% y un 23,6% respectivamente.

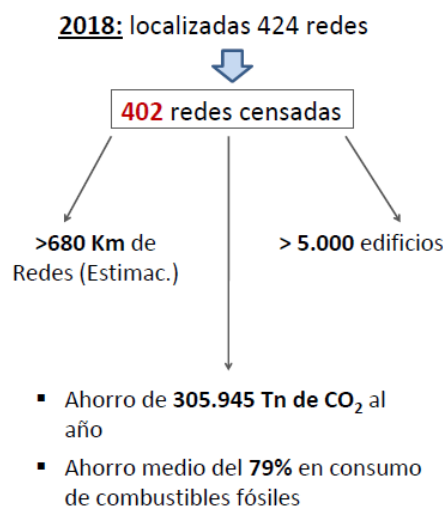


Figura A.3. Redes de calor y frío en España, según ADHAC [36].

De este censo se extrae información de gran valor [36]:

- La mayoría de las redes suministra únicamente calor, 363 de 402. 35 proporcionan tanto frío como calor y 4 proporcionan únicamente frío.
- En términos absolutos, la potencia instalada tiene como fin mayoritario el suministro de calor, 1.056 de 1.448 MW, un 73%.
- Las redes de calor y frío tienen la mayor potencia instalada (829 de 1.448 MW).
- Tanto en número de instalaciones como en potencia instalada el mayor porcentaje de clientes es el sector terciario, 68% y 45% respectivamente.

- El 72% de las redes censadas se abastece únicamente de fuentes de energía renovable, siendo la combustión de biomasa responsable de un 69%.
- En términos de potencia instalada, el 20% de esta tiene origen renovable.
- Las redes españolas son muchas en número, pero pequeñas en tamaño si se las compara con las europeas.

La figura A.4 organiza el porcentaje de redes y de potencia instalada en términos de titularidad (pública, privada y mixta).

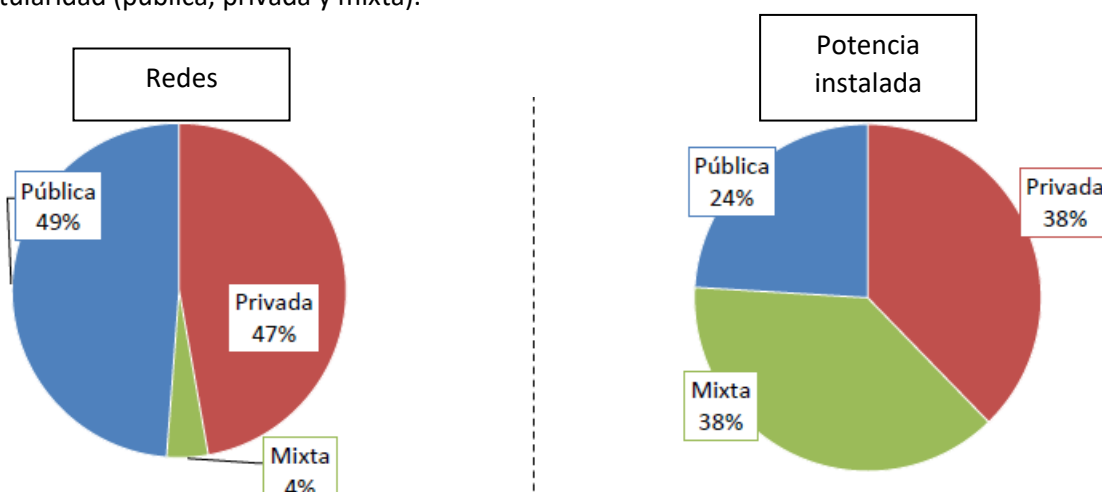


Figura A.4. Titularidad de las redes españolas [36].

La información que estos gráficos arrojan es muy valiosa en cuanto a cómo el carácter de la entidad titular de la red de distrito influye en su tamaño. En España, únicamente el 4% de las redes tienen una titularidad público-privada, pero a ella se debe el 38% de la potencia instalada. Esto es una muestra de que una inversión y gestión público-privada permite alcanzar mayores potencias instaladas, y por lo tanto mayores rendimientos y aprovechamientos de los factores de escala.

#### A 1.6 Ahorros energéticos y de CO<sub>2</sub> estimados por DHCs en funcionamiento

De acuerdo con ADHAC, se ahorraron 305.945 toneladas de CO<sub>2</sub> en el año 2018 gracias a las 402 redes censadas en España. Las mismas redes supusieron un ahorro medio del 79% en consumo de combustibles fósiles [36].

El estudio realizado por el proyecto Heat Roadmap Europe en España defiende que las emisiones de CO<sub>2</sub> en España podrían reducirse en un 83% para el año 2050 comparadas con 1990. Para llegar a esto, la calefacción de distrito debería crecer hasta cubrir entorno al 69% del mercado [36].

En Dinamarca, para el año 2018, la red de calor cubre el 46% de la demanda de calefacción de todo el país [8]. Proveniente en su mayoría de plantas de cogeneración, su combinación con el *district heating* ahorró en 2004 una cifra estimada entre 8 y 11 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> anuales [36].

En Corea del Sur existe el sistema de calefacción y refrigeración de distrito KDHC de DAEGU, cuya producción proviene de una planta de cogeneración anexa. En funcionamiento desde 1997, las nuevas políticas surcoreanas de promoción de la energía renovable han hecho que en los últimos años esta producción se acompañe de calor proveniente de la incineración de residuos y biogás. En diciembre de 2012 el sistema abastecía a 101.712 hogares. En 2011, el ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> se estimó en 86 millones de toneladas para todo el sistema CHP-DHC [38].

En la ciudad británica de Sheffield se encuentra una de las redes de calefacción más grandes y antiguos del Reino Unido. Provee de calor a unos 2.800 hogares y 140 edificios públicos y comerciales en la ciudad, y ahorra unas emisiones equivalentes a 21.000 toneladas de CO<sub>2</sub> [39].

## A.2 La bomba de calor en sistemas de calefacción y refrigeración de distrito.

La flexibilidad inherente a la calefacción/refrigeración de distrito ha llevado a que se integre durante el último siglo con equipos denominados “power-to-heat”. Ejemplos de estos equipos son los calentadores eléctricos y, mayoritariamente, las bombas de calor. La calefacción de distrito en Haby, Suecia, 1916, con bomba de calor y electricidad proveniente de una central hidroeléctrica, y los dos sistemas de distrito que utilizaban electricidad, igualmente, proveniente de una central hidroeléctrica en Munich, Alemania, en 1927, son los primeros casos en Europa [10]. Pese a su precocidad, este tipo de producción no tuvo un gran desarrollo hasta los años 80 del pasado siglo, a consecuencia de la inestabilidad en el suministro de petróleo.

A día de hoy, el uso de bombas de calor en sistemas de distrito es una de las tecnologías más prometedoras para alcanzar los objetivos 2020, 2030 y 2050 en materia de clima y energía de la UE [29].

El sistema de distrito puede estar basado en el power-to-heat desde dos perspectivas diferentes: generación de calor a gran escala en centrales con mucha potencia instalada o generación a escala individual con bombas de calor domésticas y agua para el balance distribuida mediante un anillo de condensación. Este último enfoque es que se está promoviendo en los sistemas de quinta generación [10].

Los beneficios medioambientales alcanzados dependen de cómo se produce la electricidad que alimenta las máquinas. Las fuentes de esta electricidad pueden variar con el tiempo para una misma planta productora, al tener el sistema la flexibilidad de amoldarse al mercado energético -por ejemplo, comprando electricidad a la red en un momento de bajo precio y almacenando la energía térmica producida- [10]. También permiten equilibrar las demandas de calor y frío en la red mediante inyecciones de energía por parte de los usuarios [11].

### A 2.1 Ciclos de compresión y absorción

La bomba de calor puede realizar un ciclo de compresión, de absorción o de adsorción de vapor, siendo el ciclo termodinámico que realiza distinto en cada caso. En esta revisión se consideran únicamente los dos primeros, por ser el tercero aún una tecnología en fase de investigación y poco implementable.



### Ciclo de compresión

Los sistemas de distrito con bombas de calor de este tipo toman energía de la red eléctrica o de un módulo propio de producción (fotovoltaica, eólica...) para hacer funcionar un compresor. El vapor comprimido de refrigerante pasa a un intercambiador de calor -condensador- donde, siempre que el ciclo sea subcrítico, condensa gracias al calor latente que cede al ambiente. El refrigerante líquido pierde presión en una válvula de expansión y llega a otro intercambiador de calor -evaporador- donde toma energía del ambiente -igual a su calor latente de vaporización- y llega al compresor en forma de vapor para reiniciar el ciclo [40].

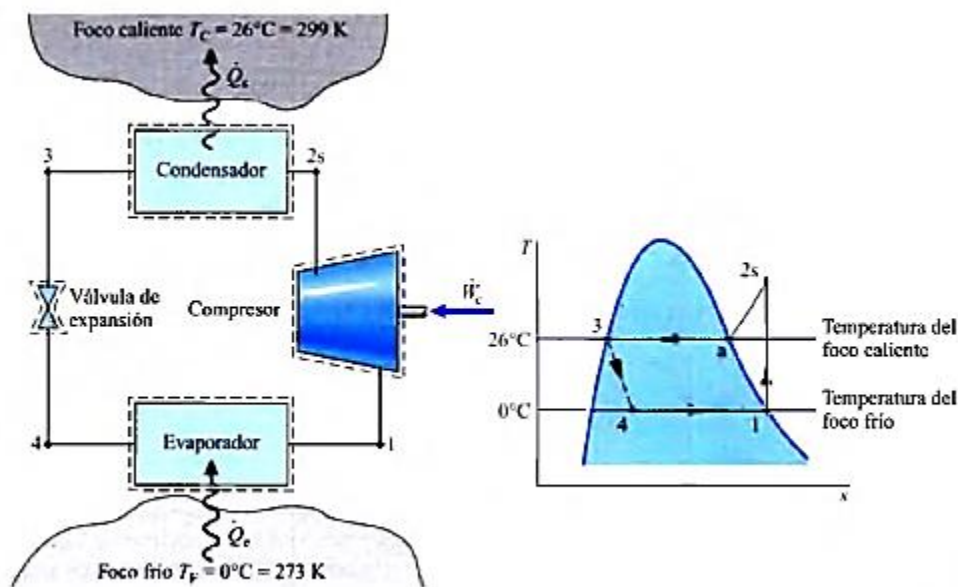


Figura A.5. Ciclo de compresión de vapor de una bomba de calor [40].

### Ciclo de absorción.

Estos equipos basan su funcionamiento en la absorción del refrigerante por una sustancia secundaria, llamada absorbente, para formar una solución líquida. Una bomba aumenta su presión hasta la presión del generador, lo que requiere una cantidad de trabajo significativamente menor que la de comprimir el vapor del refrigerante [40]. En el generador se produce una separación del refrigerante de la solución líquida. El primero, en forma de vapor, se dirige al condensador, dejando la denominada solución pobre -en refrigerante- en el generador, que llega al absorbedor tras pasar por una válvula de expansión. La presencia de esta solución pobre en el absorbedor es la fuerza motriz que dirige al vapor refrigerante hacia el mismo, donde es absorbido formando la solución rica. Esta solución rica se bomba de nuevo al generador.

Una contrapartida importante es que es necesario disponer de una fuente de calor para generar la solución rica en refrigerante. Para conseguir esta separación es necesario incluir equipos extra con respecto a la bomba de calor por ciclo de compresión, que sustituyen al compresor: generador, absorbedor, rectificador y bomba de impulsión [40].

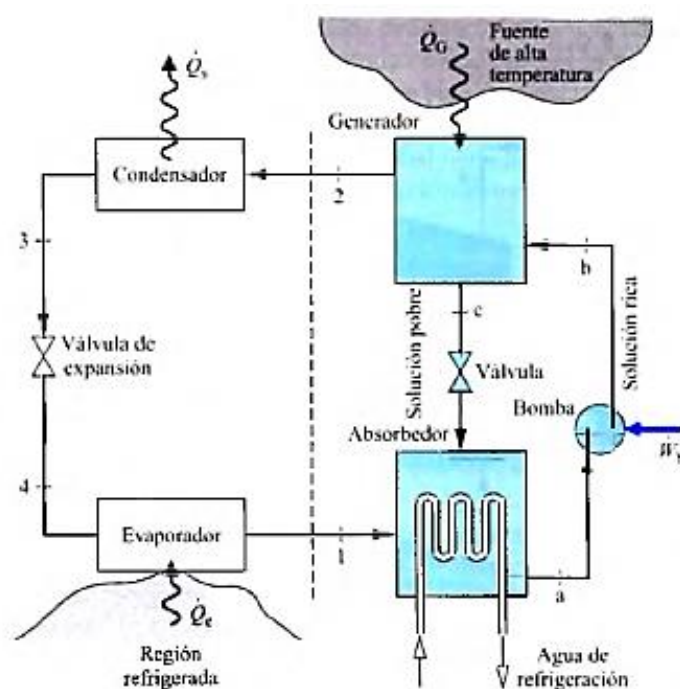


Figura A.6. Ciclo de absorción de vapor de una bomba de calor [40].

## A 2.2 Elección del tipo de máquina

Ambos conceptos de la bomba de calor tienen un gran potencial por su flexibilidad y su facilidad para integrar energías renovables en los sistemas de distrito. Con todo, existen diferencias en su modo de operar que son fundamentales para definir los escenarios idóneos de cada una de ellas.

Las bombas de ciclo de compresión funcionan con electricidad, por lo que una electricidad de la red barata es clave para la rentabilidad económica en la producción; para aprovechar todo el potencial descarbonizador, la electricidad consumida debe además provenir de fuentes renovables.

Otra fuente de suministro eléctrico para el compresor de estas bombas son los paneles fotovoltaicos y aerogeneradores in situ, instalados en la cubierta del edificio o en espacios aledaños. Combinar la producción in situ con el almacenamiento en baterías es clave en el concepto de *nearly zero-emission buildings* -edificios de emisiones casi nulas- promovidos por la Unión Europea en la Directiva 2010/31/EU [41].

Las bombas de calor por ciclo de absorción no consumen apenas electricidad sino energía térmica. El máximo aprovechamiento de este tipo de máquinas se da cuando esta energía térmica es de bajo grado, por lo que un emplazamiento en el que abunde energía geotérmica accesible es idóneo. Dado lo infrecuente que son estas localizaciones, las máquinas de absorción más comunes se basan en la combustión de pellets con el apoyo de quemadores de gas, por lo que se benefician de un bajo precio del gas/pellets. También es posible la generación de agua caliente para el generador mediante captadores térmicos solares.

### A 2.3 Factores de influencia en la eficiencia de la bomba de calor por ciclo de compresión

La correcta selección del tipo de máquina que va a producir la energía térmica es fundamental para un desempeño satisfactorio del sistema de distrito. Del mismo modo, que esta emplee una menor cantidad de energía para suplir una determinada demanda es un factor clave en la justificación de la existencia del sistema de distrito, ya que permitirá explotar al máximo el potencial de ahorro de energía primaria.

De cara a obtener la máxima eficiencia de la bomba de calor deben tenerse en cuenta aspectos tanto en la fase de diseño como en su operación.

#### A 2.3.1 Factores de diseño

Las decisiones sobre el diseño se realizan en el momento de la concepción de la bomba de calor y no pueden ser alterados a posteriori. Entrarían aquí circunstancias como la aerodinámica del compresor, la selección del motor eléctrico y de los rodamientos.

