

DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR DE CO₂ PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS

ILLÁN GÓMEZ, Fernando⁽¹⁾; GARCÍA CASCALES, José Ramón⁽¹⁾

PELEGRÍN CRUZADO, Mario⁽¹⁾

fernando.illan@upct.es

⁽¹⁾Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

RESUMEN

En este trabajo se presenta el prediseño de un prototipo de bomba de calor que, aprovechando el calor residual contenido en los flujos de aguas de desecho de un edificio (aguas grises en edificios residenciales y agua de condensación en edificios de uso terciario) sea capaz de producir ACS a temperaturas por encima de 60 °C, empleando para ello CO₂ como fluido refrigerante

Se presenta en primer lugar un análisis de las distintas opciones contempladas para la elección del ciclo de funcionamiento de la instalación. Una vez justificada la elección del ciclo considerado óptimo para la aplicación, se continúa con la descripción de la selección de los componentes principales de la instalación y la descripción de la instalación experimental desarrollada para ensayar el prototipo desarrollado, incluyendo la descripción de los equipos de medición y control. El trabajo finaliza con la descripción del sistema de adquisición y medida desarrollado en LabView para controlar la toma de datos y el funcionamiento global de la instalación.

Palabras clave: refrigeración, CO₂.

1. Introducción

De acuerdo con el último informe anual de consumos energéticos en España publicado por el IDAE, el consumo energético del sector residencial representó en 2014 aproximadamente un 18 % del consumo total del país [1]. Dentro del sector residencial, la producción de agua caliente sanitaria (ACS) supuso un consumo de 2634 ktep en energía [2], lo que representó aproximadamente el 18 % del consumo energético total de los hogares españoles durante ese año y un 20 % del consumo total de energía no renovable consumida en los hogares mientras que, en términos de consumo eléctrico, la generación de ACS representó un 7.5 % de la electricidad consumida en los hogares españoles. A pesar de que desde la aprobación en 2006 del Código Técnico de la Edificación (CTE) es obligatorio que la instalación de generación de ACS de cualquier nuevo edificio que se construya en España disponga de una instalación de energía solar térmica que, en función de la zona climática y la demanda de ACS, aporte entre el 30 y el 70 % de la energía necesaria para cubrir las necesidades anuales de ACS del edificio, en 2014 la energía solar cubría poco más del 7 % del total del consumo energético de las instalaciones de ACS.

Por tanto, en términos globales, el consumo energético en la generación de ACS supuso casi el 3.5 % del consumo energético total en España durante 2014. Es por ello evidente que cualquier esfuerzo encaminado a mejorar la eficiencia energética en la generación de ACS resulta de gran interés.

Aunque el cumplimiento de los requisitos establecidos en el CTE debe contribuir a medio plazo a mejorar sensiblemente la eficiencia energética de los sistemas de generación de ACS, por si sola esta medida no es suficiente, pues siempre quedará un importante porcentaje de la demanda energética que no puede ser cubierta con energía solar térmica. Además, en muchas ocasiones, el apoyo que estos sistemas solares de generación de ACS utilizan para cubrir el aporte energético que los paneles solares no son capaces de alcanzar, se basa en el calentamiento de agua por efecto Joule, lo que dispara el consumo de energía eléctrica por parte de estos sistemas. Por ello es necesario realizar un importante esfuerzo en mejorar la eficiencia de los sistemas de generación de ACS basados en el consumo de energías convencionales.

En la actualidad las calderas representan la alternativa más extendida a los sistemas de calentamiento por efecto Joule, siendo las calderas de condensación una alternativa que puede considerarse limpia y de elevada eficiencia energética, si bien para alcanzar su rendimiento máximo la temperatura del agua caliente generada debe ser relativamente baja, pues los humos deben salir de la caldera a temperaturas inferiores a la temperatura de rocío del vapor de agua que contienen. Las calderas comerciales existentes están ya muy cercanas a su rendimiento teórico máximo y dentro de ese campo hay poco espacio para la mejora.

