



Guía técnica

Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización



Edificios

Guía técnica

Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización

TÍTULO

Guía técnica de ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización

AUTOR

La presente guía ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que han participado en la elaboración de esta guía y en particular a D. Javier Rey y D. Agustín Maillo y al Comité Técnico de ATECYR responsable de su revisión técnica.

Hacemos extensivo este agradecimiento a la Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización (AFEC) y a las empresas asociadas que han colaborado en la redacción del mismo, así como a los técnicos que han participado en el proceso de redacción y revisión de la guía: Elías Álvarez, Javier Basterrechea, Álvaro Blasco, Luis Buj, Bienvenido Domingo, Carolina Ferradal, Enrique Gómez, Santiago González, Manuel Herrero, Oscar Maciá, David de la Merced, Roberto de Paco, Enrique Pérez Navarro, David de Perosanz, José Antonio Romero, David Rodríguez, Emilio Rodríguez, Rafael Ros, Javier Sanabria, José Antonio Sedano, Raúl Tubio, Juan Manuel Vico y José M^a Virgili.

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Calificación de Eficiencia Energética de Edificios”.

Está permitida la reproducción, parcial o total, de la presente publicación, siempre que esté destinada al ejercicio profesional por los técnicos del sector. Por el contrario, debe contar con la aprobación por escrito del IDAE, cuando esté destinado a fines editoriales en cualquier soporte impreso o electrónico.

Depósito Legal: M-22206-2012

ISBN: 978-84-96680-53-1

.....

IDAE

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía

c/ Madera, 8

E - 28004 - Madrid

comunicacion@idae.es

www.idae.es

Madrid, junio de 2012

ÍNDICE

1 Objeto y campo de aplicación.	5
2 Enfriamiento gratuito.	7
2.0 Generalidades y normativa	7
2.1 Sistemas de enfriamiento gratuito por aire (free-cooling)	7
2.2 Sistemas de enfriamiento gratuito por agua	25
2.3 Sistemas de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante	36
3 Enfriamiento evaporativo	45
3.0 Generalidades y normativa	45
3.1 Teoría de la refrigeración evaporativa.	45
3.2 Clasificación de aparatos.	48
3.3 Enfriamiento directo.	50
3.4 Enfriamiento indirecto	52
3.5 Enfriamiento mixto	54
3.6 Criterios de diseño	54
3.7 Ejemplo	58
4 Recuperación de calor	61
4.0 Generalidades y normativa	61
4.1 Recuperadores	62
4.2 Recuperación total o parcial del calor generado en el ciclo frigorífico.	113
4.3 Transferencia energética entre zonas del edificio.	154
5 Combinación de sistemas	181
5.1 UTA. Enfriamiento gratuito por aire exterior y recuperación de calor	181
5.2 Caudal de refrigerante variable.	187

1

Objeto y campo de aplicación

Actualmente existen tres razones importantes que justifican la reducción del consumo de energía en los edificios.

La primera es el elevado coste económico de la energía.

La segunda son las perspectivas de escasez energética para las próximas décadas, lo que provoca el atribuir un coste social al consumo de energía.

La tercera y última es el elevado impacto medioambiental que el consumo energético origina en nuestro planeta debido al efecto invernadero, y que actualmente viene regulado mediante Protocolos internacionales, Directivas europeas y Reales Decretos que se deben cumplir.

Un desarrollo sostenible debe buscar soluciones a estos problemas. Con objeto de potenciar y fomentar el uso más racional de la energía en instalaciones térmicas de los edificios, normalmente destinadas a proporcionar de forma segura y eficiente los servicios de climatización necesarios, para atender los requisitos de bienestar térmico y de calidad del aire interior, hay que incorporar nuevos avances técnicos compatibles con las exigencias energéticas y medioambientales actuales, mejorando el rendimiento de los equipos y sistemas.

Existen diferentes vías para conseguir un ahorro de energía en los edificios, como son:

- i) Disminuir la demanda de energía en los edificios.
- ii) Sustituir las fuentes de energía convencionales por energías renovables (solar térmica, fotovoltaica, biomasa o geotérmica).
- iii) Utilizar sistemas y equipos térmicos más eficientes.
- iv) La recuperación de energía residual y el enfriamiento gratuito.

Dada la importancia que esta situación técnica presenta en cuanto al cumplimiento que las instalaciones térmicas deben satisfacer como requisito de eficiencia energética y protección del medio ambiente, se hace necesario el desarrollo de este documento técnico de referencia explicativo de las diferentes tecnologías existentes en el campo de la recuperación de energía y de los sistemas con elevada eficiencia energética.

Los ejemplos que cada sistema propuesto lleva, debe considerar el lector que están realizados en unas condiciones “óptimas” para cada uno de los sistemas, y por tanto no se puede extrapolar la energía y/o emisiones de CO₂ ahorradas a otras aplicaciones o con equipos concretos, (se deberá valorar en cada caso la carga interna real, el horario de funcionamiento, las pérdidas de presión añadidas a los ventiladores o bombas, pérdidas térmicas, etc.).

En toda la guía se insiste en la necesidad de realizar simulaciones energéticas de las diferentes combinaciones, ya sea para estimar realmente las necesidades reales de los edificios (demanda), como las prestaciones reales de los equipos (carga parcial, prestaciones en función de las condiciones exteriores, etc.).

Finalmente, las emisiones de CO₂ reales ahorradas dependerán del sistema existente (de sus eficiencias energéticas, EER, COP, tipo de energía utilizada, etc.) y, por tanto, no se puede generalizar; no obstante y con el fin de dar criterios iguales para todos, se ha supuesto en esta guía las correspondientes a las instalaciones utilizadas como referencia en los programas oficiales de certificación energética, es decir, por cada kWh ahorrado en electricidad se estima una disminución de 0,649 kg CO₂, y por cada kWh térmico ahorrado en calor se estima una disminución de 0,3827 kg CO₂ (lo cual supone gas natural y un rendimiento del 75%).