La primera de ellas es el factor más influyente. En el caso de los compresores centrífugos el diseño de los álabes y los conductos por los que fluye el refrigerante definen la velocidad de este, y por lo tanto su energía cinética. Esto es importante porque cuando el refrigerante alcanza el difusor, transforma su energía cinética en presión estática. Este incremento de presión es lo que lleva al gas refrigerante a cambiar de fase -y por lo tanto, a provocar una transferencia de energía- en el condensador, por lo que es importante que el compresor cumpla esta tarea de manera eficiente [42].

Acoplado al compresor se encuentra el motor eléctrico, encargado de transformar la energía de la red eléctrica en el movimiento de aquel. La decisión principal a su respecto es la elección entre motores de inducción y de imanes permanentes.

El motor más habitual que en la actualidad montan las bombas de calor condensadas por agua es el de inducción. Su eficiencia abarca un rango aproximado del 88% al 95%, menor que la de los motores de imanes permanentes, pero también de menor precio. En los motores de imanes permanentes son éstos los que generan el campo magnético en el estátor y el rotor gira a la misma velocidad que él. En el motor de inducción, es entorno al 98% de esta velocidad [42].

Los rodamientos permiten, o no, que todos los componentes giren a la velocidad debida, y por lo tanto que el compresor pueda acelerar el refrigerante a la velocidad necesaria. Esta velocidad de rotación es importante en la selección del tipo de rodamiento, ya que no todos son aptos para todas las velocidades. Los refrigerantes de alta presión necesitarán una velocidad de rotación mayor que los refrigerantes de baja presión, por lo que puede ser necesario utilizar rodamientos magnéticos o de lámina de aire. Con todo, menos del 1% de la eficiencia de la bomba de calor depende de la elección del tipo de rodamientos. Más allá de ello, la elección del tipo de rodamientos es importante para reducir las averías y el mantenimiento de estos, ya que, para ciertos tipos, la vida útil se reduce de manera importante a velocidades superiores a 20.000 rpm [41].

### A 2.3.2 Factores de operación

Por factores de operación se entienden aquellas condiciones de trabajo de la bomba de calor que pueden ser alteradas en función del objetivo que se quiere alcanzar. Pertenecen a esta categoría el refrigerante utilizado, las temperaturas de evaporación y condensación y el nivel de carga del compresor.

Respecto al primero de ellos, un refrigerante de baja presión -como el R 123- ofrece, por ejemplo, mayores eficiencias en la máquina que uno de media presión -como el R410- [43].

No.	Refrigerant Chemical Name or Composition (% by mass)	Evaporator Pressure, MPa	Condenser Pressure, MPa	Compression Ratio	Net Refrigerating Effect, kJ/kg	Refrigerant Circulated, g/s	Liquid Circulated, L/s	Specific Volume of Suction Gas, m <sup>3</sup> /kg	Compressor Displacement, L/s	Power Consumption, kW	Coefficient of Performance	Compressor Discharge Temp., °C
<i>Evaporator -31.7°C/Condenser 30°C</i>												
744	Carbon dioxide	1.349	7.213	5.35	132.1	7.57	0.0128	0.0285	0.2160	0.5892	1.698	91.3
170	Ethane	1.012	4.655	4.6	153.6	6.51	0.0236	0.0548	0.3567	0.5947	1.681	57.9
1270	Propylene	0.199	1.305	6.57	269.1	3.72	0.0075	0.2266	0.8422	0.3471	2.88	49.1
507A	R-125/143a (50/50)	0.199	1.460	7.34	101.1	9.89	0.0097	0.0949	0.9360	0.3887	2.573	38.1
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	0.190	1.421	7.46	104.9	9.54	0.0093	0.1005	0.9565	0.3853	2.595	38.9
502	R-22/115 (48.8/51.2)	0.183	1.304	7.14	97.8	10.22	0.0086	0.0924	0.9470	0.3651	2.739	41.3
22	Chlorodifluoromethane	0.152	1.192	7.81	155.3	6.44	0.0055	0.1448	0.9326	0.3369	2.967	65.4
717	Ammonia	0.110	1.167	10.61	1079.1	0.93	0.0016	1.0425	0.9643	0.3327	3.007	140.9
<i>Evaporator -6.7°C/Condenser 30°C</i>												
744	Carbon dioxide	2.909	7.213	2.48	129.5	7.72	0.0130	0.0127	0.0977	0.2845	3.514	61.3
170	Ethane	2.024	4.655	2.3	163.1	6.13	0.0222	0.0263	0.1612	0.2786	3.588	46.6
32	Difluoromethane	0.653	1.928	2.95	258.6	3.87	0.0041	0.0563	0.2178	0.1690	5.924	59.7
410A	R-32/125 (50/50)	0.643	1.886	2.94	170.9	5.85	0.0057	0.0406	0.2381	0.1728	5.78	46.6
507A	R-125/143a (50/50)	0.503	1.460	2.9	114.9	8.70	0.0085	0.0385	0.3349	0.1798	5.564	34.2
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	0.486	1.421	2.92	118.8	8.42	0.0083	0.0405	0.3410	0.1785	5.598	34.6
1270	Propylene	0.476	1.305	2.74	294.4	3.40	0.0068	0.0986	0.3359	0.1675	5.975	39.3
502	R-22/115 (48.8/51.2)	0.457	1.304	2.86	109.5	9.13	0.0077	0.0386	0.3527	0.1724	5.799	35.4
22	Chlorodifluoromethane	0.399	1.192	2.99	165.9	6.03	0.0051	0.0584	0.3520	0.1637	6.105	47.8
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	0.396	1.267	3.19	167.1	5.98	0.0053	0.0588	0.3518	0.1686	5.93	43.9
290	Propane	0.385	1.079	2.8	288.6	3.47	0.0072	0.1180	0.4093	0.1669	5.987	34.9
717	Ammonia	0.332	1.167	3.51	1113.0	0.90	0.0015	0.3689	0.3313	0.1599	6.254	82.1
1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoropropene*	0.250	0.783	3.13	120.5	8.30	0.0077	0.0718	0.5954	0.1715	5.835	30.0
134a	Tetrafluoroethane	0.228	0.770	3.37	153.0	6.54	0.0055	0.0880	0.5745	0.1650	6.063	34.8
1234ze(E)	trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene*	0.168	0.578	3.44	139.6	7.16	0.0063	0.1086	0.7798	0.1658	6.03	30.0
600a	Isobutane*	0.123	0.405	3.29	278.0	3.60	0.0066	0.2984	1.0723	0.1620	6.171	30.0

Figura A.7. Propiedades de algunos refrigerantes. Fuente: ASHRAE [43].

En relación con el gasto másico, la temperatura de vaporización influye directamente sobre el efecto refrigerante por unidad de masa que circula y sobre el caudal másico circulante, pues afecta a la densidad del vapor aspirado por el compresor. Si esta temperatura aumenta, aumenta la presión tanto en el evaporador como en la aspiración del compresor, aumentando la densidad del vapor aspirado, por lo que aumenta el caudal de refrigerante y el efecto refrigerador [42]. Además, este aumento de la densidad hace disminuir la relación de compresión, lo que aumenta el rendimiento volumétrico [42]. El rendimiento de Carnot también aumenta, ya que una menor diferencia de temperatura entre los focos reduce el trabajo del ciclo.

A la regulación del nivel de carga de la bomba de calor se le dedica un apartado más adelante.

#### A.2.4 Mercado actual de bomba de calor de gran potencia

La oferta de bombas de calor certificadas, con potencias superior a 100 kW y accionadas eléctricamente se encuentra recopilada por Eurovent en el programa Liquid Chilling Packages and Heat Pumps (LCP-HP) [14].

De él se extrae la siguiente información:

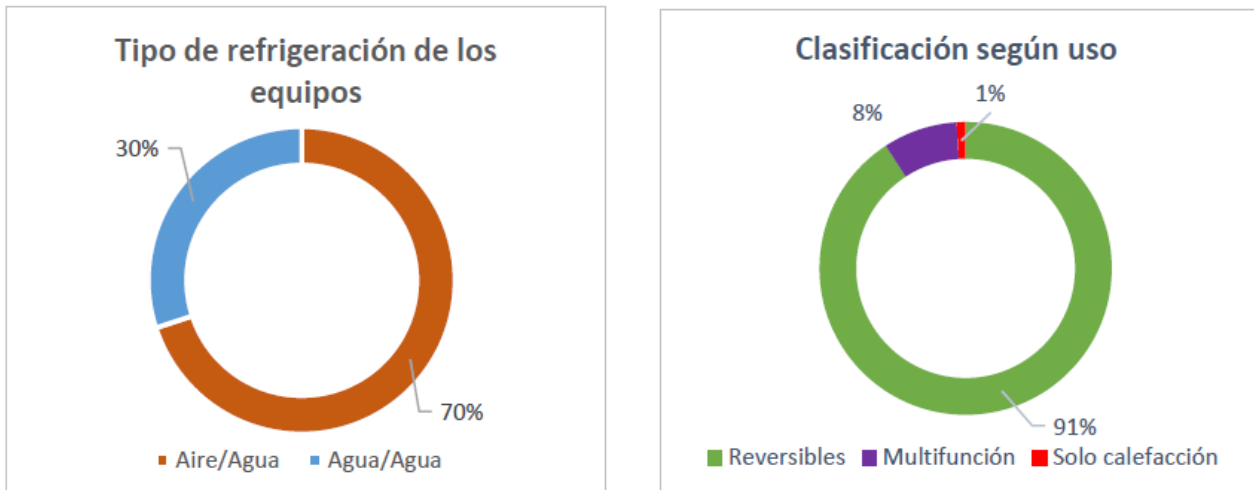


Figura A.8. Tipo de las máquinas y clasificación según su uso [14].

Los catálogos de los que se nutre el programa de Eurovent cuentan con una mayoría de equipos Aire/Agua, que suponen el 70%. El 30% restante corresponde a las bombas de calor agua/agua. La práctica totalidad es máquina reversible, habiendo un 1% de máquinas que solo funcionan en modo calefacción. Del 99% restante, el 91% corresponde a máquinas reversibles -pueden funcionar en modo frío o calor, pero no en ambos simultáneamente- y el 8% a máquinas multifunción a 4 tubos, que pueden suministrar frío y calor simultáneamente.

A partir de la base de datos de Eurovent, Santiago Palos Andreu (2018) [14] confecciona una serie de gráficos para distintas condiciones de ensayo de las máquinas disponibles. En la figura A.7, que corresponde a una temperatura de ensayo de 45 °C, ordena las bombas de calor según su coeficiente de operación en calefacción nominal -eje vertical- y su potencia térmica nominal -eje horizontal, en kW- discriminadas por tipos y medios de captación del calor.

Las bombas de calor forman dos grupos claramente separados y diferenciados. Las máquinas agua/agua poseen rendimientos nominales más altos en todo el rango de potencias, además de llegar a potencias nominales más elevadas.

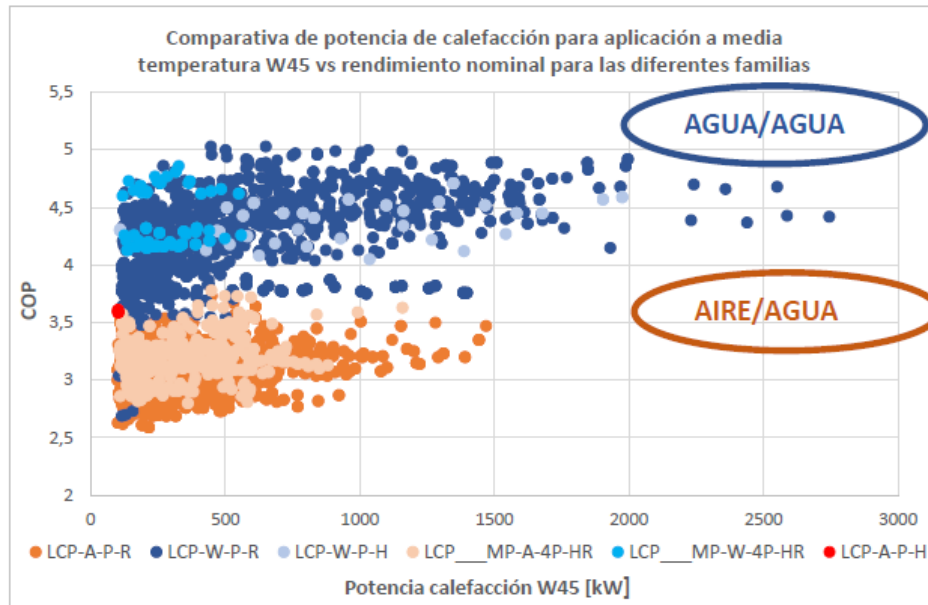


Figura A.9. Rendimiento nominal para modo calefacción de las familias incluidas en la base de datos de Eurovent [14].

Donde:

- W45: Temperatura de certificación de aplicaciones a media temperatura (45 °C).
- LCP-HP/A/P/R: Chiller or heat pump/ Air cooled/ Packaged/ Reverse cycle.
- LCP-HP/A/P/H: Heating-only heat pump/ Air cooled/ Packaged/ Heating only.
- MP/A/4P/HR: Multi- Purpose units/ Air cooled/ 4 pipes/ Heat recovery mode.
- LCP/W/P/R: Chiller or heat pump/ Water cooled/ Packaged/ Reverse cycle.
- LCP-HP/W/P/H: Heating-only heat pump/ Water cooled/ Packaged/ Heating only.
- MP/W/4P/HR: Multi- Purpose units/ Water cooled/ 4 pipes/ Heat recovery mode.

Los refrigerantes más usados son el R-410A (75% de las máquinas catalogadas), el R-134a (22%), el R-1234ze (2%) y el R-407C (1%).

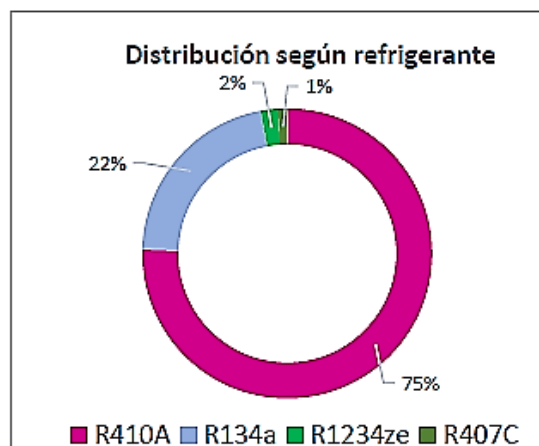


Figura A.10. Refrigerantes usados en bombas de calor según potencia en base a datos Eurovent (2018, [14]).

Los rangos de potencia de las bombas de calor catalogadas según el refrigerante que utilizan se muestran en la figura A.9 [14].