La otra alternativa que se plantea en la actualidad es el empleo de bombas de calor, de distintas tipologías, para la producción de agua caliente. A pesar de ser una alternativa mucho menos extendida que la de las calderas, existen en el mercado equipos de distintos fabricantes que bien emplean evaporadores convencionales (sistemas aire/agua) bien emplean la tecnología que los fabricantes han llamado “paneles termodinámicos”, en los que el evaporador es un panel solar por cuyo interior circula el refrigerante que absorbe el calor que el panel recibe por radiación. Independientemente de la tecnología empleada, todos los equipos disponibles en el mercado emplean como refrigerante algún HFC de 3ª generación.

Como se detallará en los siguientes apartados, el objetivo de este trabajo se centra en realizar el prediseño de una alternativa a los sistemas actualmente disponibles en el mercado, basada en el empleo de refrigerantes naturales de bajo impacto ambiental en una bomba de calor agua/agua.

2. Objetivos y requisitos de diseño

La alternativa que aquí se plantea es también una bomba de calor, pero con dos diferencias importantes respecto a la tecnología actualmente existente. En primer lugar, el sistema propuesto utiliza como refrigerante CO₂ (R744), un compuesto natural con un impacto ambiental muy inferior al de los HFCs que se emplean habitualmente en los equipos convencionales. En segundo lugar, el foco frío desde el que absorbe calor el evaporador es agua, es decir, se trata de una bomba de calor agua/agua.

El objetivo por tanto es construir un prototipo de bomba de calor de unos 10 kW de potencia térmica que, trabajando con CO₂ como fluido refrigerante, sea capaz de generar ACS a una temperatura de al menos 60 °C y con un elevado rendimiento medio estacional (SCOP ≥ 3). Para ello se aprovechará el calor residual de los edificios, planteándose dos posibles alternativas. En edificios de uso residencial se considera que la fuente de calor más frecuentemente disponible son las conocidas como “aguas grises” del edificio, para las que se estima una temperatura en torno a los 15 °C. En edificios de uso terciario se considera que puede ser habitual que dispongan de un circuito de agua de condensación que se tomará como foco frío de la bomba de calor a diseñar y para el que se estima una temperatura de unos 25 °C.

Por tanto, la instalación debe ser capaz de operar con al menos dos temperaturas diferentes de foco frío (15 y 25 °C) y una temperatura de foco caliente de al menos 60 °C, representando este último valor unos de los principales condicionantes de diseño, ya que supone que se debe trabajar en condiciones supercríticas. Se pretende además que el prototipo permita trabajar tanto en modo de generación instantánea (calentando el agua desde la temperatura del agua de red hasta los 60 °C establecidos como valor de consigna) como en modo acumulación (calentando progresivamente el agua contenida en un depósito hasta alcanzar el valor de consigna), por lo que el diseño debe dotar de la flexibilidad necesaria a la instalación.

El objetivo de la instalación a diseñar debe ser profundizar en el conocimiento de los ciclos transcíticos de CO₂ aplicados a la producción de ACS, por lo que dicha instalación debe permitir actuar sobre los distintos parámetros de funcionamiento del equipo (presiones de trabajo, subenfriamiento y sobrecalentamiento principalmente) para estudiar la forma en la que la variación de estos factores afecta al rendimiento global de la instalación y a la producción de ACS. Por tanto, es preciso diseñar un prototipo de bomba de calor y una instalación de ensayos de ese prototipo que,

partiendo de los requisitos básicos de diseño planteados anteriormente, sean lo suficiente flexibles como para permitir estudiar el comportamiento del equipo bajo diferentes condiciones de ensayo.

3. Elección del ciclo de trabajo

La primera decisión a tomar y probablemente la más importante es la elección del ciclo termodinámico que debe seguir el prototipo. En base a los requisitos planteados en el apartado anterior, es evidente que debe tratarse de un ciclo supercrítico, pues la temperatura del CO₂ a la salida del condensador (*gas cooler* por ser ciclo supercrítico) debe ser superior a los 60 °C que se pretenden alcanzar en el agua.