Finalmente señalar que tanto en la descripción de los equipos, como en los ejemplos expuestos, se ha contado con las empresas a través de la asociación AFEC (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización).

2

Enfriamiento gratuito

2.0 GENERALIDADES Y NORMATIVA

En cuanto a normativa se reproduce la del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE):

IT 1.2.4.5.1 Enfriamiento gratuito por aire exterior:

- 1 Los subsistemas de climatización del tipo todo aire, de potencia térmica nominal mayor que 70 kW en régimen de refrigeración, dispondrán de un subsistema de enfriamiento gratuito por aire exterior.*
- 2 En los sistemas de climatización del tipo todo aire es válido el diseño de las secciones de compuertas siguiendo los apartados 6.6 y 6.7 de la norma UNE-EN 13053 y UNE-EN 1751:*
 - a) Velocidad frontal máxima en las compuertas de toma y expulsión de aire: 6 m/s.*
 - b) Eficiencia de temperatura en la sección de mezcla: mayor que el 75%.*
- 3 En los sistemas de climatización de tipo mixto agua-aire, el enfriamiento gratuito se obtendrá mediante agua procedente de torres de refrigeración, preferentemente de circuito cerrado, o, en caso de empleo de máquinas frigoríficas aire-agua, mediante el empleo de baterías puestas hidráulicamente en serie con el evaporador.*
- 4 En ambos casos, se evaluará la necesidad de reducir la temperatura de congelación del agua mediante el uso de disoluciones de glicol en agua.*

En general se pueden distinguir tres tipos de sistemas para poder aprovechar las condiciones energéticas del aire exterior, bien utilizar directamente el aire exterior,

bien utilizar el aire exterior para enfriar agua o bien refrigerante del sistema de refrigeración empleado.

El objetivo de un sistema de enfriamiento gratuito es reducir la energía necesaria para la adecuación higrotérmica del aire impulsado por los sistemas de acondicionamiento.

2.1 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO GRATUITO POR AIRE (FREE-COOLING)

2.1.1 Teoría

El sistema de enfriamiento gratuito por aire exterior, comúnmente conocido como “free-cooling”, es sin duda el líder del ahorro energético. Consiste en utilizar aire del exterior, normalmente solo filtrado, en vez de recircular aire del retorno, por tener unas características energéticas que le hacen más eficiente energéticamente que el aire procedente del retorno.

Aunque las situaciones más habituales son aquellas en las que las características que se precisan para que el aire de impulsión sea capaz de vencer las cargas internas de los locales están más próximas a las que posee el aire del retorno que a las del aire exterior, siendo más ventajoso energéticamente utilizar aire recirculado, aparecen a lo largo del año diferentes situaciones que pueden hacer más conveniente la utilización de aire del exterior que no recircular aire, lo que reduce los consumos energéticos y a la calidad del aire interior que se consigue en los locales.

Evidentemente en la estación invernal las demandas principales de los edificios suelen ser de calefacción, pero hay locales que por sus características específi-

cas, como comercios, salas de fiestas, restaurantes, etc., poseen una elevada carga latente y sensible, y si las condiciones existentes en el aire exterior son adecuadas, hacen que resulte más eficaz utilizar aire del exterior para enfriar el local que no tener que poner en funcionamiento un sistema de enfriamiento convencional por compresión mecánica.

Además de ser más económico utilizar aire frío del exterior para disipar las cargas internas, al aumentar el caudal de aire exterior, repercutirá en una mejora de la calidad del aire interior (IAQ).

Para poder utilizar este sistema de enfriamiento gratuito por aire, es necesario que los sistemas de climatización de los locales sean por aire y que las unidades de tratamiento de aire estén equipadas con los adecuados sistemas de compuertas, ventiladores y control, necesarios para realizar un control adecuado de la instalación.

El sistema free-cooling debe permitir mediante un control adecuado seleccionar las diferentes situaciones que se pueden plantear de cargas internas y climáticas, actuando sobre las compuertas de aire y los equipos que deben estar en operación, para conseguir que el aire de impulsión alcance las condiciones higrotérmicas adecuadas con el menor coste energético.

2.1.2 Disposiciones y esquemas

Cuando la entalpía del aire exterior, o en su caso la temperatura dependiendo del sistema de control utilizado, es inferior a la entalpía o temperatura del aire procedente del local, será más eficiente energéticamente utilizar aire exterior que no recircular aire de retorno del local.

Los sistemas, atendiendo al control, se pueden dividir en tres grandes grupos:

- a) Sistemas de enfriamiento gratuito por control de entalpía puro.
- b) Sistemas de enfriamiento gratuito por control de temperatura seca.
- c) Sistemas de enfriamiento gratuito por control de entalpía mejorado.

El dispositivo consta de un sistema con tres compuertas de aire colocadas de manera que la compuerta de aire de retorno está en serie con los ventiladores de aire de retorno e impulsión, mientras que las otras dos compuertas están en paralelo, la de expulsión en el circuito del ventilador de retorno y la de aire exterior en el circuito del ventilador de impulsión, como se puede ver en la figura 2.1.