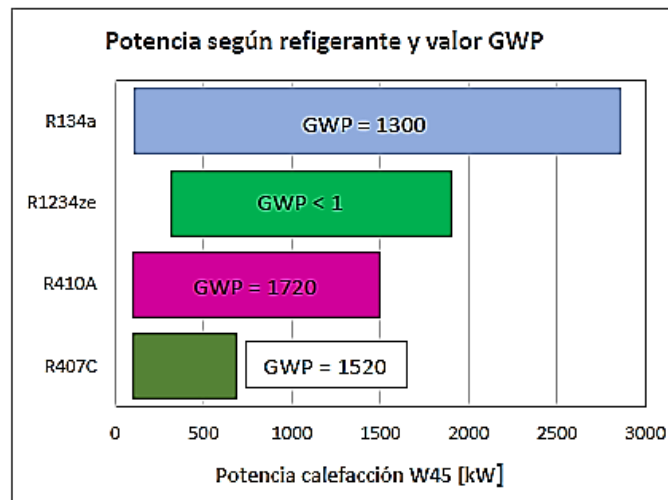


Figura A.11. Distribución del uso de refrigerantes en bombas de calor para rango de potencias comprendido entre 100 y 2700 kW en base a datos Eurovent [14].

Donde GWP es el potencial de calentamiento global, una medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia, CO<sub>2</sub> en este caso [44].

En función de este índice -y, cada vez más, también del TEWI (impacto total equivalente de calentamiento que tiene en cuenta efectos directos e indirectos)- la Unión Europea acordó la retirada del mercado de los hidrofluorocarburos de alto GWP. En su lugar, se promueve la utilización de refrigerantes naturales como el NH<sub>3</sub>, el CO<sub>2</sub>, el isobutano y el propano, las hidrofluorolefinas y los hidrofluorocarburos de bajo GWP [45].

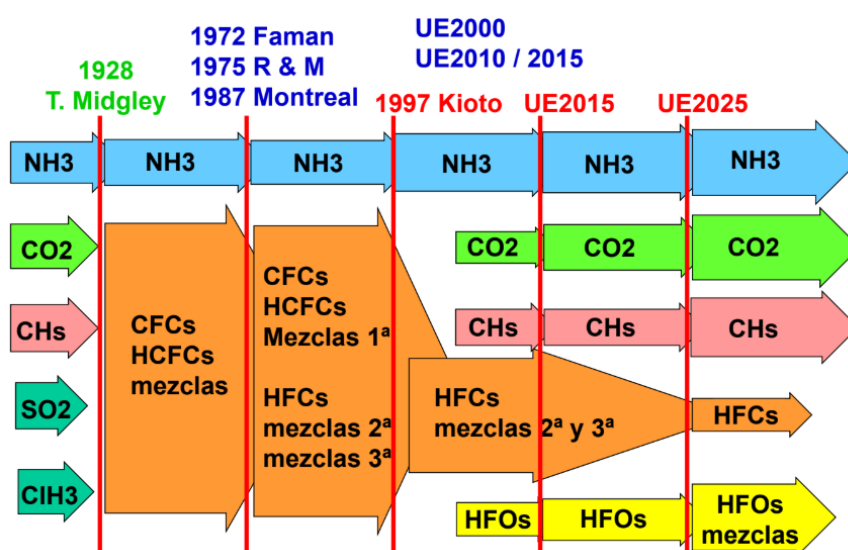


Figura A.12. Calendario de futuras prohibiciones de refrigerantes.

José Fernández Seara, sesión plenaria CYTEF 2018 [45].



La siguiente imagen, elaborada por Santiago Palos Andreu, sintetiza la información referente a los refrigerantes más usados en la actualidad.

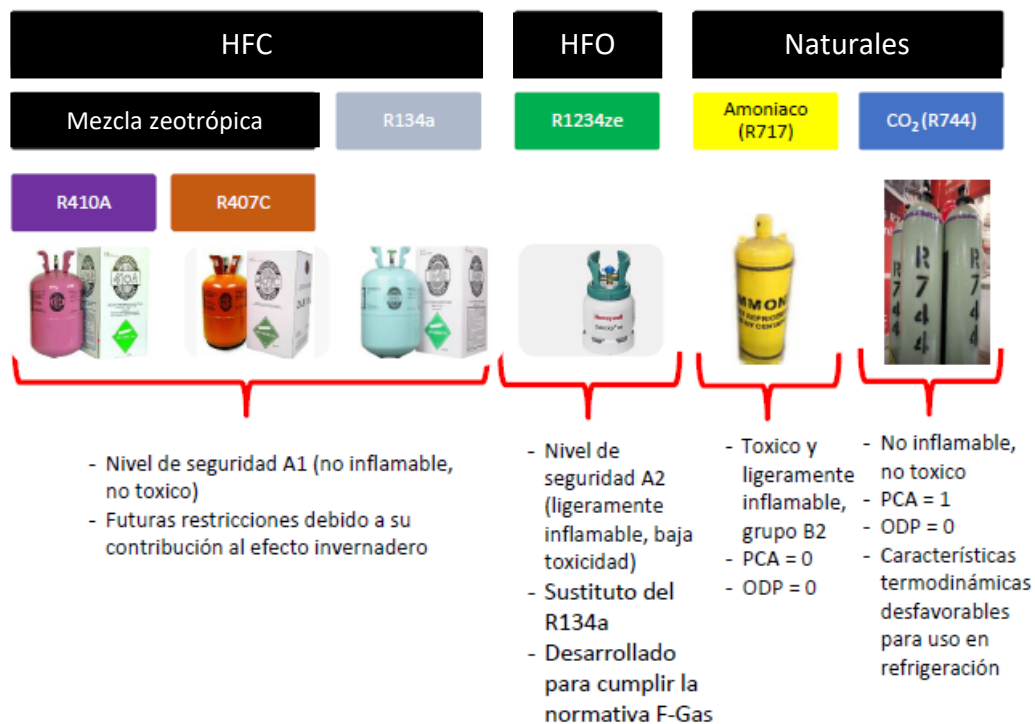


Figura A.13. Refrigerantes usados en bombas de calor y características principales.

Santiago Palos Andreu, 2018 [14].

En una revisión del tipo de compresores utilizados en bombas de calor de gran potencia de los catálogos de York, Sabroe, Climaveneta, Ciat, Carrier, Trane, Frioherm, CRS y TEK0, Santiago Palos elabora el siguiente gráfico. En él quedan reflejados los rangos de potencia térmica de la bomba de calor para cada tipo de compresor, y pone de manifiesto la superioridad de los compresores centrífugos y de tornillo en términos de potencia disponible.

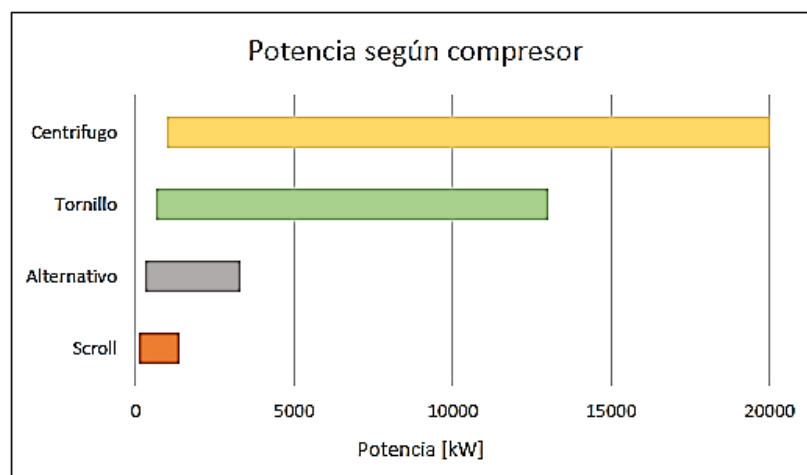


Figura A.14. Tipos de compresor usado según potencia. Santiago Palos Andreu (2018, [14]).



Por último, el gráfico de la figura A.13 relaciona la potencia de calefacción a temperatura de ensayo de 45 °C con el coeficiente de operación para las de máquinas agua/agua de mayor rendimiento de cada fabricante [14].

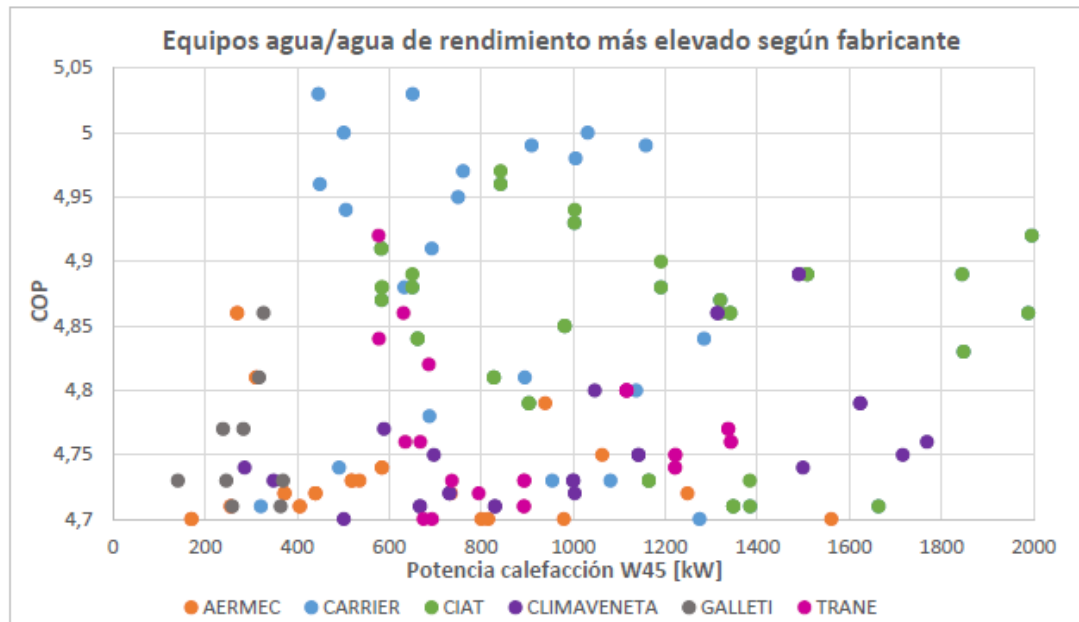


Figura A.15. Bombas de calor agua/agua por fabricante. Santiago Palos Andreu (2018, [14]).

De él se extrae de manera clara -para este caso de estudio- que las mayores eficiencias de las máquinas estudiadas son las bombas de calor del fabricante CARRIER, que es el único que sobrepasa el COP 5. En cuanto a rango de potencia, CIAT es el único fabricante que sobrepasa los 1.800 kW, llegando a los 2.000 kW.

### A.3 Regulación y control de la bomba de calor

La potencia servida en cada momento por cada elemento del sistema de producción y la adecuación de ésta a la demanda es clave en los sistemas de poligeneración. Un control correcto debe priorizar el suministro proveniente de energías renovables y tener en cuenta las emisiones de CO<sub>2</sub> y costes económicos asociados a cada equipo de producción.

A nivel de máquina, hay labor investigativa centrada en si ésta debe poder modular la potencia entregada y funcionar el mayor tiempo posible en el nivel de carga de mayor eficiencia energética, pudiendo ceder energía a un módulo de almacenamiento -el cual tiene pérdidas- si la demanda es demasiado baja. En los momentos en los que ésta crezca por encima del nivel de producción óptimo en términos de eficiencia, el sistema podrá obtener la energía restante de lo almacenado previamente, de la entrada de más bombas de calor -al mismo nivel de carga- en una estrategia de regulación en cascada o de un aumento de la producción térmica de cada bomba de calor en funcionamiento.

Una operación lo más lisa posible del sistema de distrito reducirá la necesidad de calderas para cubrir picos de demanda -con el consiguiente ahorro de inversión-, facilita la expansión de la red -al reducir la sensibilidad a los picos de consumo- y dota de seguridad al suministro ante la variación de la demanda [12]. Para conseguirlo, puede actuarse sobre la operación del compresor y de los intercambiadores de calor.

### A 3.1 Actuaciones sobre el compresor

Variando la velocidad de rotación del compresor se altera la energía eléctrica consumida y la energía térmica producida. Esta variación no es lineal, pudiéndose dar situaciones de carga parcial del compresor con mayor y menor COP del nominal -ver figura A.14-.

El comportamiento energético de la bomba de calor se deteriora principalmente durante el encendido, incrementándose si los ciclos de funcionamiento son cortos. Se concluye en [46] que un mínimo de 20 minutos de funcionamiento del compresor es necesario para reducir esta degradación [46].

ATECYR recopila en su volumen Fundamentos de Refrigeración [15] una serie de estrategias de funcionamiento en carga parcial del compresor de una bomba de calor.

#### *Regulación todo-nada*

La regulación todo-nada es una estrategia simple utilizada normalmente en aplicaciones de baja potencia. Con un ahorro energético más pobre que otras estrategias, basa su funcionamiento en el encendido y apagado del compresor mediante un actuador y un termostato, que se dispara cuando la temperatura del local llega a un determinado valor [15].

#### *Regulación discontinua*

En sistemas que dispongan de más de un compresor puede utilizarse la regulación todo-nada para poner en servicio y desconectar los compresores en función de la demanda. Cuando la carga de la instalación aumenta, se alcanza una presión más alta. A esta presión el compresor siguiente se une en serie a los que ya están en funcionamiento, aumentando la producción de manera escalonada. Cuando la demanda desciende, lo hace también la carga de la instalación y la presión, lo que lleva al presostato a desconectar los compresores también de manera escalonada [15].

En la figura A.14 [46] se ilustra la evolución de la eficiencia a carga parcial en función del ratio de carga para tres bombas de calor agua-agua de distintos fabricantes y potencias con regulación discontinua. La máquina cuya eficiencia más depende del nivel de carga es la bomba de calor de York, de 2.777 kW. Este COP está por encima del nominal en un 45% cuando el ratio de carga parcial es de 0,3, sin apenas variación hasta un ratio de 0,4. A partir de ese punto, el COP se reduce de manera lineal hasta el punto nominal.

La bomba de calor de Trane, de 2.184 kW, presenta un comportamiento muy diferente, y no se da en ella una variación del COP mucho mayor al 10%. El máximo COP se da con un ratio de carga del 50%, aunque, como se puede ver, su diferencia entre los ratios 0.4 y 0.6 es muy pequeña.

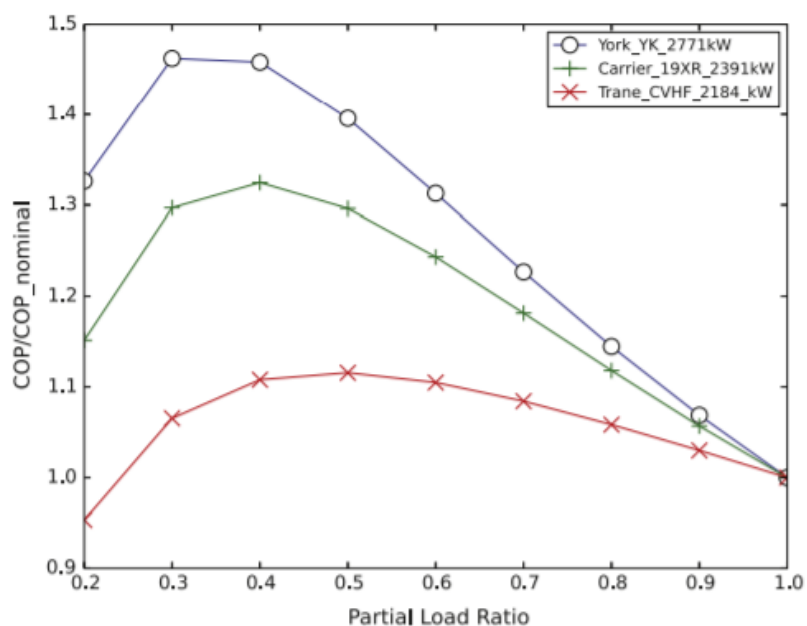


Figura A.16. Evolución del rendimiento a carga parcial en función del ratio de carga [47].