Dentro de los ciclos transcíticos son muchas las posibilidades de diseño, por lo que es necesario encontrar aquel diseño que mejor se ajusta a las necesidades de cada caso.

La Figura 1 muestra una de las opciones más sencillas, consistente en un ciclo de refrigeración simple al que se añade la posibilidad de emplear o no un intercambiador de subenfriamiento/sobrecalentamiento que proporciona un cierto control sobre la temperatura de fluido a la salida del *gas cooler*. La principal ventaja de este diseño es su simplicidad y el hecho de que, al disponer de una válvula de expansión termostática convencional, permite controlar la cantidad de refrigerante con la que se alimenta el evaporador, asegurando un óptimo funcionamiento de éste. Por otro lado, el principal inconveniente de este esquema es que no permite tener ningún control sobre la presión de condensación, que variará conforme lo hagan las condiciones de operación del sistema. Esto representa un serio inconveniente, no sólo para el rendimiento de la instalación –que se ve afectado por la presión de condensación– sino incluso también para la seguridad del equipo y sus usuarios, pues la presión de condensación podría llegar a superar la presión máxima de diseño de la instalación.

Se trata por tanto de un esquema que puede ser adecuado para instalaciones que trabajan en condiciones de operación muy estables en las que, si se mantienen fijas las condiciones de los focos frío y caliente, las presiones en el evaporador y el *gas cooler* vienen condicionadas únicamente por las características de los componentes empleados. Dado que uno de los objetivos de la instalación que se pretende desarrollar es que esta sea capaz de operar al menos con dos temperaturas de foco frío diferentes, además de con condiciones cambiantes para el agua a calentar, se considera que este diseño no es adecuado para alcanzar los objetivos propuestos.

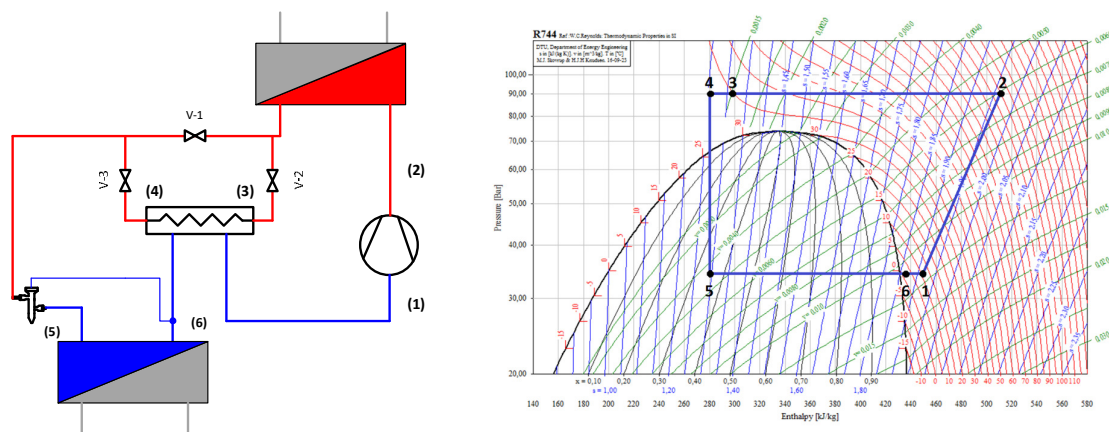


Figura 1: Ciclo simple con válvula de expansión termostática y evaporador seco.

La mejor alternativa para tener control sobre la presión de descarga del compresor y con ello sobre el rendimiento de la instalación es el uso de lo que en terminología inglesa se denomina las “*back pressure valves*”, es decir, válvulas capaces regular el paso de refrigerante para mantener constante la

presión a su entrada. La Figura 2 responde al esquema de una instalación en la que este tipo de válvulas se emplean en sustitución de las válvulas de expansión termostática convencionales.