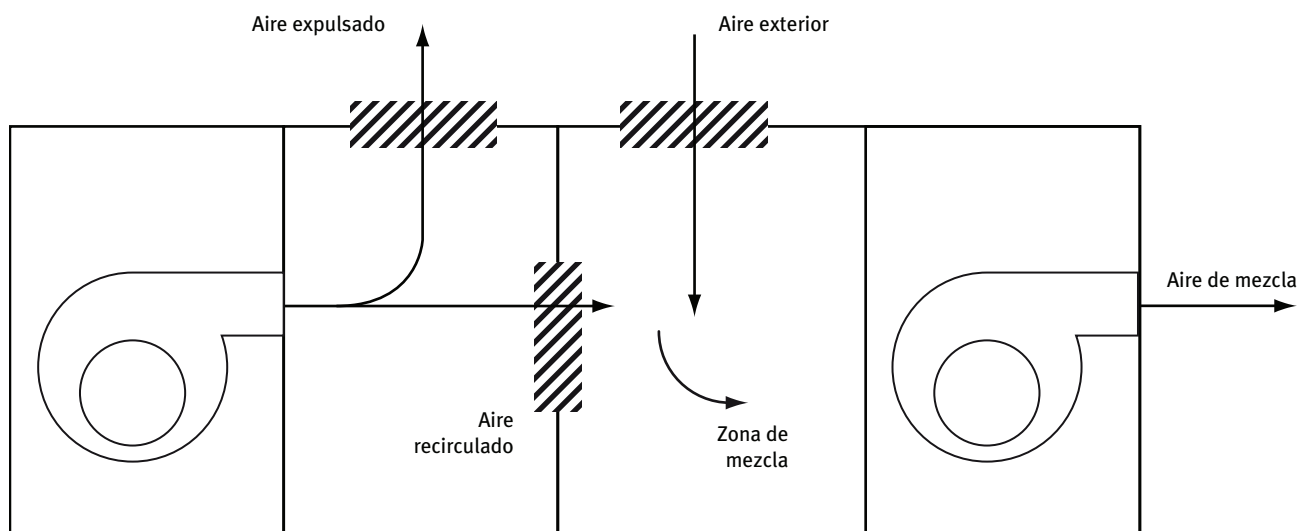


Figura 2.1: Enfriamiento gratuito por aire

Las velocidades frontales de toma y expulsión de aire serán como máximo de 6 m/s y la eficiencia de temperatura en la sección de mezcla debe ser de al menos el 75%.

El diseñador deberá considerar que los caudales de aire en juego pueden ser diferentes en las dos posiciones extremas del dispositivo, al igual que en cualquier posición intermedia del mismo.

La compuerta de retorno podrá tener un tamaño inferior al de las otras dos compuertas, incluso en la situación en que su tamaño pueda ser insuficiente para poder equilibrar los circuitos. Para un perfecto equilibrado es necesario instalar, en serie con la compuerta de retorno, una chapa perforada de características adecuadas.

La terna de compuertas se deberá dimensionar con una caída de presión que, por lo menos, sea igual al 10% de la presión del ventilador, con el fin de asegurar que las compuertas tengan la debida autoridad. Cuando las pérdidas de presión sean inferiores al 20% es recomendable que las compuertas sean del tipo lamas paralelas, no en oposición, con el fin de que la variación de caudales de aire sea lineal al variar la posición de la terna de compuertas.

2.1.3 Criterios de diseño

A continuación se presentan las características principales de los sistemas que utilizan aire, utilizando para control la entalpía o la temperatura del aire exterior.

El seleccionar el mejor control para el enfriamiento gratuito es complejo, pues la conveniencia de utilizar el aire exterior en vez del de retorno depende de muchos factores, así:

- Sistema con control de temperatura del local o con control de temperatura y humedad.
- Equipos existentes en la unidad de tratamiento de aire, básicamente existencia de enfriamiento evaporativo indirecto-directo o no.
- Existencia de humectación con agua recirculada o con vapor.
- Condiciones exteriores frecuentes de la localidad frente a las condiciones del local.
- Sistema de climatización de caudal o temperatura variable.
- Equipo de producción de frío por agua o por expansión directa, y en este último caso con sistema inverter o no.
- Coste de la deshumectación frente a coste de enfriamiento sensible.

2.1.3.1 Enfriamiento gratuito por control de entalpía puro

El control del sistema basado en la comparación de entalpía es el siguiente:

- i) Se miden la temperatura seca (T) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y del aire de retorno. Ambas señales se envían a un controlador (DDC), donde se calculan las entalpías del aire exterior h_o y la entalpía del aire de retorno h_r , que puede ser recirculado a la instalación, comparando ambos valores.
- ii) Si $h_o > h_r$, el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará abierta completamente (posición máxima permitida).
- iii) Si $h_o \leq h_r$, el regulador se encargará de que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión estén completamente abiertas y al mismo tiempo las compuertas de recirculación estarán completamente cerradas.
- iv) Un sensor de temperatura mide la temperatura (T_m) de la mezcla (aire exterior y aire recirculado). Esta señal es comparada con la del punto de consigna T^* . Cuando la temperatura del aire exterior $T_o \leq T^*$ entonces el regulador del equipo envía una señal al actuador para modular la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener la temperatura del aire de mezcla en el valor que establece la consigna T^* . En esta situación con temperatura del aire exterior inferior a T^* el compresor del equipo de producción de frío debe estar desconectado.

En la figura 2.2 se muestra el esquema de operación y el sistema de control, y en la figura 2.3 se tiene la representación de las condiciones exteriores donde actuará el free-cooling entálpico puro (suponiendo unas condiciones interiores de 24 °C y 50% de humedad relativa).