#### *Regulación discontinua. Actuación sobre el número de cilindros “z”.*

Caso similar al anterior. En un único compresor alternativo, la regulación discontinua puede conectar o desconectar escalonadamente los cilindros que lo componen [15].

#### *Actuación sobre el rendimiento volumétrico.*

También implementable únicamente en compresores alternativos. La reducción del rendimiento volumétrico mediante la ampliación del espacio muerto del cilindro provoca la reducción de la capacidad frigorífica y de la potencia consumida [15].

#### *Actuación sobre el régimen de giro “N”. Variadores de frecuencia.*

La variación de la velocidad de rotación del motor que acciona el compresor disminuye el caudal de refrigerante trasegado por este al tiempo que disminuye el consumo eléctrico [15].

### A 3.2 Actuaciones sobre los ventiladores de los intercambiadores de calor

Al reducirse la velocidad de rotación del compresor se reduce el flujo másico de refrigerante. Esto supone que al pasar por el condensador y el evaporador es necesario un intercambio menor con el medio para producir el cambio de fase, por lo que los ventiladores pueden girar a una menor velocidad -o reducir secuencialmente el número de ventiladores en funcionamiento- y aun así completarse dicho cambio. El número óptimo de ventiladores será el menor que permita condensar todo el flujo de refrigerante. Esto reducirá la energía eléctrica consumida por la bomba de calor y mejorará su eficiencia [48].

Se estima que mediante la optimización del número de ventiladores del condensador en funcionamiento se ahorrarían una media de 6,69, 5,61 y 4,75 GWh/año y 6,0264, 5,0544 y 4,27 ton/año de CO<sub>2</sub> en las enfriadoras usadas por [47] para estudiar este comportamiento -de 703, 1.266 y 1.758 kW de potencia térmica, respectivamente-. El periodo de funcionamiento considerado es una temporada de refrigeración de 4 meses y 12 horas diarias -1440 horas-. En el funcionamiento de 1440 horas anuales a régimen nominal, estas bombas consumirían 1.406, 2.532 y 3.516 GWh, por lo que los ahorros energéticos de esta actuación serían del 0,475%, 0,221% y 0.135%.

### A 3.3 Lo que queda por hacer

La conveniencia de la operación a carga parcial debe estudiarse específicamente para cada caso, no siendo siempre una opción ventajosa. Decidir la estrategia de operación de un sistema de producción de energía térmica requiere de la orientación de modelos y simulaciones. La concepción y programación de estos es compleja dada la elevada cantidad de variables involucradas y la incertidumbre que acompaña su estimación, y por ello resultan en la obtención de valores de consumo que pueden discrepar grandemente de los valores reales. No debe dársele, por tanto, un papel distinto al de la comparación de tipologías en la fase de diseño, para lo cual tienen una gran utilidad [49].

Algunos ejemplos de estas dificultades al modelar son recogidas en el ASHRAE Journal de mayo de 2016 [49]:

- Aislamiento térmico en mal estado, causante de fugas de calor.
- Compuertas indebidamente abiertas y generadoras de infiltraciones.
- Ventiladores de extracción funcionando cuando las rejillas están cerradas o durante la noche.
- Calidad del aire interior por debajo de la norma.
- Cambios realizados por el operador del edificio.
- Filtros de aire sucios que no permiten el trasiego adecuado de aire.
- Aparatos de medida mal calibrados.

Todas estas comprobaciones requieren de una cantidad de tiempo y dinero considerable, pero la realización de auditorías energéticas con regularidad ayuda a minimizar estas condiciones. También son cruciales la colaboración y sinceridad del operador del edificio en cuanto a alteraciones que haya podido ejecutar en el mismo.

Cuando el edificio está en servicio y se dispone de los datos de consumo reales el modelo puede ser corregido de manera que se acerque más al comportamiento real. De esta manera el modelo podría cumplir su tarea con mayor rigor y servir, por ejemplo, a los estudios de rentabilidad o viabilidad económica de reformas y nuevas acciones sobre el edificio.

Igualmente, sería un modelo más honesto a la hora de realizar las certificaciones energéticas que aparecen en las legislaciones derivadas de la Directiva 2002/91/EC relativa a la eficiencia energética de los edificios -en España, definidas por el Real Decreto 235/2013 del 5 de abril [48]-. De no realizar correcciones a posteriori el modelo puede quedar muy alejado del comportamiento real. Esto quedó ejemplificado en -entre otros muchos- un estudio llevado a cabo en 21 edificios de la Universidad de Zaragoza, donde el empleo de la herramienta HULC -obligatoria en España para certificación energética- obtuvo discrepancias de entre el 5% y el 86% entre los resultados de la simulación y los consumos reales [50].

## Anexo B: Funcionamiento a carga parcial de 14 máquinas de compresión de vapor del fabricante CARRIER.

10 enfriadoras y 4 bombas de calor.

Rango de potencias térmicas de 200 a 2000 kW.

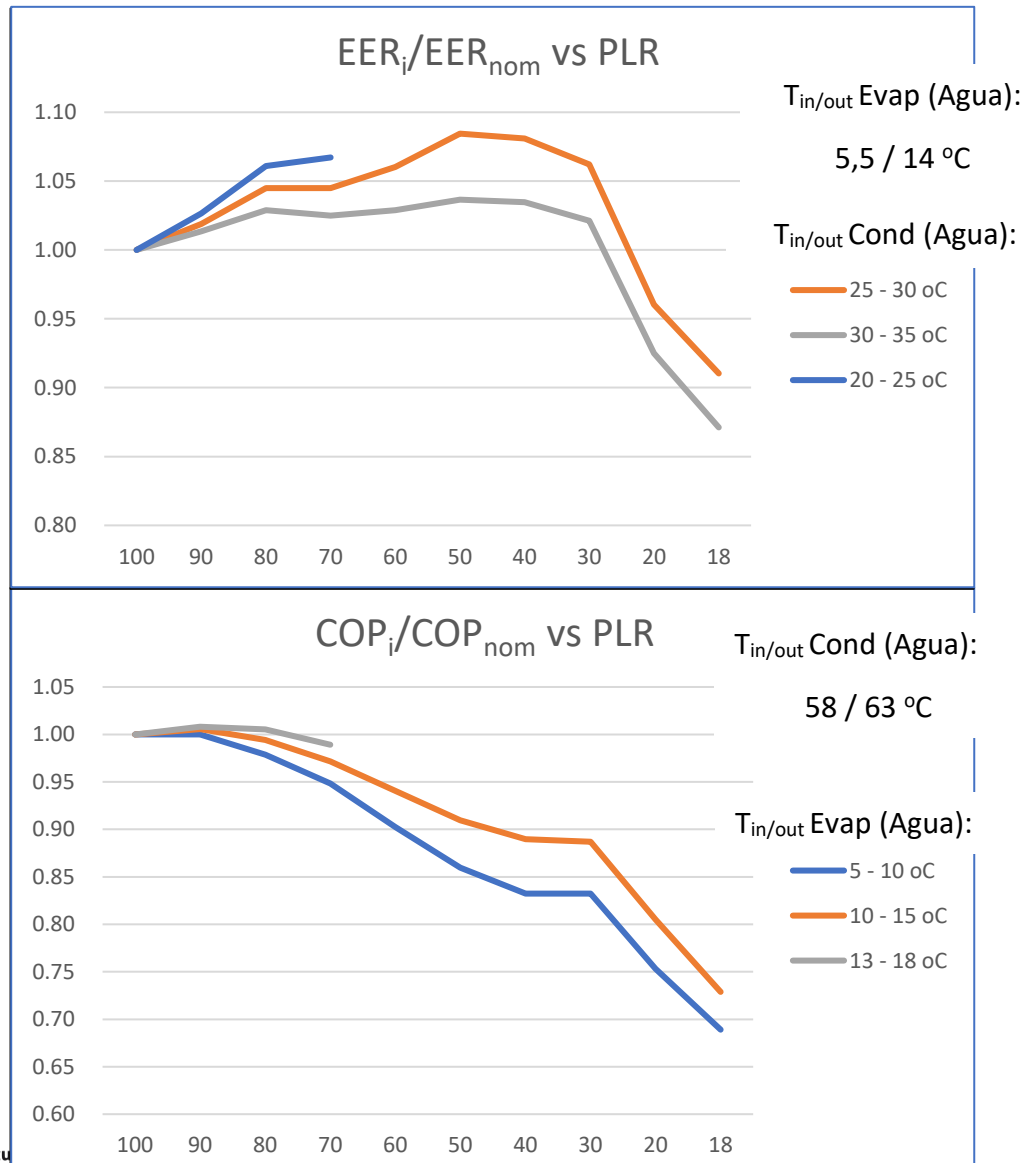
13 máquinas con compresor de tornillo y 1 con compresor Scroll.

13 máquinas agua-agua y 1 agua-aire (nº 13).

Refrigerantes R410A (1), R134a (7) y R1234ze (6).

Eje x: PLR, *Partial Load Ratio*. % de potencia térmica respecto a condiciones nominales.

# 1 - Bomba de calor Máquina 1



**Potencia nominal (kW):** 1205 (frio) / 1665 (Calor)

**EER<sub>nom</sub>:** 5,80 / 5,2 **COP<sub>nom</sub>:** 3,54 / 3,28

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** Mecánica mediante válvula corredera

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica

**Refrigerante:** R-134a

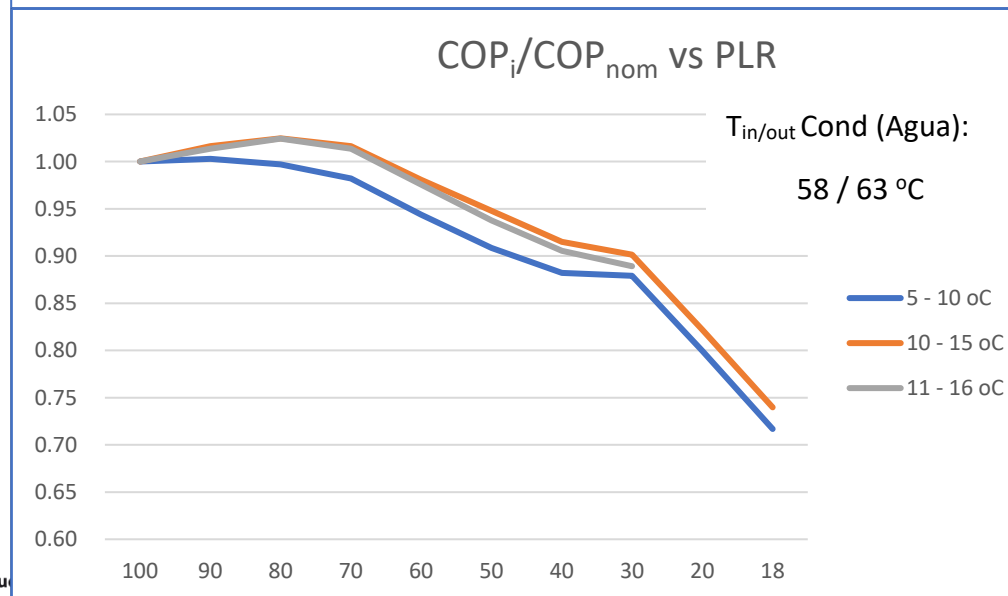
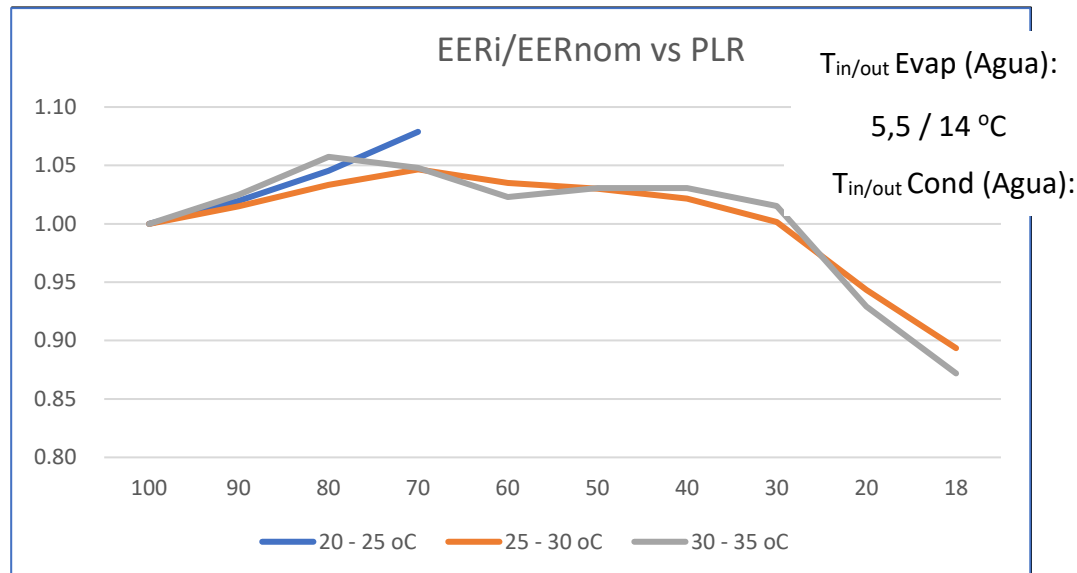
**25 – 30 °C:** Máx. EER: 6,29 (+8%) FCP: 50 %

**30 – 35 °C:** Máx. EER: 5,39 (+4%) FCP: 50 %

**5 – 10 °C:** Máx. COP: 3,28 (+0%) FCP: 100 %

**10 – 15 °C:** Máx. COP: 3,54 (+0%) FCP: 100 %

## 2 - Bomba de calor Máquina 2



**Potencia nominal (kW):** 1645 (frio) / 2093 (Calor)

**EER<sub>nom</sub>:** 6,01 / 5,23 **COP<sub>nom</sub>:** 3,65 / 3,39

**Compresor:** Tornillo.

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-134a.