Aunque este tipo de válvulas es el más empleado en instalaciones de CO₂ presenta el inconveniente de que no es capaz de regular el caudal de refrigerante que entra en el evaporador, de forma que éste puede llegar a trabajar fuera de sus condiciones óptimas de operación. Incluso, en caso de exceso de alimentación al evaporador, puede llegar a producirse la entrada de líquido al compresor, con los consiguientes problemas de fiabilidad de la instalación. La instalación de un separador de líquido a la salida del evaporador es la solución más habitual para eliminar este último problema. Esta solución presenta la ventaja de que permite tener un depósito en el que acumular el refrigerante de forma controlada durante las paradas de la instalación, pero no elimina la falta de control en la alimentación al evaporador, por lo que tampoco se considera una solución adecuada para la instalación que se desea desarrollar.

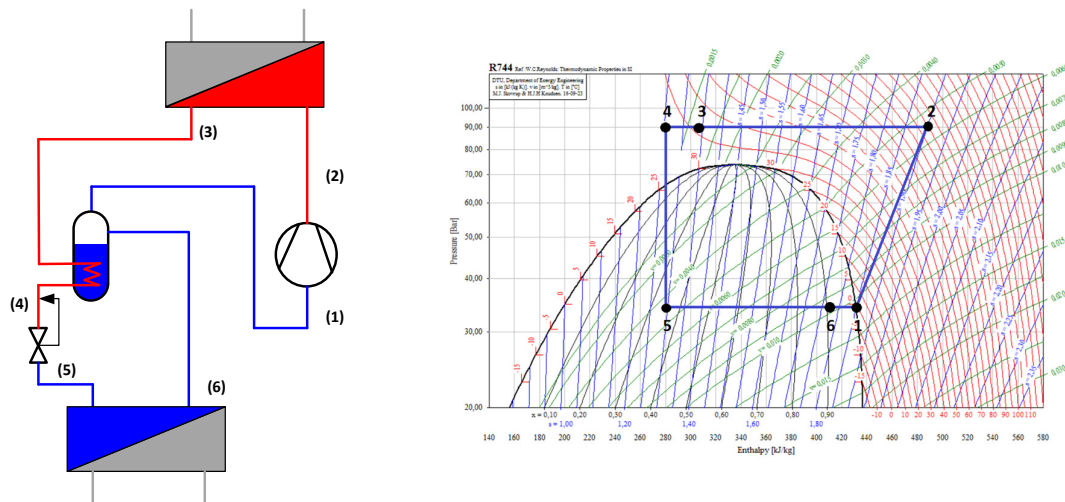


Figura 2: Ciclo simple con *back pressure valve* y evaporador inundado.

La solución que se plantea como la alternativa más natural para aunar las ventajas de las 2 posibilidades planteadas anteriormente es combinar el uso de una *back pressure valve* y una válvula de expansión termostática convencional, tal y como se muestra en la Figura 3. La presión en el *gas cooler* (punto 3) se controla mediante la *back pressure valve* mientras que la válvula de expansión termostática controla la entrada de refrigerante en el evaporador. A la salida del depósito de líquido se tendrá líquido saturado, por lo que la presión en ese punto (5) y por tanto en el depósito vendrá condicionada por la temperatura de salida del *gas cooler* (punto 3); cuanto menor sea esa temperatura, menor será la presión en el depósito, pero si esa temperatura es elevada, también lo será la presión en el depósito, lo que representa el principal inconveniente de esta disposición. En cualquier caso, ese valor de temperatura debe asegurar que, en condiciones de trabajo estacionarias, a la salida de la *back pressure valve* se tiene líquido saturado.