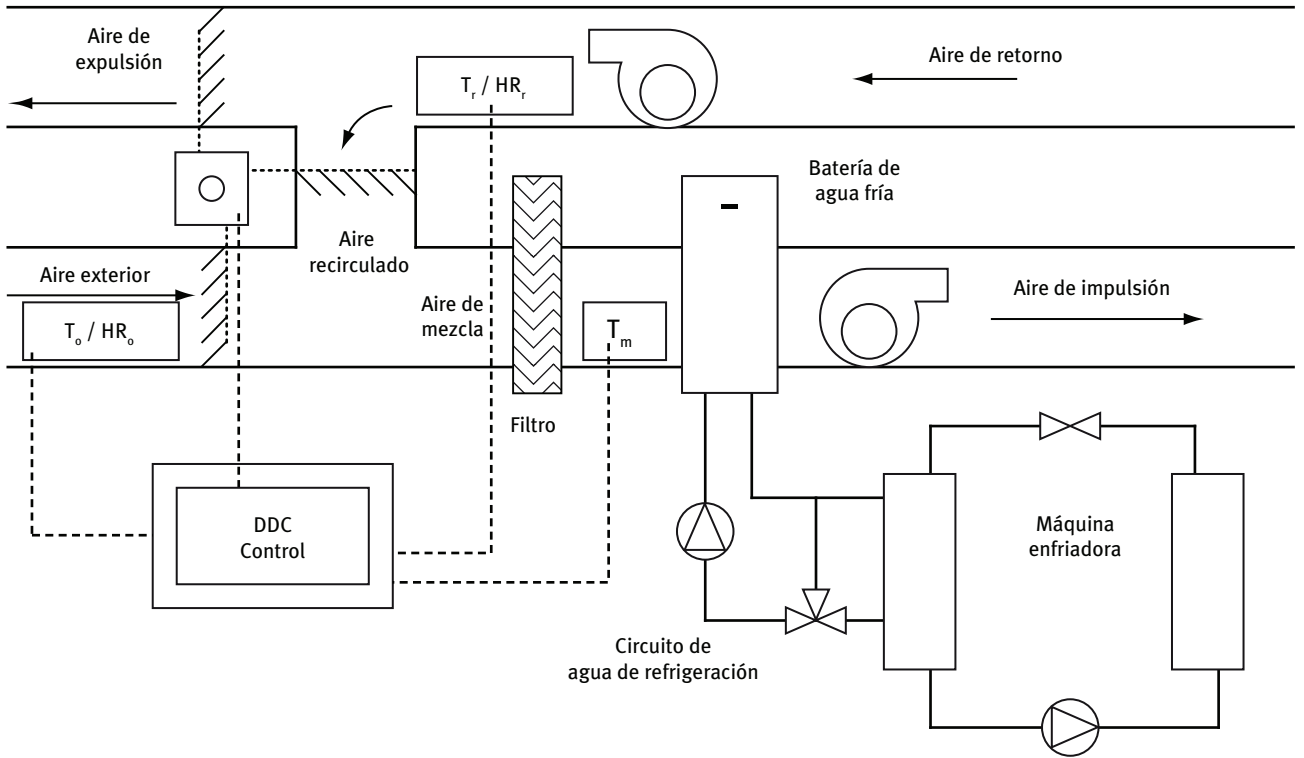


Figura 2.2: Esquema control enfriamiento gratuito con control de entalpía puro

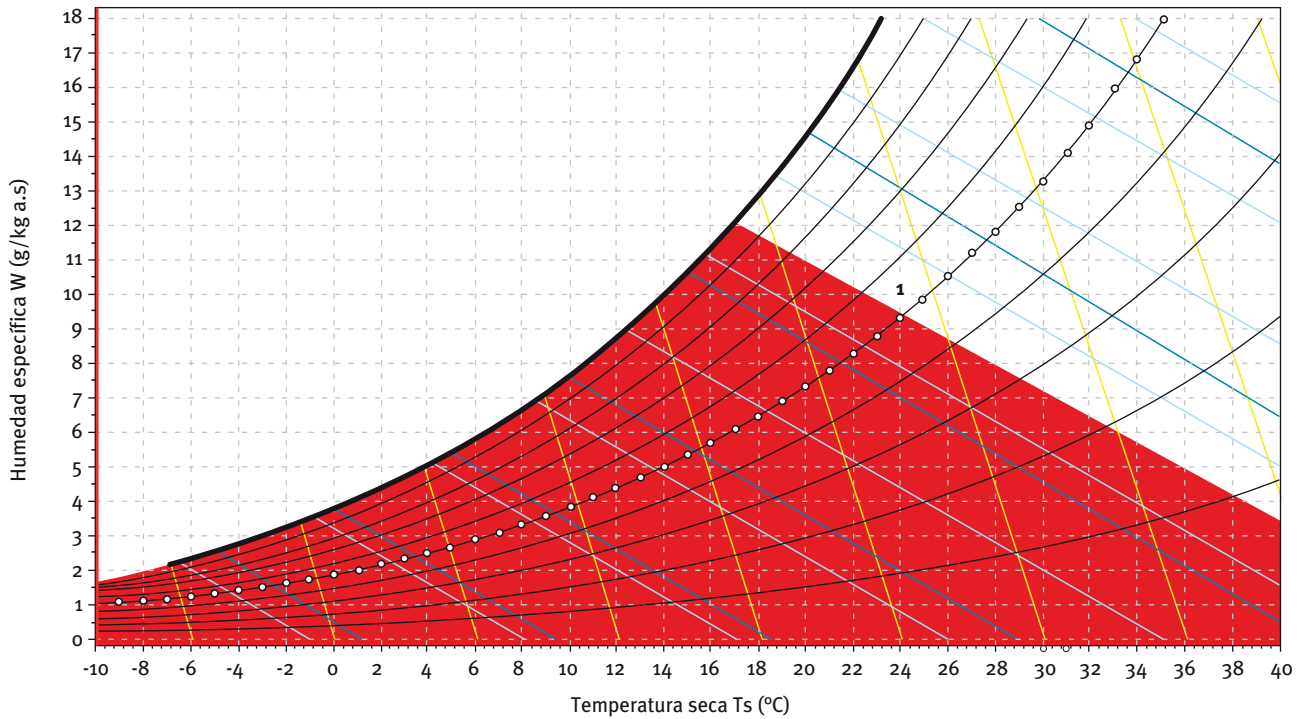


Figura 2.3: Zona de actuación del control entálpico puro

Es evidente que existe una zona en que las condiciones del aire exterior tienen menos entalpía pero más temperatura que las condiciones del local. En esta zona si la unidad de tratamiento de aire posee un sistema de enfriamiento y humectación por evaporación (indirecto-directo, ver más adelante en esta guía) será más conveniente utilizar el aire exterior, pero si el enfriamiento es únicamente por expansión directa o por batería de agua alimentada por un sistema de compresión será perjudicial utilizar el aire exterior.