**25 – 30 °C:** Máx. EER: 6,29 (+5%) FCP: 70 %

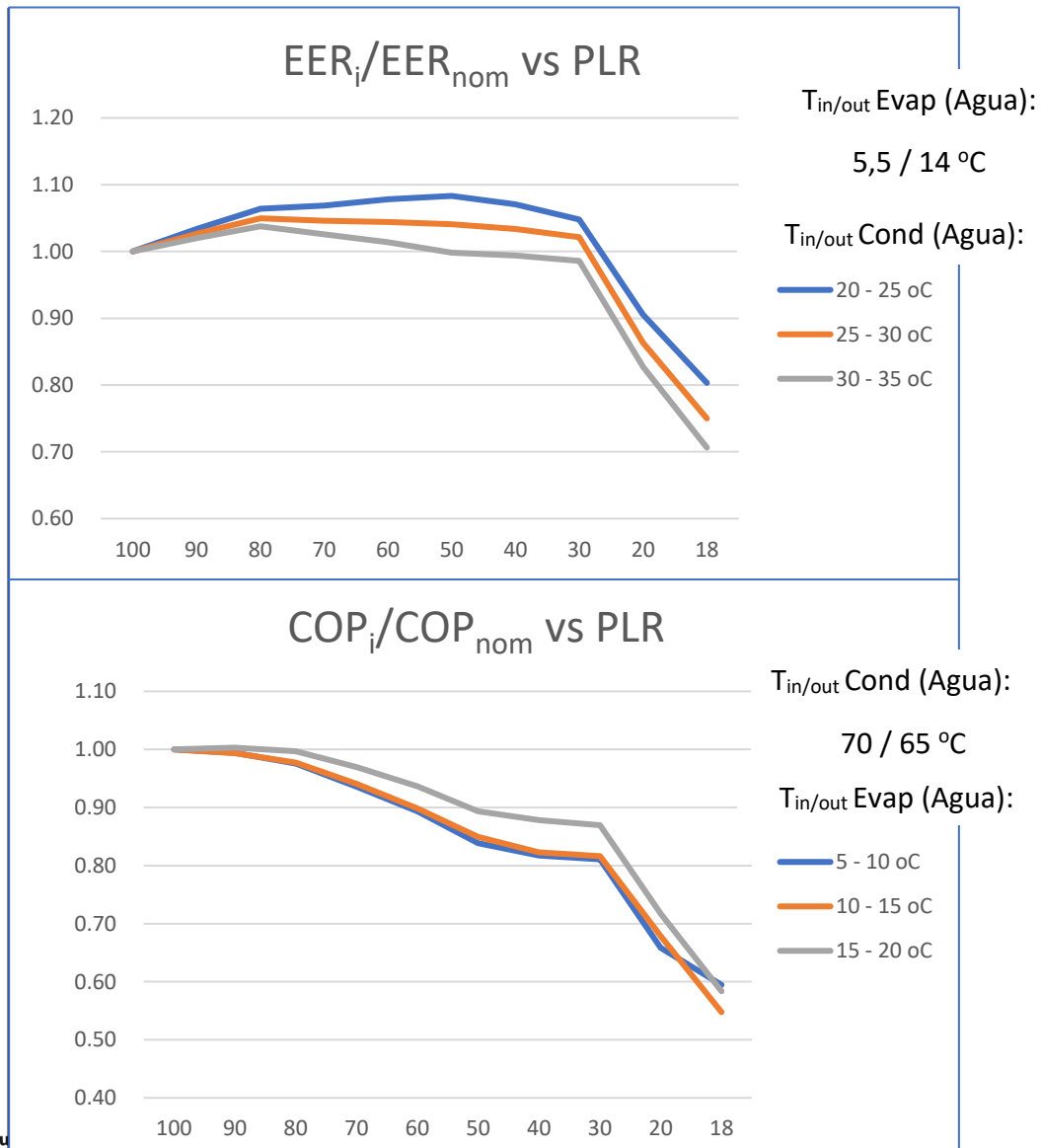
**30 – 35 °C:** Máx. EER: 5,53 (+6%) FCP: 80 %

**5 – 10 °C:** Máx. COP: 3,39 (+0%) FCP: 100 %

**10 – 15 °C:** Máx. COP: 3,74 (+2%) FCP: 80 %



### 3 - Bomba de calor Máquina 3



**Potencia nominal (kW):** 1024 (frio) / 1279 (Calor)

**EER<sub>nom</sub>:** 6,25/5,64/5,04 **COP<sub>nom</sub>:** 3,28/3,05/3,29

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-1234ze.

**20 – 25 °C:** Máx. EER: 6,77 (+8%) FCP: 50 %

**25 – 30 °C:** Máx. EER: 5,92 (+5%) FCP: 80 %

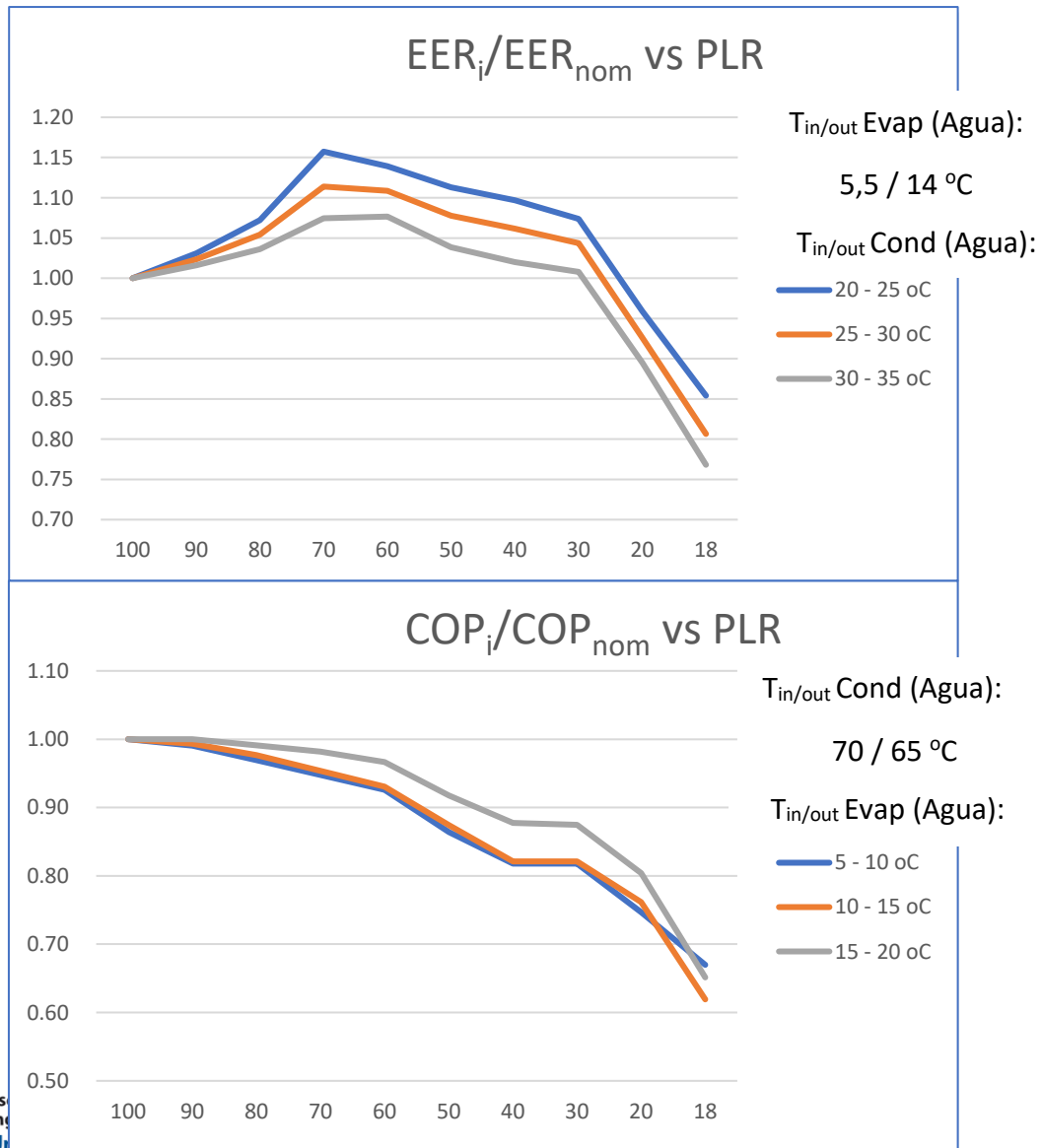
**30 – 35 °C:** Máx. EER: 5,23 (+4%) FCP: 80 %

**5 – 10 °C:** Máx. COP: 3,28 (+0%) FCP: 100 %

**10 – 15 °C:** Máx. COP: 3,05 (+0%) FCP: 100 %

**15 – 20 °C:** Máx. COP: 3,29 (+0%) FCP: 100 %

## Bomba de calor Máquina 4



**Potencia nominal (kW):** 1141 (frio) / 1437 (Calor)

**EER<sub>nom</sub>:** 6,1/5,53/4,96 **COP<sub>nom</sub>:** 3,24/3,02/3,27

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica

**Refrigerante:** R-1234ze

**20 – 25 °C:** Máx. EER: 7,06 (+16%) FCP: 70 %

**25 – 30 °C:** Máx. EER: 6,16 (+11%) FCP: 70 %

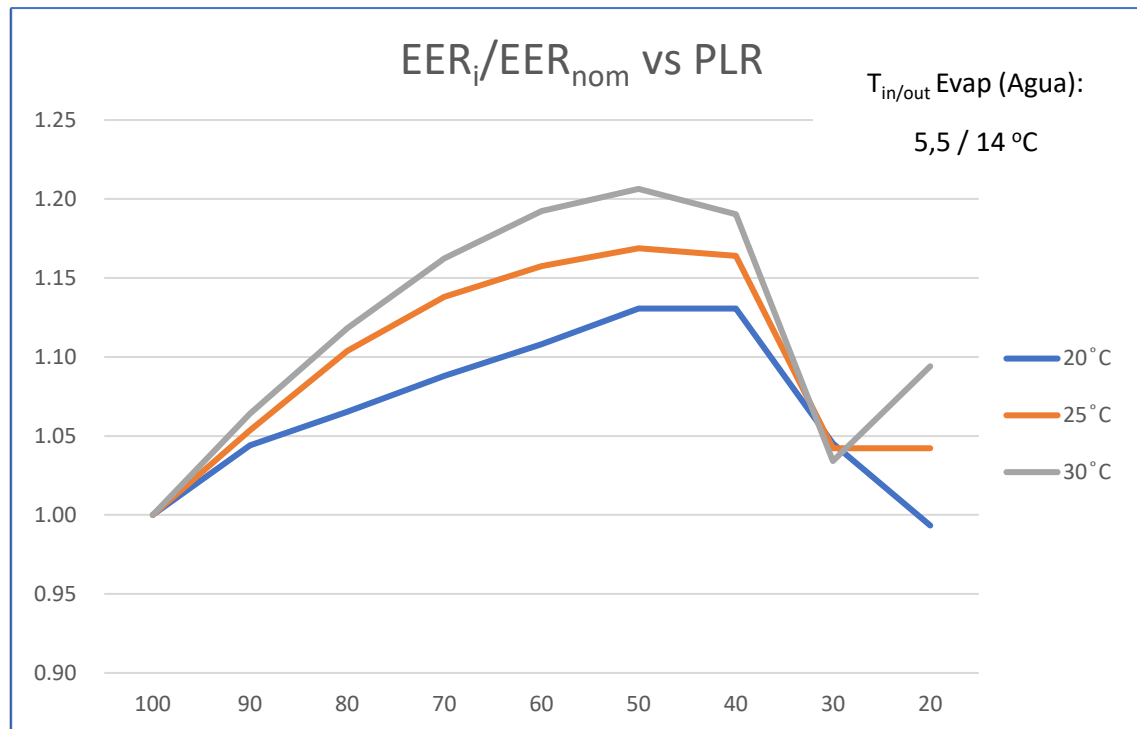
**30 – 35 °C:** Máx. EER: 5,34 (+8%) FCP: 70 %

**5 – 10 °C:** Máx. COP: 3,24 (+0%) FCP: 100 %

**10 – 15 °C:** Máx. COP: 3,02 (+0%) FCP: 100 %

**15 – 20 °C:** Máx. COP: 3,27 (+0%) FCP: 100 %

## Enfriadora Máquina 5



(\*) En los datos recibidos figura el mismo EER nominal correspondiente a las temperaturas del condensador 35 / 30 °C (4,99). para todas las temperaturas del condensador. Los datos mostrados son a un FCP del 99%.

**Potencia nominal (kW):** 1536

**EER nominal:** 7,5 / 6,16 / 5,31 (\*)

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica

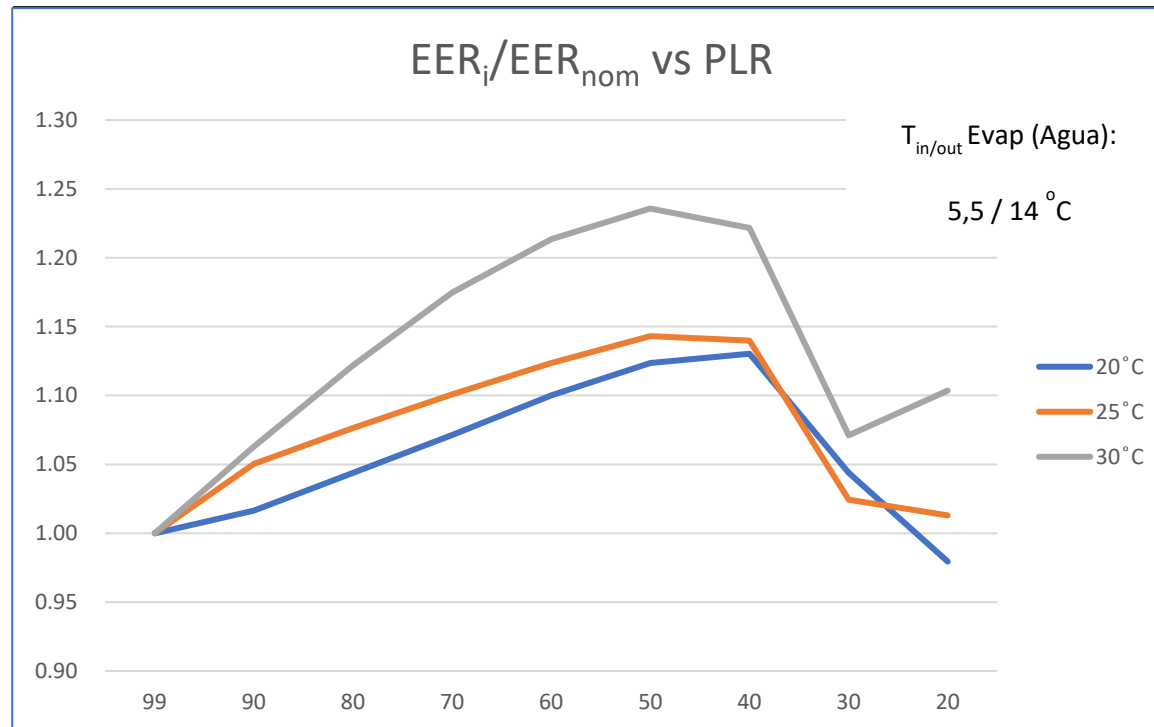
**Refrigerante:** R-134a

**20 °C:** Máx. EER: 8,48 (+13 %) FCP: 60 - 40%

**25 °C:** Máx. EER: 7,13 (+17 %) FCP: 60 - 40%

**30 °C:** Máx. EER: 6,02 (+21 %) FCP: 60 - 40%

## Enfriadora Máquina 6



(\*) En los datos recibidos figura el mismo EER nominal correspondiente a las temperaturas del condensador 35 / 30 °C (4,92). para todas las temperaturas del condensador. Los datos mostrados son a un FCP del 99%.