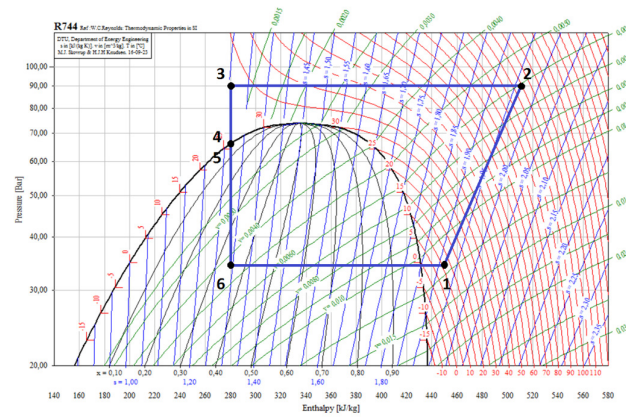
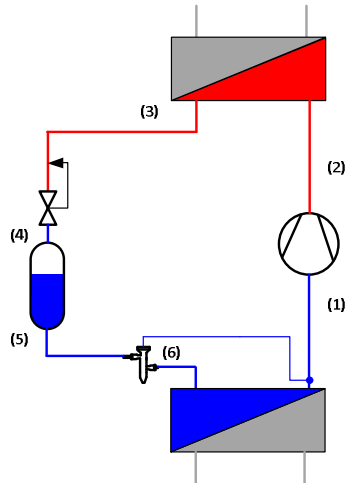


Figura 3: Ciclo simple con control de presión de condensación.

Finalmente la Figura 4 muestra la que se ha considerado la mejor alternativa y que por tanto se ha tomado como base para el diseño de la instalación experimental que se pretende desarrollar. En este caso se añade una *back pressure valve* adicional (válvula de *bypass*) que controla la descarga de gas desde el depósito de acumulación. De esta forma se tiene control sobre la presión en el *gas cooler* gracias a la primera *back pressure valve* (válvula de alta presión) y sobre la presión en el depósito gracias a la segunda, a la vez que se tiene control sobre las condiciones de alimentación del evaporador gracias a la válvula de expansión termostática.

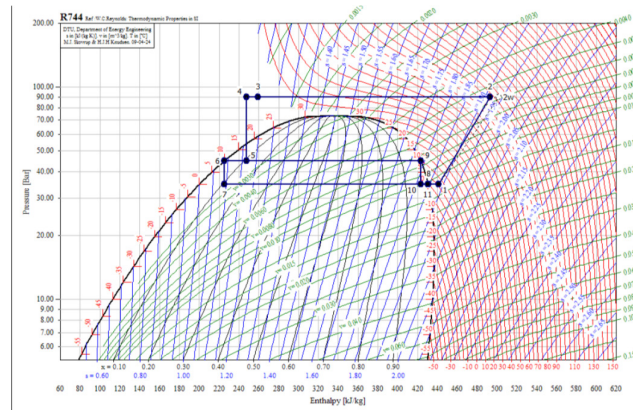
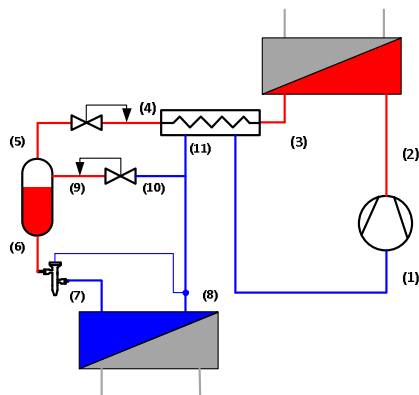


Figura 4: Ciclo simple con *bypass* de gas.