Por otra parte, existe igualmente una zona donde el aire exterior tiene más entalpía que el aire de retorno, pero menor temperatura, y en este caso no se utiliza el free-cooling; no obstante, si se permite una gran variación de la humedad relativa del local (por ejemplo hasta alcanzar un 60%) sería interesante utilizar el free-cooling en esta zona hasta que se alcanzara en el local dichas condiciones (esto reducirá drásticamente dicha zona, existiendo un mayor tiempo de uso del free-cooling).

2.1.3.2 Enfriamiento gratuito por control de temperatura seca

Resulta más sencillo comparar solamente temperaturas secas utilizando una única sonda de temperatura, que el sistema de medida y control necesario para poder hacer el estudio comparativo de entalpía. La comparación se realiza entre la temperatura del aire exterior T_o con la temperatura del aire recirculado T_r (o con el valor de un punto de consigna predeterminado). El control de un sistema basado en la comparación de temperaturas es el siguiente:

- 1 Se comparan las lecturas de las sondas de temperatura del aire exterior T_o con la del aire de retorno T_r .
- 2 Si $T_o > T_r$, el regulador del equipo DDC de control envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas cerrando las de aire exterior y aire de expulsión hasta la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación, permaneciendo abierta al máximo la compuerta de aire recirculado.
- 3 Si $T_o \leq T_r$, las compuertas de aire exterior y expulsión estarán totalmente abiertas, y la compuerta de aire recirculado totalmente cerrada.
- 4 Al igual que ocurría en el sistema de control por entalpías, existe una sonda de temperatura adicional que mide la temperatura del aire de mezcla. Cuando la temperatura exterior sea inferior a la temperatura establecida como consigna del aire de impulsión, $T_o \leq T^*$, entonces el regulador del equipo DDC modula la posición de las compuertas de aire (exterior, expulsión y recirculado) de manera que se mantenga la temperatura de la mezcla del aire en el valor establecido en la consigna T^* . En esta situación, al igual que ocurría en la analizada anteriormente, el sistema de producción de frío convencional estará parado.

En la figura 2.4 se muestra el esquema de operación y el sistema de control, y en la figura 2.5 se tiene la representación de las condiciones exteriores donde actuará el free-cooling entálpico puro (suponiendo unas condiciones interiores de 24 °C y 50% de humedad relativa).

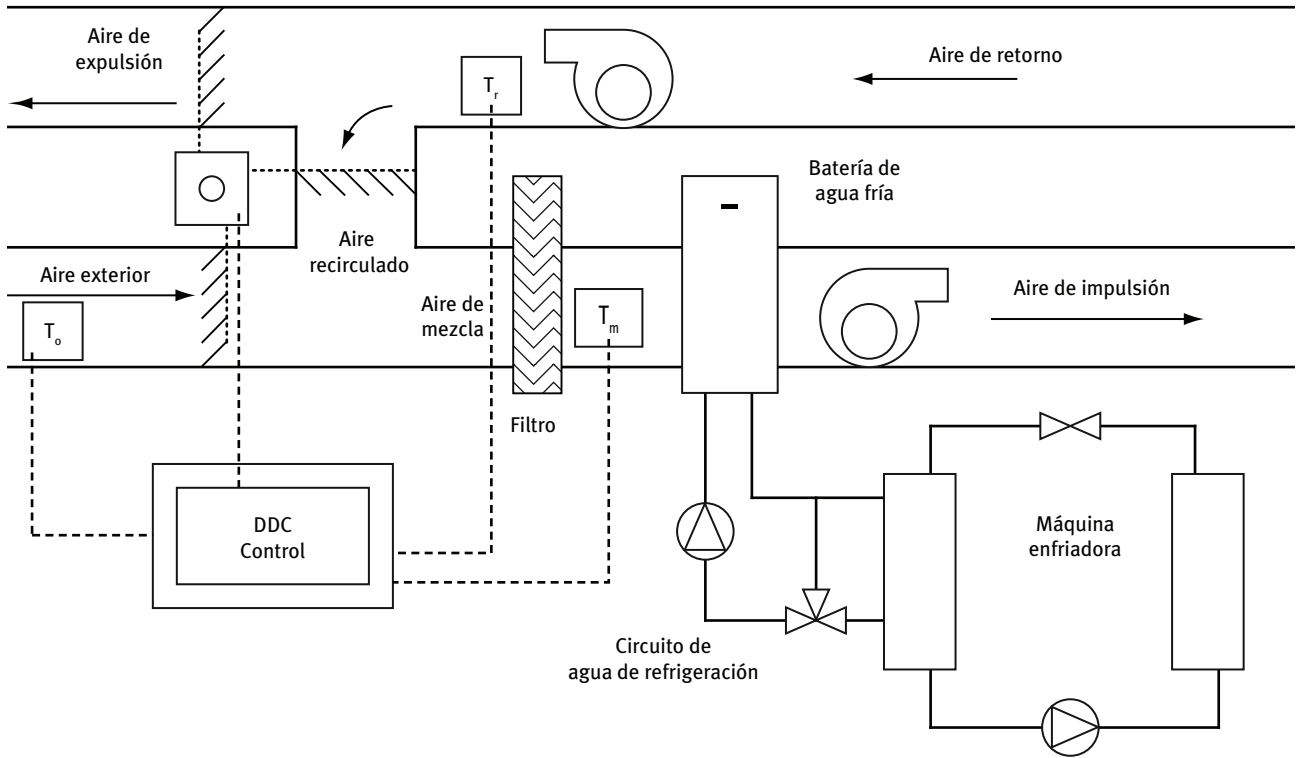


Figura 2.4: Esquema control enfriamiento gratuito con control de temperatura seca