**Potencia nominal (kW):** 1667

**EER nominal:** 7,29 / 6,15 / 5,23 (\*)

**Compresor:** Tornillo.

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

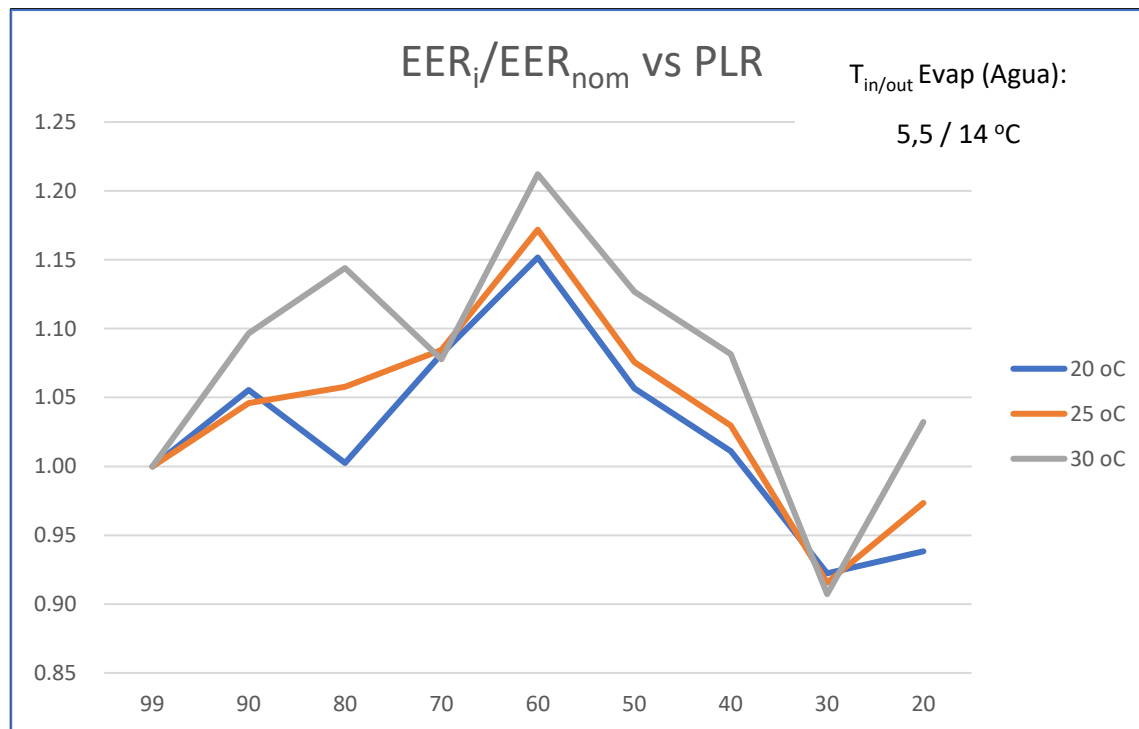
**Refrigerante:** R-134a.

**20 °C:** Máx. EER: 8,24 (+13 %) FCP: 60 - 40%

**25 °C:** Máx. EER: 7,03 (+14 %) FCP: 60 - 40%

**30 °C:** Máx. EER: 6,08 (+24 %) FCP: 60 - 40%

## Enfriadora Máquina 7



(\*) En los datos recibidos figura el mismo EER nominal correspondiente a las temperaturas del condensador 35 / 30 °C (5,04). para todas las temperaturas del condensador. Los datos mostrados son a un FCP del 99%.

**Potencia nominal (kW):** 1179

**EER nominal:** 8,11 / 6,75 / 5,28 (\*)

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica

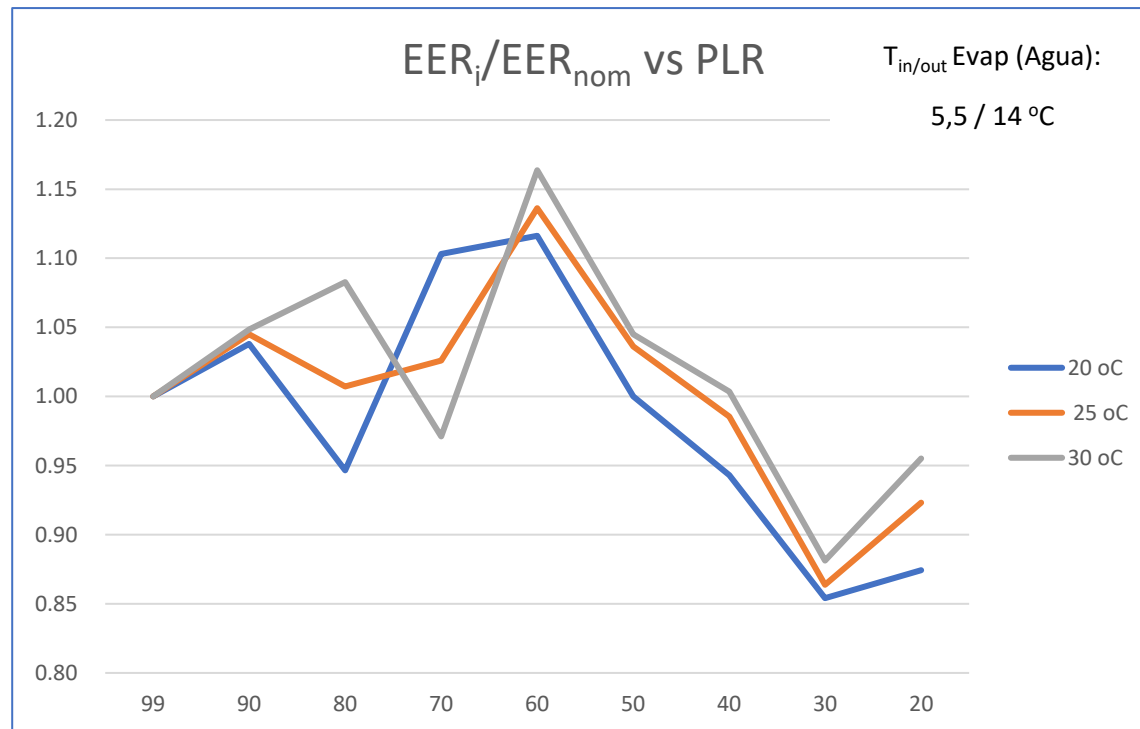
**Refrigerante:** R-1234ze

**20 °C:** Máx. EER: 9,34 (+15 %) FCP: 65 - 55%

**25 °C:** Máx. EER: 7,91 (+17 %) FCP: 65 - 55%

**30 °C:** Máx. EER: 6,4 (+21 %) FCP: 65 - 55%

## Enfriadora Máquina 8



(\*) En los datos recibidos figura el mismo EER nominal correspondiente a las temperaturas del condensador 35 / 30 °C (4,96). para todas las temperaturas del condensador. Los datos mostrados son a un FCP del 99%.

**Potencia nominal (kW):** 1260

**EER nominal:** 8,43 / 6,9 / 5,56 (\*)

**Compresor:** Tornillo.

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

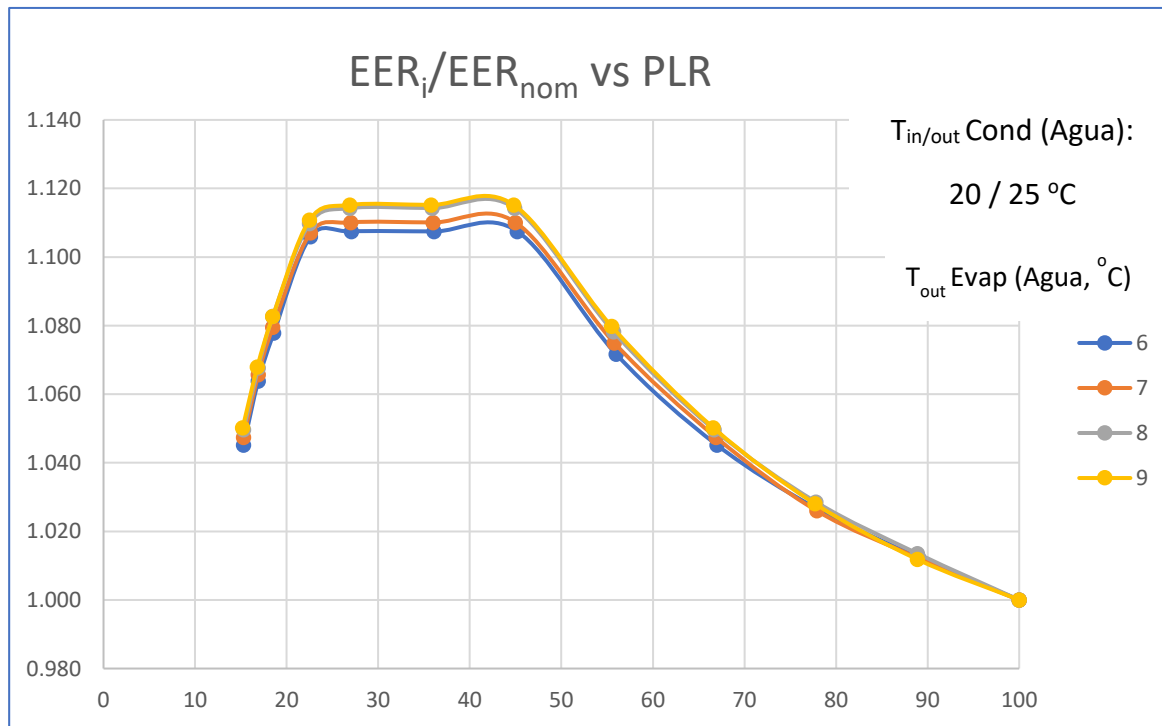
**Refrigerante:** R-1234ze

**20 °C:** Máx. EER: 9,41 (+12 %) FCP: 60 %

**25 °C:** Máx. EER: 7,26 (+14 %) FCP: 60 %

**30 °C:** Máx. EER: 6,47 (+16 %) FCP: 60 %

## Enfriadora Máquina 9



**Potencia nominal (kW):** 205,9

**EER nominal:** 6,42 / 6,54 / 6,65 / 6,77

**Compresor:** Scroll.

Regulación del compresor: Todo / nada.

**Intercambiador Evap.:** Placas asimétricas CARRIER

**Intercambiador Cond.:** Placas asimétricas CARRIER

**Válvula termostática:** Válvula expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-410A

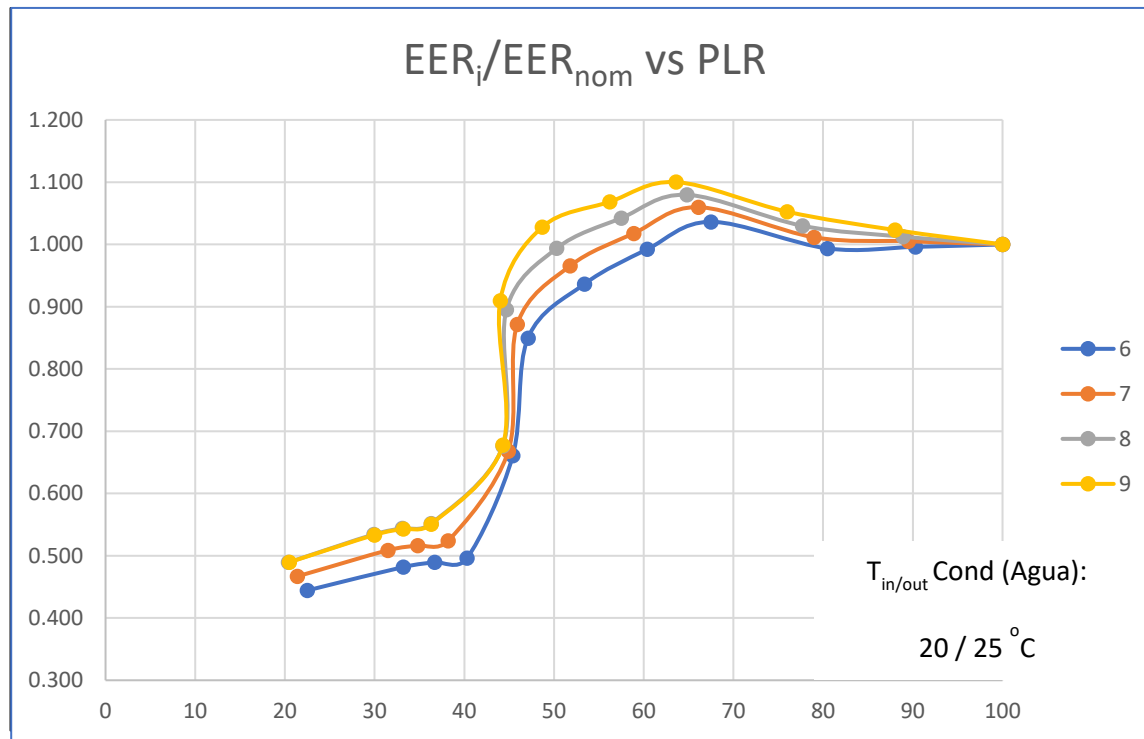
**6 °C:** Máx. EER: 7,11 (+10,7 %) FCP: 20 - 50 %

**7 °C:** Máx. EER: 7,26 (+11 %) FCP: 20 - 50 %

**8 °C:** Máx. EER: 7,41 (+11,4 %) FCP: 20 - 50 %

**9 °C:** Máx. EER: 7,55 (+11,5 %) FCP: 20 - 50 %

## Enfriadora Máquina 10



**Potencia nominal (kW):** 294,3

**EER nominal:** 7,72 / 7,86 / 8,03 / 8,19

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-134a

**6 °C:** Máx. EER: 8,45 (+3,6 %) FCP: 60-70 %

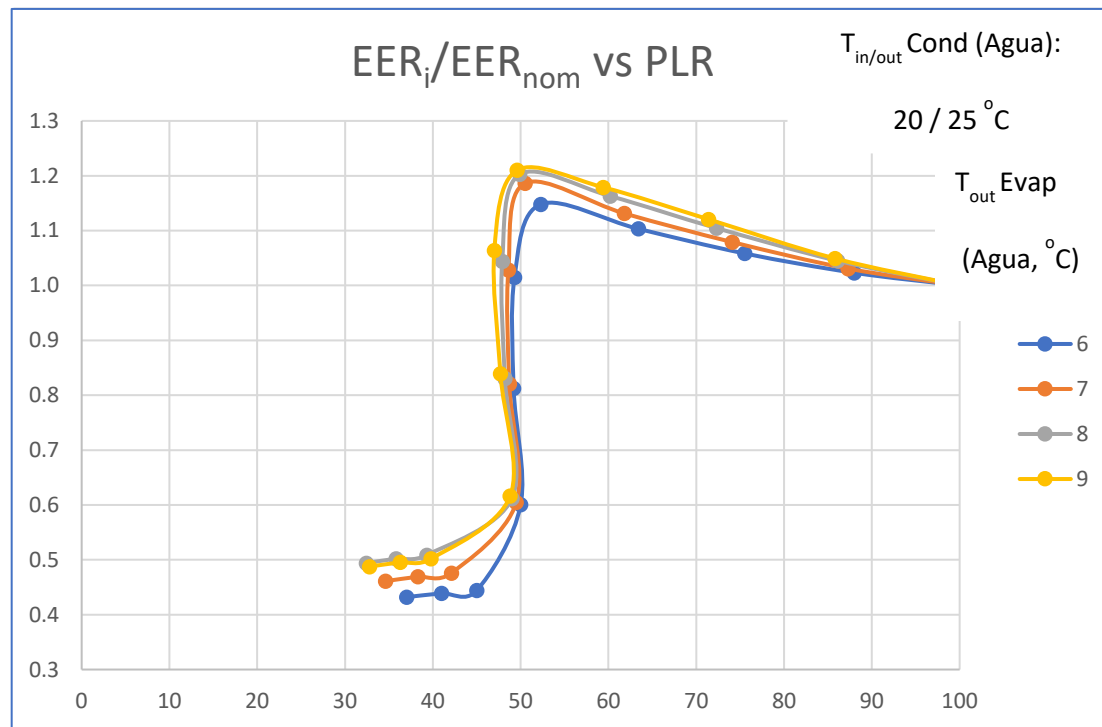
**7 °C:** Máx. EER: 8,85 (+6 %) FCP: 60-70 %