La presión en el depósito intermedio viene condicionada por el hecho de que el refrigerante contenido en su interior se encontrará siempre en estado bifásico o, como mucho, en forma de líquido saturado, pero nunca subenfriado. Por tanto, la presión máxima en el depósito será la que se obtenga al cortar la línea de saturación con la isoentálpica que pasa por las condiciones de salida del intercambiador de subenfriamiento/sobrecalentamiento (punto 4 en la Figura 4). Por otro lado, la presión en el depósito no puede ser inferior a la presión de evaporación (presión en los puntos 7, 8, 10 y 11). Dado que la instalación debe operar bajo diferentes condiciones de trabajo, la temperatura del agua que entra al *gas cooler* variará desde un valor mínimo de unos 15 °C correspondientes a la temperatura del agua de red, hasta un valor máximo de unos 55 °C correspondientes a un funcionamiento del sistema como acumulador térmico en el que el agua se va calentando progresivamente hasta alcanzar el valor de consigna (60 °C). Por tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del *gas cooler* irá aumentando progresivamente y con ello, en el caso de optar por la configuración mostrada en la Figura 3, aumentaría también la presión en el depósito intermedio, pudiendo sobrepasarse la presión de tarado

del depósito. El empleo de una segunda *back pressure valve*, aunque teóricamente no tiene ninguna influencia en el rendimiento de la instalación y prácticamente ninguna influencia en la potencia térmica, resulta de vital importancia pues permite tener controlada la presión en el depósito.

La figura 5 muestra la solución finalmente adoptada. Se trata de una disposición flexible con la que se pretende, además de poder cubrir los objetivos de diseño planteados en el apartado 2, disponer de una instalación flexible que permita en un futuro investigar el funcionamiento de una instalación de refrigeración de CO₂ bajo distintas configuraciones.

En concreto, con el esquema de diseño planteado es posible ensayar las distintas formas de operación correspondientes a los esquemas presentados en las Figuras 1 a 4.

Así, cuando las válvulas V-4, V-5, V-6 y V-7 están abiertas y todas las demás cerradas, el sistema trabaja siguiendo un ciclo similar al representado en la Figura 1.

Cuando las válvulas V-8, V-9, V-10, V-11 y V-12 están abiertas y todas las demás cerradas, el sistema trabaja siguiendo un ciclo similar al representado en la Figura 2, con la diferencia de que en este caso no existe un serpentín en el interior del depósito en el que el fluido que sale del *gas cooler* pueda intercambiar calor con el que sale del evaporador. Eso hace que no se produzca enfriamiento a la salida del *gas cooler* (no se produce la evolución 3-4 representada en la Figura 2) ni calentamiento a la salida del evaporador (evolución 6-1). Por tanto, en régimen estacionario, a la salida del evaporador el refrigerante deberá encontrarse en forma de líquido saturado, de forma que la presión en el depósito será la que asegure esa condición.

El esquema representado en la Figura 3 correspondería a una disposición en la que las válvulas V-6, V-7, V-8 y V-13 están abiertas y todas las demás cerradas.

Finalmente, cuando las V-6, V-7, V-8, V-13 y V-14 están abiertas y todas las demás cerradas, el sistema trabaja siguiendo un ciclo similar al representado en la Figura 4.

Independientemente de la disposición adoptada, actuando sobre las válvulas V-1, V-2 y V-3 se puede hacer que el sistema trabaje con o sin intercambiador de subenfriamiento/sobrecalentamiento.