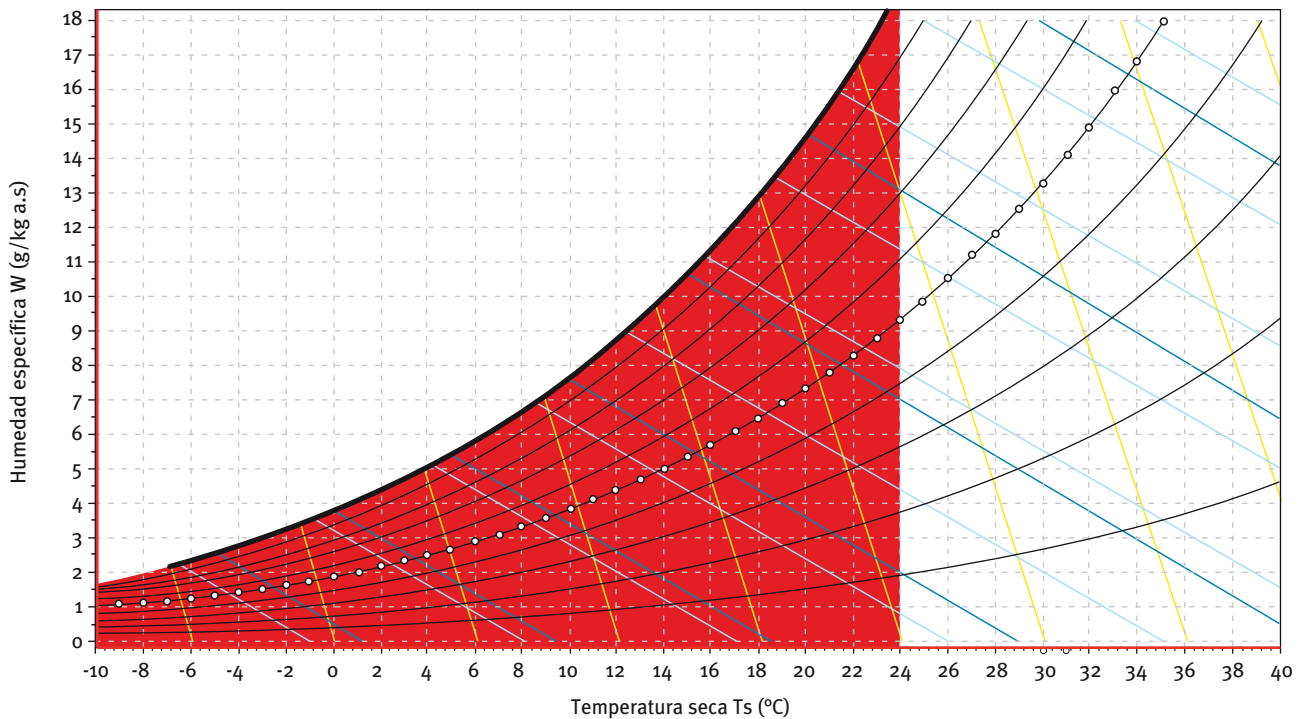


Figura 2.5: Zona de actuación del control en temperatura seca

Es evidente que existe una zona en que las condiciones del aire exterior tienen mayor entalpía que el aire de retorno pero menor temperatura. Si en estos casos trabaja la batería de frío de expansión directa es evidente que existirá mayor gasto energético debido a la existencia de deshumectación en el proceso de enfriamiento.

2.1.4 Comparación de los sistemas de control (térmico y entálpico puro). Control entálpico mejorado

De la comparación de ambos controles se tiene la diferente actuación en las zonas A y B en el diagrama de la figura 2.6