**8 °C:** Máx. EER: 9,08 (+8 %) FCP: 60-70 %

**9 °C:** Máx. EER: 9,01 (+10 %) FCP: 60-70 %



## Enfriadora Máquina 11



**Potencia nominal (kW):** 505,9

**EER nominal:** 7,36 / 7,46 / 7,55 / 7,71

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-134a

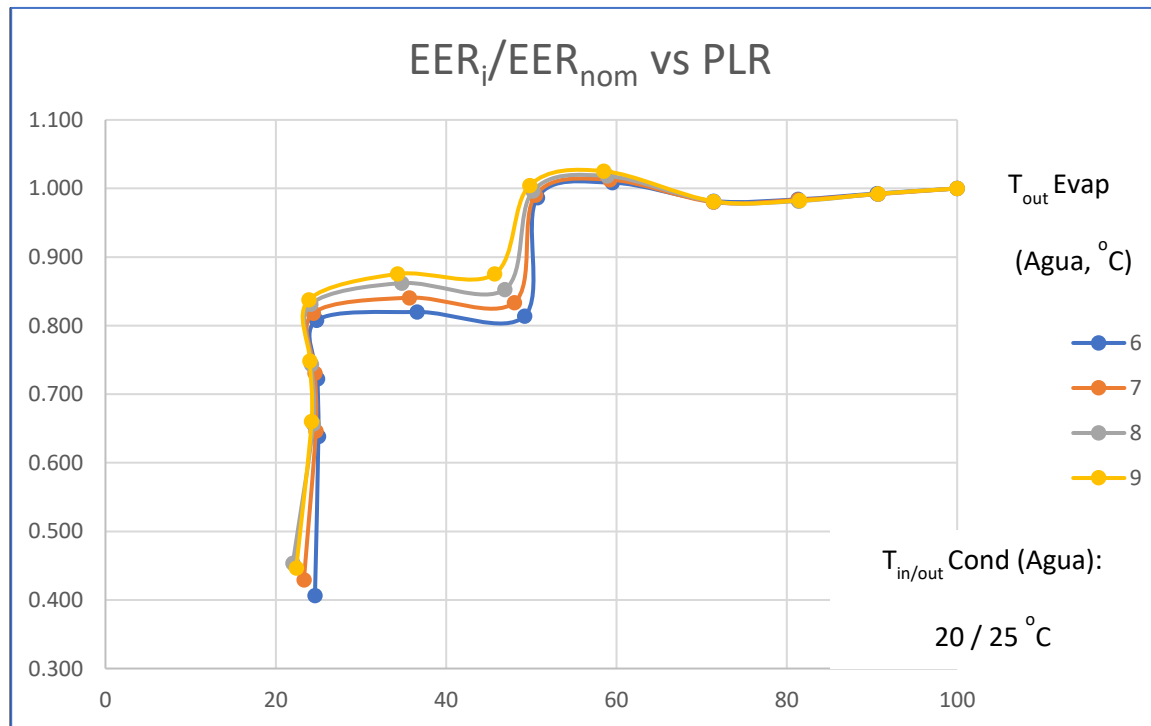
**6 °C: Máx. EER: 8,45 (+14,8 %) FCP: 50 - 60 %**

**7 °C: Máx. EER: 8,85 (+18,6 %) FCP: 50 - 60 %**

**8 °C: Máx. EER: 9,08 (+20,3 %) FCP: 50 - 60 %**

**9 °C: Máx. EER: 9,33 (+21 %) FCP: 50 - 60 %**

## Enfriadora Máquina 12



**Potencia nominal (kW):** 912,5

**EER nominal:** 8,22 / 8,48 / 8,77 / 9,07

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** mecánica mediante válvula de corredera.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** Válvula expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-1234ze

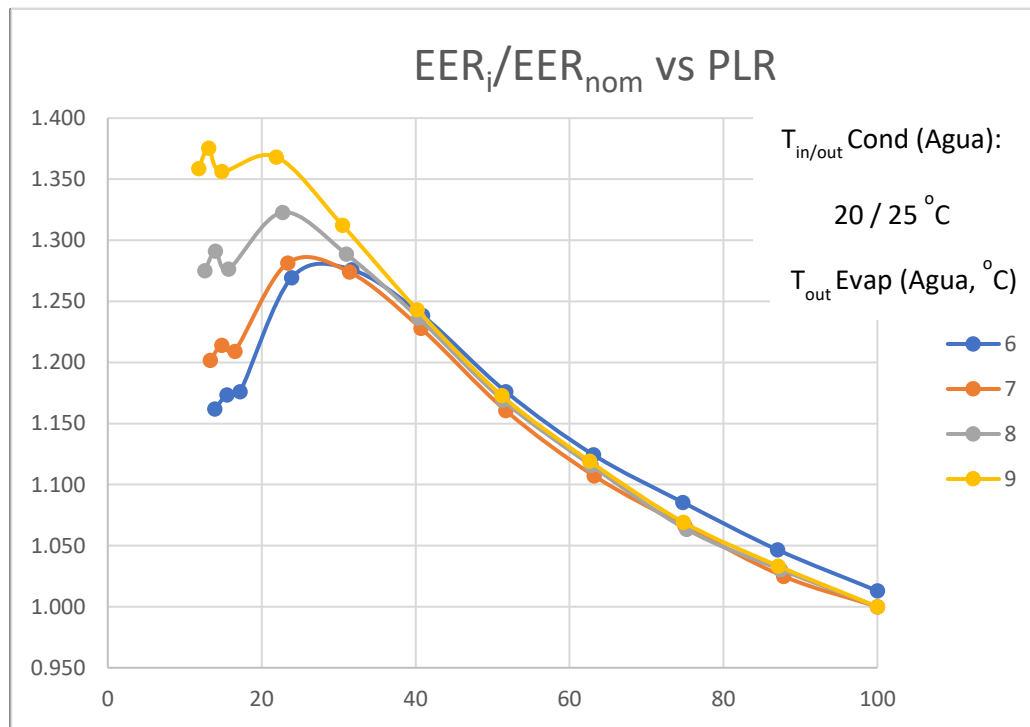
**6 °C: Máx. EER: 8,29 (+0,9 %) FCP: 50 - 60 %**

**7 °C: Máx. EER: 8,59 (+1,3 %) FCP: 50 - 60 %**

**8 °C: Máx. EER: 8,93 (+1,8 %) FCP: 50 - 60 %**

**9 °C: Máx. EER: 9,01 (+2,5 %) FCP: 50 - 60 %**

## Enfriadora Máquina 13



**Potencia nominal (kW):** 677,1

**EER nominal:** 7,82 / 8,03 / 8,21 / 8,39

**Compresor:** Tornillo

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-134a

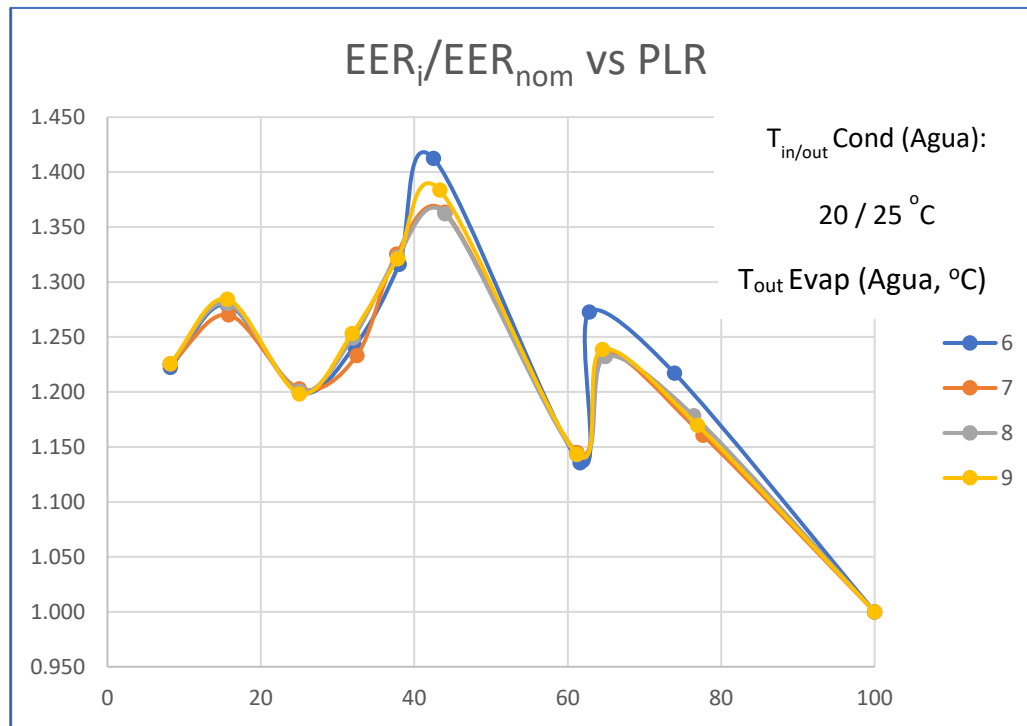
**6 °C:** Máx. EER: 9,85 (+26,3 %) FCP: 20 - 40 %

**7 °C:** Máx. EER: 10,29 (+28,1 %) FCP: 20 - 40 %

**8 °C:** Máx. EER: 10,86 (+32 %) FCP: 20 - 40 %

**9 °C:** Máx. EER: 11,54 (+37,5 %) FCP: 20 - 40 %

## Enfriadora Máquina 14



**Potencia nominal (kW):** 1487,5

**EER nominal:** 7,66 / 7,62 / 7,59 / 7,37

**Compresor:** Tornillo de velocidad variable

**Regulación del compresor:** Variador de frecuencia.

**Intercambiador Evap.:** Carcasa y tubos.

**Intercambiador Cond.:** Carcasa y tubos.

**Válvula termostática:** Válvula de expansión electrónica.

**Refrigerante:** R-1234ze.

**6 °C:** Máx. EER: 10,41 (+41,2 %) FCP: 30 - 50 %

**7 °C:** Máx. EER: 10,35 (+36,4 %) FCP: 30 - 50 %

**8 °C:** Máx. EER: 10,38 (+36,2 %) FCP: 30 - 50 %

**9 °C:** Máx. EER: 10,6 (+38,4 %) FCP: 30 - 50 %

## Anexo C: Código de Matlab para la simulación del caso de estudio.

```
% Inicialización de variables

Funcionamiento_horario=zeros(1,24);
Almacenamiento_horario=zeros(1,24);
Consumo_horario=zeros(1,24);

EER=[0 5.18 5.46 5.16 5.94 6.02 5.95 5.8 5.58 5.31 4.99]; %
V1570 30/35 °C. V1570
%EER=[0 6.42 6.42 6.42 7.17 7.2 7.13 7.01 6.8 6.49 6.16]; %
V1570 25/30 °C.
%EER=[0 7.45 7.45 7.84 8.48 8.49 8.31 8.16 7.99 7.83 7.5]; %
V1570 20/25 °C.

EERi=0; %inicialización
VectorPLR=[0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1];
PotenciaEERmax=0; %inicializacion
PotenciaFrig=1550*VectorPLR; % V1570 30/35
%PotenciaFrig=1521*VectorPLR; % V1570 25/30.
%PotenciaFrig=1521*VectorPLR; % V1570 20/25.

PotConsumidaCompresor=PotenciaFrig./EER; %Potencia consumida
por el compresor vs PRL (1 a 10, con 1=10% y 10= 100%). Un
vector.
Almacenamiento_max=1550*0.66*3600; % kJ max almacenables en un
TES.
Almacenamiento=0; % kJ almacenados en un TES.
PerdidasAlmacen=0; %Pérdidas de calor del TES. Aún sin
implementar.
Demanda_termica=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 95 115 135 205 265 230
130 120 95 95 75 0 0]; %Vector que almacena la demanda horaria.
kW.
PRL=1; %inicialización de la variable.
Demanda_media=mean(Demanda_termica);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

EERmax=max(EER); %EER máximo de la máquina a carga parcial.
posPLRopt=find(EER==EERmax);
PLRopt=VectorPLR(posPLRopt);
PotenciaEERmax=PotenciaFrig(posPLRopt); %Potencia a ese PLR y
EER.
PotenciaPLR=PotenciaEERmax;
PotenciaMAX=max(PotenciaFrig);
[m,n]=size(Demanda_termica);
aux=[];

Hora_max=n;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```

% Operación en 24 horas %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

for i=1:Hora_max

if Demanda_termica(i)*3600<=Almacenamiento
    PLR = 0;
    Almacenamiento=Almacenamiento*0.99-
    (Demanda_termica(i)*3600);

elseif Demanda_termica(i)*3600 < PotenciaEERmax*3600 &
Almacenamiento<=(Almacenamiento_max*0.5)
    PLR=PLRopt;

Almacenamiento=(Almacenamiento*0.99)+(PotenciaEERmax*3600)-
    (Demanda_termica(i)*3600);
    if Almacenamiento<0
        Almacenamiento=0;
    end

elseif Demanda_termica(i)*3600 < PotenciaEERmax*3600 &
Almacenamiento>=(Almacenamiento_max*0.5)
    aux=[];
    for j=1:10
        if
PotenciaFrig(j)*3600+(Almacenamiento)>(Demanda_termica(i)*3600)
            aux=[aux PotenciaFrig(j)];
        end
    end
    PotenciaPLR=min(aux);
    posPLR=find(PotenciaFrig==PotenciaPLR);
    PLR=VectorPLR(posPLR);
    Almacenamiento=Almacenamiento*0.99-
    (Demanda_termica(i)*3600)+(PotenciaPLR*3600);
    if Almacenamiento<0
        Almacenamiento=0;
    end

elseif Demanda_termica(i)*3600 > PotenciaEERmax*3600 &
Demanda_termica(i)*3600< PotenciaEERmax*3600 + Almacenamiento

    PLR=PLRopt;

Almacenamiento=(Almacenamiento*0.99)+(PotenciaEERmax*3600)-
    (Demanda_termica(i)*3600);
    if Almacenamiento<0
        Almacenamiento=0;
    end

elseif Demanda_termica(i)*3600 > PotenciaEERmax*3600 +
Almacenamiento

    aux=[];
    for j=1:10

```

```

        if
PotenciaFrig(j)*3600+(Almacenamiento)>(Demanda_termica(i)*3600)
            aux=[aux PotenciaFrig(j)];
        end
    end
    PotenciaPLR=min(aux);
    if
PotenciaPLR*3600+(Almacenamiento)>Demanda_termica(i)*3600
        posPLR=find(PotenciaFrig==PotenciaPLR);
        PLR=VectorPLR(posPLR);
        Almacenamiento=Almacenamiento*0.99-
(Demanda_termica(i)*3600)+(PotenciaPLR*3600);
        if Almacenamiento<0
            Almacenamiento=0;
        end
    else %si viene aquí es porque ningun PLR
satisfacia el IF anterior y el vector aux está vacío
        PLR=1;
        Almacenamiento=Almacenamiento*0.99-
(Demanda_termica(i)*3600)+(PotenciaMAX*3600);
        if Almacenamiento<0
            Almacenamiento=0;
        end
    end
end

    end
    Funcionamiento_horario(i)=PLR;
    if Almacenamiento>Almacenamiento_max
        Almacenamiento=Almacenamiento_max;
    end
    Almacenamiento_horario(i)=Almacenamiento;
    if Funcionamiento_horario(i)==0
        Consumo_horario(i)=0;
    else Consumo_horario(i)=PotConsumidaCompresor((PLR*10)+1);
    end

end

Consumo=sum(Consumo_horario) %en kWh

```

## Anexo D: Resultados del caso de estudio.

En este anexo se recopilan los consumos que para cada temperatura del agua de balance tendría cada una de las máquinas bajo estudio. En primer lugar, se muestran tabulados los consumos para un funcionamiento a carga parcial con sistema de almacenamiento de energía y sin él.