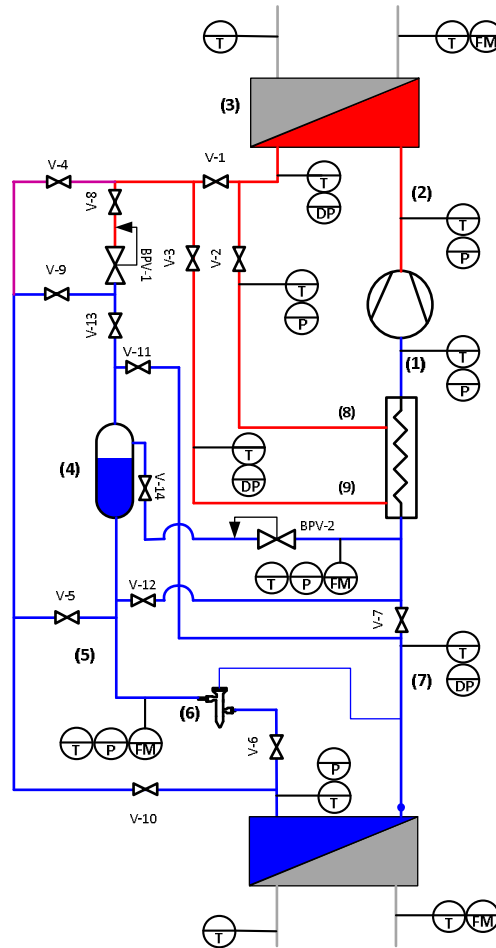


Figura 5: Solución finalmente adoptada.

4. Selección de componentes

Se describe a continuación el proceso de selección de los componentes principales de la instalación. Esta selección se ha realizado para la configuración de la instalación correspondiente a la Figura 4, pues se considera que es la configuración óptima por ser la que permite un mayor control de las condiciones de operación de la instalación. La figura 6 muestra las condiciones de operación con las que se realizó la selección de componentes.

Dado que se va a trabajar con dos temperaturas diferentes de foco frío (15 y 25 °C), para las condiciones de evaporación se ha considerado una temperatura de 10 °C, que correspondería a una situación intermedia (20 °C) con un salto de temperaturas en el evaporador de 10 °C; se ha considerado además un sobrecalentamiento de 5 °C a la salida del evaporador.

Para la salida del *gas cooler* se ha considerado que la temperatura debe estar en torno a los 70 °C, de forma que el salto de temperaturas con el agua que se pretende calentar sea también de 10 °C. Esa temperatura depende tanto de la presión de descarga del compresor como de su rendimiento; se comprobó que para una presión de descarga de 80 bar y valores estándar de rendimiento del compresor (rendimiento indicado de 0.67 y factor de pérdida de calor del 15 %) la temperatura de descarga alcanza los 71.5 °C mostrados en la figura 6. La salida del refrigerante del *gas cooler* se ha fijado en 25 °C para que de nuevo exista un salto de 10 °C con la temperatura de entrada del agua de red que se pretende calentar.

Como ya se ha dicho con anterioridad, la presión en el depósito intermedio viene condicionada por las condiciones de salida del *gas cooler* y la presión de evaporación. Para las condiciones marcadas en la Figura 6, esa presión debe encontrarse entre 45 y 56 bar, por lo que se ha fijado la presión intermedia en un valor de 50 bar.

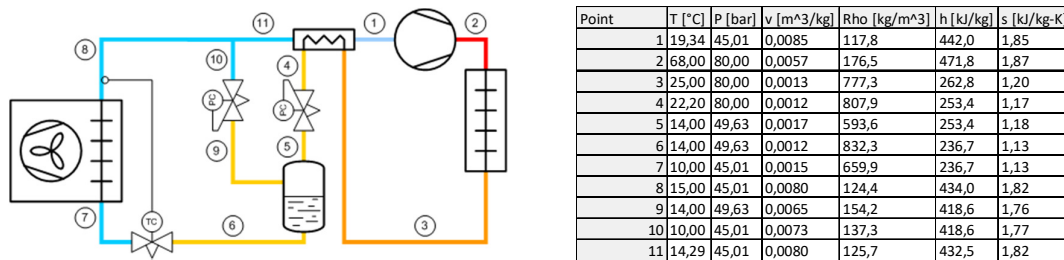


Figura 6: Condiciones de operación para la selección de componentes.

A partir de esos valores se ha realizado la selección de los componentes principales de la instalación, empleando para ello los software de selección de los diferentes fabricantes. La Tabla 1 proporciona la información básica de esos equipos.

Tabla 1: Detalle de los principales equipos.