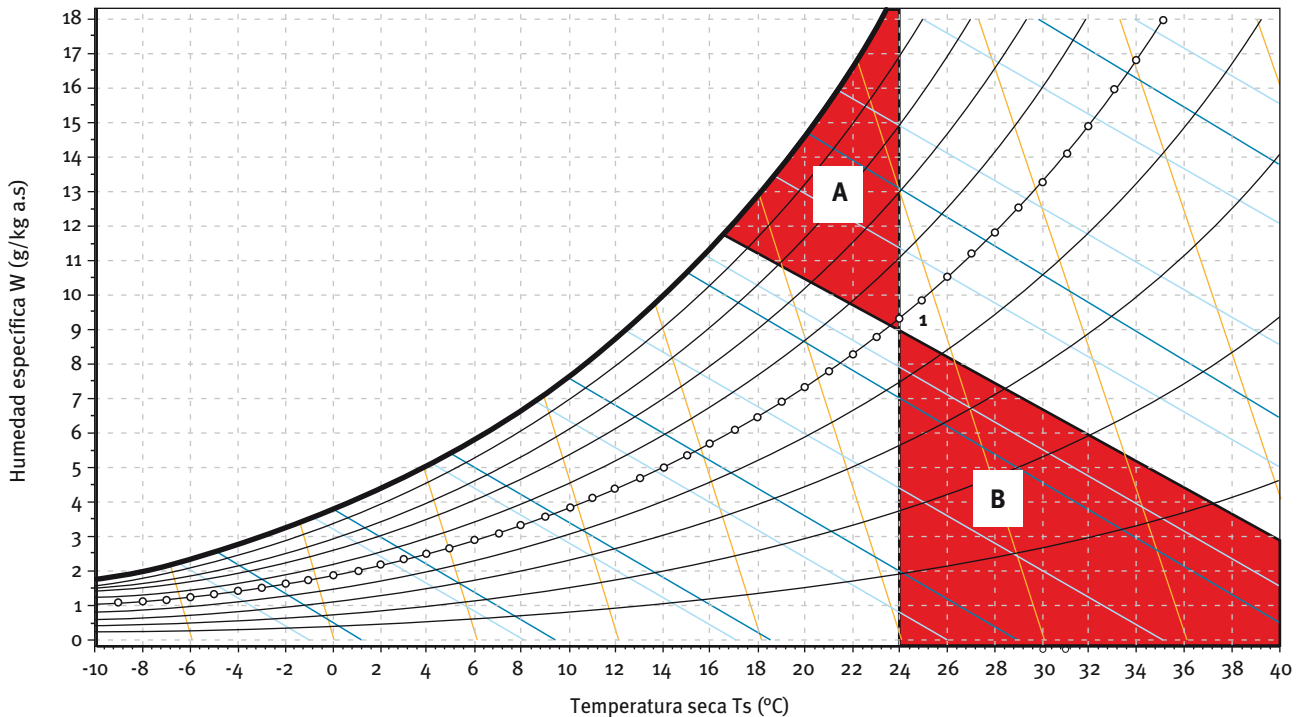


Figura 2.6: Diferencia control temperatura seca-entalpía puro

Cuando las condiciones termohigrométricas del aire exterior se sitúan dentro del área marcada como A en el diagrama psicrométrico anterior, un control de entalpía consume menos energía para enfriar y deshumidificar el aire. Por otra parte, cuando las condiciones del aire exterior se encuentran en la zona B, un control de temperaturas consume normalmente menos energía, a no ser que la UTA disponga de un sistema de refrigeración evaporativa que permita reducir la temperatura humedificando el aire.

Así nace el control de entalpía mejorado, que consiste en:

- 1 Se miden la temperatura seca (T) y la humedad relativa (HR) del aire exterior y del aire de retorno. Ambas señales se envían a un controlador (DDC), donde se calculan las entalpías del aire exterior h_o y la entalpía del aire de retorno h_r , que puede ser recirculado a la instalación, comparando ambos valores.
- 2 Si $h_o > h_r$, el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta

de aire recirculado estará abierta completamente (posición máxima permitida).

- 3 Si $h_o \leq h_r$ y $T_o > T_r$, el regulador envía una señal al actuador del servomotor de las compuertas de aire de modo que las compuertas de aire exterior y aire de expulsión están cerradas en la mínima posición, asegurando el mínimo aporte de aire de renovación. La compuerta de aire recirculado estará abierta completamente (posición máxima permitida).
- 4 Si $h_o \leq h_r$ y $T_o \leq T_r$, el regulador se encargará de que las compuertas de aire exterior y de aire de expulsión estén completamente abiertas y al mismo tiempo las compuertas de recirculación estarán completamente cerradas.
- 5 Un sensor de temperatura mide la temperatura (T_m) de la mezcla (aire exterior y aire recirculado). Esta señal es comparada con la del punto de consigna T^* . Cuando la temperatura del aire exterior $T_o \leq T^*$ entonces el regulador del equipo envía una señal al actuador para modular la apertura de las compuertas de aire de expulsión y de recirculación para mantener la temperatura del aire de mezcla en el valor que establece la consigna T^* . En esta

situación con temperatura del aire exterior inferior a T^* el compresor del equipo de producción de frío, dependiendo de las cargas internas, podría llegar a parar.

En la figura 2.7 se tiene la representación de las condiciones exteriores donde actuará el free-cooling entálpico mejorado (suponiendo unas condiciones interiores de 24 °C y 50% de humedad relativa).

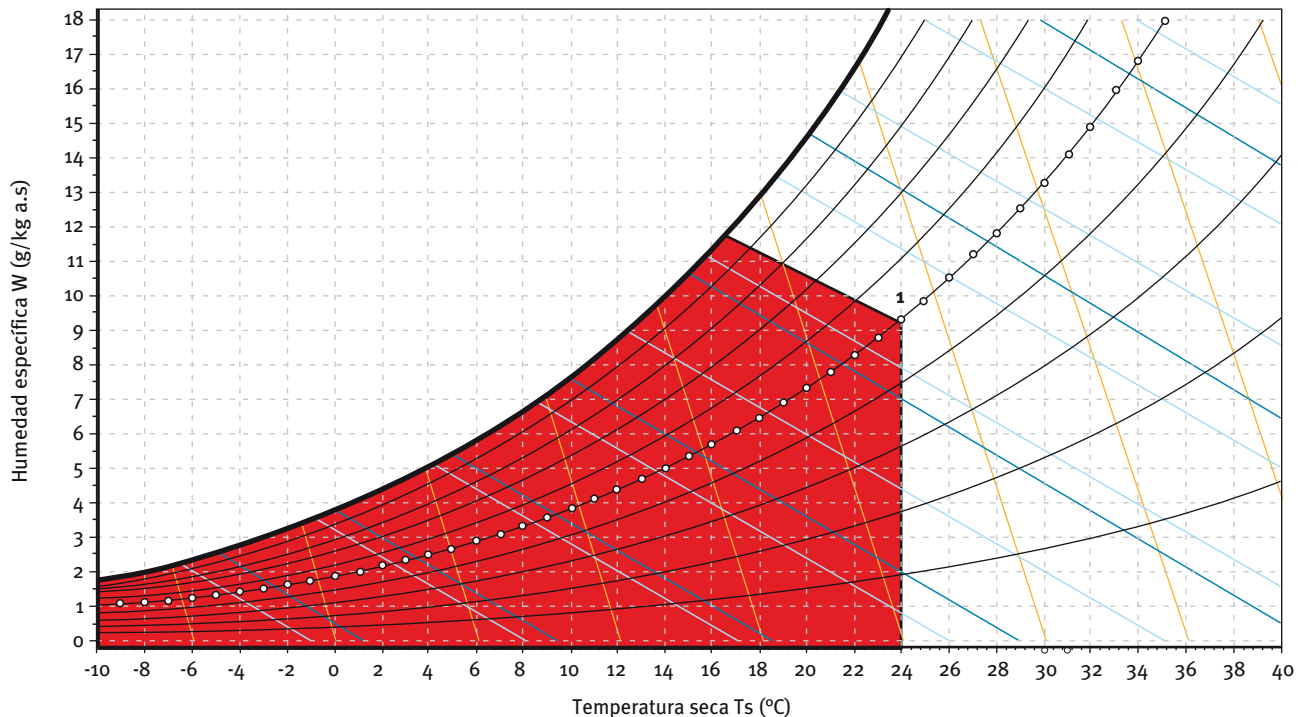


Figura 2.7: Zona de actuación del control de entalpía mejorado

Teóricamente hablando, se consigue más eficiencia energética con el control de entalpía que con el control de temperatura. Sin embargo, para poder comparar los valores de entalpía se precisan sondas de temperatura y humedad, por lo que desde un punto de vista práctico, dado que las sondas de humedad pueden proporcionar errores (incluso del 10%) como consecuencia de una baja precisión o de derivaciones de la calibración en cortos periodos de tiempo que hacen dificultoso su mantenimiento, y adicionalmente su precio es relativamente elevado, hacen que el sistema más utilizado de control de enfriamiento gratuito sea el de temperatura.