FUNCIONAMIENTO A CARGA PARCIAL				
Máquina	T <sub>cond.</sub> (°C)	Consumo con TES (kWh)	Consumo sin TES (kWh)	Ahorro con TES (kWh)
Máquina 8	30/35	1351	1450	99
Variador	25/30	1144	1231	87
1234ze	20/25	947	1003	56
Máquina 4	30/35	1377	1435	58
Corredera	25/30	1161	1269	108
1234ze	20/25	1027	1142	115
Máquina 5	30/35	1548	1722	174
Variador	25/30	1289	1405	116
134a	20/25	1086	1179	93
Máquina 7	30/35	1280	1343	63
Variador	25/30	1028	1091	63
1234ze	20/25	863	921	58
Máquina 6	30/35	1787	1937	150
Variador	25/30	1507	1625	118
134a	20/25	1318	1371	53
Máquina 2	30/35	2039	2191	152
Corredera	25/30	1725	1892	167
134a	20/25			
Máquina 1	30/35	1405	1501	96
Corredera	25/30	1223	1310	87
134a	20/25			0
Máquina 3	30/35	1262	1317	55
Corredera	25/30	1083	1152	69
1234ze	20/25	907	971	64

Tabla C.1. Consumos para un funcionamiento a carga parcial con sistema de almacenamiento de energía y sin él.



La segunda tabla está formada por los consumos para un funcionamiento a plena carga con sistema de almacenamiento de energía y sin él.

FUNCIONAMIENTO A PLENA CARGA			
Máquina	T <sub>cond</sub> (°C)	Consumo con TES (kWh)	Consumo sin TES (kWh)
Máquina 8	30/35	1636	2571
Variador	25/30	1318	2072
1234ze	20/25	1079	1696
Máquina 4	30/35	1521	2390
Corredera	25/30	1406	2209
1234ze	20/25	1309	2057
Máquina 5	30/35	2154	3386
Variador	25/30	1728	2716
134a	20/25	1419	2230
Máquina 7	30/35	1590	2500
Variador	25/30	1244	1955
1234ze	20/25	1035	1627
Máquina 6	30/35	2418	3800
Variador	25/30	1935	3040
134a	20/25	1632	2565
Máquina 2	30/35	2358	3705
Corredera	25/30	2052	3225
134a	20/25		
Máquina 1	30/35	1682	2644
Corredera	25/30	1508	2370
134a	20/25		
Máquina 3	30/35	1391	2186
Corredera	25/30	1243	1954
1234ze	20/25	1122	1763

Tabla C.2. Consumos para un funcionamiento a plena carga con sistema de almacenamiento de energía y sin él.

En la tercera tabla aparecen los ahorros del funcionamiento a carga parcial frente al funcionamiento a plena carga, ambos con sistema TES. Se incluye, además, una columna con el porcentaje que el ahorro supone sobre el consumo a plena carga.

CARGA PARCIAL FRENTE A PLENA CARGA			
	T <sub>cond</sub> (°C)	Ahorro usando CP (kWh)	% (Ahorro/Consumo PC + TES)
Máquina 8	30/35	285	17%
Variador	25/30	174	13%
1234ze	20/25	132	12%
Máquina 4	30/35	144	9%
Corredera	25/30	245	17%
1234ze	20/25	282	22%
Máquina 5	30/35	606	28%
Variador	25/30	439	25%
134a	20/25	333	23%
Máquina 7	30/35	631	26%
Variador	25/30	428	22%
134a	20/25	314	19%
Máquina 6	30/35	310	19%
Variador	25/30	216	17%
1234ze	20/25	172	17%
Máquina 2	30/35	277	16%
Corredera	25/30	285	19%
134a	20/25		
Máquina 1	30/35	319	14%
Corredera	25/30	327	16%
134a	20/25		
Máquina 3	30/35	129	9%
Corredera	25/30	160	13%
1234ze	20/25	215	19%

Tabla C.3. Ahorros del funcionamiento a carga parcial frente al funcionamiento a plena carga.

## Lista de referencias

- [1] Abdur Rehman Mazhar, Shuli Liu, Ashish Shukla. *A state of art review on the district heating systems*. ELSEVIER, Renewable and Sustainable Energy Reviews 96 (2018), p 420-439.
  
- [2] Organización de las Naciones Unidas. *Objetivos de Desarrollo Sostenible*.  
Disponible en web: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>  
Consultado el 13 de julio de 2019
  
- [3] Henrik Lund, Sven Werner, Robin Wiltshire, Svend Svendsen, Jan Eric Thorsen, Frede Hvelplund, Brian Vad Mathiesen. *4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems*. ELSEVIER, Energy 68 (2014), p. 1-11.
  
- [4] L. Serra, J. Ramos, M. Lozano y A. Ensinas. *Poligeneración: hacia una utilización sostenible de los recursos naturales*. Congreso Internacional sobre Desarrollo, Medio Ambiente y Recursos Naturales. Julio de 2007, Bolivia.
  
- [5] ECOHEATCOOL (01/2005 – 12/2006). Euroheat & Power et al. Financiado por el programa IEE. Disponible en web: <https://www.euroheat.org>.  
Consultado el 29 de junio de 2019.
  
- [6] Heat Roadmap Europe. Aalborg University et al. Financiado por el Programa Marco Horizon 2020. Disponible en web: <https://heatroadmap.eu>.  
Consultado el 29 de junio de 2019.
  
- [7] E2District. Cork Institute of Technology et al. Financiado por el Programa Marco Horizon 2020. Disponible en web: <https://e2district.eu>.  
Consultado el 29 de junio de 2019.
  
- [8] Parlamento Europeo y Consejo de la Unión Europea. *Directiva 2004/8/EC, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía*. Diario Oficial de la Unión Europea, 21 de febrero de 2004.

- [9] M.A. Sayegh, P. Jadwiszczak, B.P. Axcell, E. Niemierka, K. Brys, H. Jouhara. *Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating*. ELSEVIER, Energy & Buildings 166 (2018), p. 122-144.
- [10] Helge Averfalk, Paul Ingvarsson, Urban Persson, Mei Gong, Sven Werner. *Large heat pumps in Swedish district heating systems*. ELSEVIER, Renewable and Sustainable Energy Reviews 79 (2017), p. 1275-1284.
- [11] Andrei David. *Large heat pumps in European district heating systems*. En+Eff - 22<sup>nd</sup> International Trade Fair and Congress. Frankfurt, abril de 2016.
- [12] Hongwei Li, Stephen Jia Wang. *Load management in district heating operation*. ELSEVIER, Energy Procedia 75 (2015), p. 1202 – 1207.
- [13] AENOR. *UNE-EN 14825: Acondicionadores De aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Ensayos y clasificación en condiciones de carga parcial y cálculo del rendimiento estacional*. Fecha de publicación: Diciembre de 2016. Comité técnico: AEN/CTN 100 de climatización.
- [14] Santiago Palos Andreu. *Bomba de calor por compresión para sistemas de distrito: recopilación de equipos comercialmente disponibles y análisis de sus principales características para la simulación de sistemas*. Trabajo Final de Grado. Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza. 2018.
- [15] ATECYR. *Fundamentos de Refrigeración*. ISBN: 987-84-95010-54-4. Edición, producción y realización por ATECYR. 2015.
- [16] Yong Li, Gongnan Xie, Bengt Sunden, Yuanwei Lu, Yuting Wu, Jiang Qin. *Performance study on a single-screw compressor for a portable natural gas liquefaction process*. Energy 148 (2018), pp. 1032-1045. ELSEVIER.
- [17] AFEC. *La bomba de calor. Fundamentos, tecnología y casos prácticos*. Edición, producción y realización por AFEC -Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización-. Madrid, 2018.
- [18] Jesús Guallar Paracuellos. *Parámetros de rendimiento estacional IPLV y ESEER*. Postgrado en climatización, Universidad de Zaragoza. Marzo de 2013.

- [19] Frank P. Incropera, David P. DeWitt. Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta edición, p 295.
  
- [20] L. Cecchinato, "Part load efficiency of packaged air-cooled water chillers with inverter driven scroll compressors," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 7, pp. 1500–1509, 2010.
  
- [21] ATECYR. *DTIE 9.08. Bombas de calor a gas*. ISBN: 978-84-95010-27-8. Edición, producción y realización por ATECYR. 2015.
  
- [22] Robin Wiltshire. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems*, p. 148. Woodhead Publishing Series in Energy, 87. ELSEVIER.
  
- [23] Eduardo Antonio Pina. Tesis doctoral: *Thermoeconomic and enviromental synthesis and optimization of polygeneration systems supported with renewable energies and thermal energy storag applied to the residential-commercial sector*.
  
- [24] Christoph Rathgeber, Eberhard Lävemann, Andreas Hauer. *Economic top–down evaluation of the costs of energy storages—A simple economic truth in two equations*. Journal of Energy Storage 2 (2015) pp 43-46. ELSEVIER.
  
- [25] Eurostat. *Electricity prices for non-household consumers, second half 2017 (EUR per kWh)*. Comisión Europea. Disponible en web: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Electricity\\_prices\\_for\\_non-household\\_consumers,\\_second\\_half\\_2017\\_\(EUR\\_per\\_kWh\).png](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Electricity_prices_for_non-household_consumers,_second_half_2017_(EUR_per_kWh).png)  
Consultado el 10 de noviembre de 2019.
  
- [26] Mindaugas Jakubcionis, Johan Carlsson. *Estimation of European Union residential sector space cooling potential*. ELSEVIER, Energy Policy 101 (2017), p. 225-235.
  
- [27] B. Rismanchi, *District Energy Network (DEN), current global status and future development*. ELSEVIER, Renewable and Sustainable Energy Reviews 75 (2017), p. 571-579.
  
- [28] Simone Buffa, Marco Cozzini, Matteo D’Antoni, Marco Baratieri, Roberto Fedrizzi. *5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe*. ELSEVIER, Renewable and Sustainable Energy Reviews 104 (2019), p 504-522.

- [29] Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea. Directiva 2012/27/EU del 25 de octubre de 2012 de eficiencia energética. Official Journal of the European Union, 14 de noviembre de 2012.

Disponible en web: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1399375464230&uri=CELEX:32012L0027>.

Consultado el 29 de junio de 2019

- [30] International Standard Organization. *ISO 26382:2010: Cogeneration systems: Technical declarations for planning, evaluation and procurement*. Fecha de publicación: Febrero de 2010. Comité técnico: ISO/TC 192 de turbinas de gas.

- [31] Mannvit Consulting Engineers -consultora islandesa-. *History of District Heating in Iceland*. Disponible en web: <https://web.archive.org/web/20111007194242/http://www.mannvit.com/GeothermalEnergy/DistrictHeating/DistrictHeatinginIceland/>

Consultado el 29 de junio de 2019

- [32] K. Kontu, S. Rinne, S. Junnila. *Introducing modern heat pumps to existing district heating systems. Global lessons from viable decarbonizing of district heating in Finland*. ELSEVIER, Energy 166 (2019), p. 862-870.

- [33] ATECYR e IDAE. *Guía técnica de contabilización de consumos*. Madrid, 2007.

- [34] CrossBorder Bioenergy Working Group. *EU Handbook – District Heating Markets*. Octubre de 2012. Disponible en web: [http://www.crossborderbioenergy.eu/fileadmin/crossborder/DH\\_MarketHandbook.pdf](http://www.crossborderbioenergy.eu/fileadmin/crossborder/DH_MarketHandbook.pdf)

Consultado el 29 de junio de 2019.

- [35] Paardekooper, S., Lund, R. S., Mathiesen, B. V., Chang, M., Petersen, U. R., Grundahl, L., ... Persson, U. (2018). *Heat Roadmap Spain: Quantifying the Impact of Low-Carbon Heating and Cooling Roadmaps*.

- [36] ADHAC. *Censo de redes de Calor y Frío 2018*. 2018. Disponible en web: <http://www.adhac.es/Priv/propio.php?id=8>.

Consultado el 29 de junio de 2019.

- [37] International Energy Agency. *CHP-DHC Country Scorecard: Denmark*. París, 2009. Disponible en web: <https://www.iea.org/media/topics/cleanenergytechnologies/chp/profiles/denmark.pdf>.
- Consultado el 30 de junio de 2019.
- [38] International Energy Agency. *CHP-DHC Country Scorecard: Korea*. París, 2009. Disponible en web: [https://www.iea.org/publications/insights/insightpublications/KoreaScorecard\\_FINAL.pdf](https://www.iea.org/publications/insights/insightpublications/KoreaScorecard_FINAL.pdf).
- Consultado el 30 de junio de 2019.
- [39] The Association for Decentralised Energy. *Sheffield Case Study*. 2009.
- Disponible en web: <https://www.theade.co.uk/case-studies/district-heating/sheffield>.
- Consultado el 30 de junio de 2019.
- [40] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro. *Fundamentos de Termodinámica técnica*, 2ª edición, 2004. Edición original publicada por John Wiley & Sons, Inc., Hoboken (NJ), EEUU.
- [41] Parlamento Europeo y Consejo de la Unión Europea. *Directiva 2010/31/EU, relativa a la eficiencia energética en los edificios*. Diario Oficial de la Unión Europea, 18 de junio de 2010.
- [42] Mike Patterson, Trane. *What drives chiller efficiency*. Engineers Newsletter, volume 48-1, 2019.
- [43] ASHRAE. *2017 ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition)*, p. 793. 2017.
- [44] Índice GWP. Artículo de Wikipedia. Editado por última vez el 6 de mayo de 2019.
- Disponible en web: [https://es.wikipedia.org/wiki/%C3%8Dndice\\_GWP](https://es.wikipedia.org/wiki/%C3%8Dndice_GWP).
- Consultado el 30 de junio de 2019.
- [45] José Fernández Seara. *Sesión plenaria*, CYTEF 2018.

- [46] David A. Waddicor, Elena Fuentes, Marc Azar, Jaume Salom. *Partial load efficiency degradation of a water-to-water heat pump under fixed set-point control*. ELSEVIER, Applied Thermal Engineering 106 (2016) p. 275-285.
- [47] Sen Huang, Wangda Zuo, Michael D. Sohn. *Amelioration of the cooling load based chiller sequencing control*. ELSEVIER, Applied Energy 168 (2016) p. 204-215.
- [48] Mahdi Deymi-Dashtebayaz, Mehdi Farahnak, Reza Nazeri Boori Abadi. *Energy saving and environmental impact of optimizing the number of condenser fans in centrifugal chillers under partial load operation*. ELSEVIER, International Journal of Refrigeration 103 (2019) p. 163-179.
- [49] James V. Dirkes, Brad Weaver. *Modeled performance isn't actual performance*. ASHRAE Journal, mayo de 2016.
- [50] María Herrando, David Cambra, Marcos Navarro, Lucio de la Cruz, Gema Millán, Ignacio Zabalza. *Energy Performance Certification of Faculty Buildings in Spain: The gap between estimated and real energy consumption*. ELSEVIER, Energy conversion and management 125 (2016) p. 141-153.