Equipo	Fabricante	Modelo
Compresor	DORIN	DC 300H
Evaporador	SWEP	BX8T×26
<i>Gas cooler</i>	SWEP	B16DWH×34
Int. Sub./sobrec.	SWEP	B17H×4
Válvula expansión	DANFOSS	CCMT 2
Válvula de alta presión	DANFOSS	CCMT 2
Válvula de <i>bypass</i>	DANFOSS	CCMT 2

5. Monitorización y control de la instalación

La Figura 5 muestra la ubicación de los distintos sensores empleados para la recogida de datos de la instalación. Dado el elevado coste de este tipo de equipos, sólo se han marcado aquellos necesarios para monitorización de las variables de operación correspondientes al ciclo representado en las figuras 4 y 6. Será por tanto necesario prever un sistema flexible que permite conectar o desconectar estos equipos para cambiar su ubicación.

Los distintos sensores se han ubicado de forma que permitan determinar el estado termodinámico del refrigerante a lo largo de todo el ciclo, así como establecer los balances de energía que permitan caracterizar todos los equipos empleados. Además, tanto en el evaporador como en el *gas cooler* se hará una doble comprobación de forma que, además de determinar las potencias de estos equipos mediante un balance energético en el lado del refrigerante, esas potencias se compararán con las obtenidas a través del balance energético en el lado del agua.

Los sensores marcados con “T” en la Figura 5 son RTDs PT100 1/10 DIN, que se insertan en distintos puntos de los circuitos de refrigerante y agua para adquirir la temperatura de los fluidos en esos puntos. Los marcados con “P” son sensores de presión absoluta; se han seleccionado diferentes

modelos en función del rango de presiones con los que deben trabajar. Los marcados con “DP” son sensores de presión diferencial, que se emplean para medir la pérdida de presión en evaporador y *gas cooler*. Finalmente, los marcados con “FM” son caudalímetros; dentro del ciclo de refrigeración se emplearán caudalímetros de efecto Coriolis, capaces de medir el flujo másico de refrigerante, mientras que para los circuitos de agua, en los que la determinación de la densidad del fluido es mucho más sencilla, se emplearán caudalímetros electromagnéticos.

La señal proporcionada por todos los sensores se recogerá empleando un *datalogger* Agilent 34972A conectado por puerto USB a un ordenador de sobremesa. Se ha desarrollado una aplicación en LabVIEW que gestiona la recogida de datos y permite tanto lanzar y detener los ensayos, como visualizar la evolución de los mismos o actuar sobre el sistema de control.

Por último, el control de la instalación se basa en el empleo de 4 PIDs WATLOW EZ-ZONE, capaces de mantener constantes las condiciones a lo largo de un ensayo actuando sobre la temperatura y el caudal de los flujos de agua que entran en el evaporador y el *gas cooler*.

6. Conclusiones

Se ha presentado un análisis de las distintas opciones planteadas para el diseño de una instalación de refrigeración para la producción de ACS empleando un ciclo transcrito de CO₂, discutiendo brevemente las ventajas e inconvenientes de cada alternativa y justificando la solución finalmente adoptada.

Se ha presentado la selección de los componentes principales de la instalación y se ha descrito brevemente el sistema de adquisición de datos y control propuesto para la instalación diseñada.

7. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado con las ayudas concedidas por la Agencia de Ciencia y Tecnología de la Región de Murcia a través de la Fundación Séneca (proyecto 19501/PI/14) y el Ministerio de Economía y Competitividad, a través del Programa Estatal de Fomento de la Investigación Científica y Técnica de Excelencia (proyecto ENE2014-53311-C2-1-P).

8. Referencias

- [1] IDAE. *Consumo en unidades comerciales (2014)*. Disponible en: http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Consumos_Unidades_comerciales_2014_b66fc0de.xlsx [Consulta: 26 septiembre 2016]
- [2] IDAE. *Detalle de consumos del sector residencial/hogares (2014)*. Disponible en: http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Detalle_consumo_residencial_2014_a8893d39.xls [Consulta: 26 septiembre 2016]