En consecuencia, se recomienda un control de entalpía mejorado en lugares con clima caliente y húmedo. En la mayor parte de las localidades con clima de temperatura y humedad moderados, el ahorro proporcionado por un control por entalpía mejorado es pequeño. Según Spitler y colaboradores (1987), los dos tipos de control difieren sólo entre el 10 y el 20% de ahorro conseguido, y como el mantenimiento de las sondas de humedad necesarias para el control por entalpías es dificultoso, recomiendan el control por temperaturas.

Para localidades con clima seco, el control por temperaturas es muy adecuado ya que proporciona niveles de ahorro similares al del control por entalpías. No obstante en estos climas, los sistemas de refrigeración evaporativa, según veremos a continuación, pueden proporcionar ahorros elevados pero precisan en la unidad de tratamiento UTA de una etapa adicional para la humidificación, y un mantenimiento estricto del sistema que asegure la limpieza del sistema de bacterias como la Legionella, típica de estos tipos de instalaciones.

2.1.5 Ejemplos

Este ejemplo trata de servir como guía para determinar el ahorro de energía proporcionado por el sistema de enfriamiento gratuito por aire exterior (free-cooling), operando tanto con control térmico como con control entálpico puro.

El desarrollo se presenta en todas las etapas de cálculo con las tablas y gráficas correspondientes, para la ciudad de Madrid y en el edificio que se describe a continuación.

1 Descripción del edificio

Superficie. El edificio de nuestro estudio dispone de una superficie con unas dimensiones de $20 \times 30 = 600 \text{ m}^2$ de una única planta. Dicho edificio dispone de 60 m^2 de superficie acristalada (20 m^2 de cristal para las orientaciones Sur, Oeste, Este).

Altura y volumen. La altura del edificio es de $4,5 \text{ m}$ y el volumen del edificio es de 2.700 m^3 .

Uso del edificio. Este edificio se utilizará como un área de servicio con un nivel de media ocupación que además se supone fija. El horario de funcionamiento es continuo de ooh. a 24h. El número de horas de funcionamiento anuales serán:

$$365 \text{ días} \times 24 \text{ horas/día} = 8.760 \text{ h/año}$$

Ocupación. El CTE DB SI-3 “Evacuación de Ocupantes”, en su tabla 2.1 “Densidades de Ocupación” indica que el nivel de ocupación es de $3 \text{ m}^2/\text{pax}$. Por tanto, para 600 m^2 la ocupación se fija en 200 personas (esta ocupación puede ser razonablemente inferior en cálculos para climatización; no obstante se asume para este ejemplo este valor).

Caudal mínimo de aire exterior de ventilación. Según la “IT 1.1.4.2.3 Caudal mínimo de aire exterior de ventilación”, y por el método A de cálculo indirecto de caudal de aire exterior mínimo por persona, para la categoría de calidad de aire interior IDA 3 tenemos un caudal de $8 \text{ dm}^3/\text{s} \cdot \text{pax}$ ($28,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{pax}$). El caudal total de aire exterior es:

$$28,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{pax} \cdot 200 \text{ pax} = 5.760 \text{ m}^3/\text{h} (1,6 \text{ m}^3/\text{s})$$

2 Base de datos de Climed 1.3

Los datos meteorológicos sintéticos creados por CLIMED 1.3, a partir de los datos climáticos del Instituto Nacional de Meteorología, son descargados de la página oficial del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, (www.mityc.es).

Cada archivo de datos climáticos consta de 8.762 registros, con el siguiente contenido:

- 1^{er} registro y 2^o registro. Datos generales:
 - Nombre del archivo de datos.
 - Longitud de referencia para el cálculo de la hora oficial (grados, positivo hacia el Este, flotante).
 - Latitud (grados, positivo hacia el Norte).

- Longitud (grados, positivo hacia el Oeste).
Altura (metros).

- Registros 3^o a 8.762 (Total 8.760):

- Mes (1 a 12, entero).
- Día (1 a 31, entero).
- Hora (1 a 24, entero).
- Temperatura seca (°C).
- Temperatura de cielo (°C).
- Irradiación directa sobre superficie horizontal (w/m^2).
- Irradiación difusa sobre superficie horizontal (w/m^2).
- Humedad absoluta ($\text{kg agua}/\text{kg aire seco}$).
- Humedad relativa (%).
- Velocidad del viento (m/s).
- Dirección del viento (grados respecto al Norte, positivo desde el Este).
- Azimut solar (grados, negativo hacia el Este).
- Cenit solar (grados).

A continuación, con estos datos climáticos se elabora la tabla que se describe seguidamente:

Intervalo. Las tablas se ordenan a partir de la primera columna llamada intervalo. En este intervalo de temperaturas, que se ha tomado con una amplitud de $1 \text{ }^\circ\text{C}$, se agrupan todos los registros de la Base de Datos CLIMED 1.3 que están dentro del mismo.

En el intervalo $T < 1$ se agrupan todos los registros de temperaturas secas inferiores a $1 \text{ }^\circ\text{C}$, y en el intervalo $T = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ se agrupan los registros de temperaturas secas superiores a $36 \text{ }^\circ\text{C}$.

Frecuencias. N^o Registros: indica el total de veces que se ha producido un registro o dato de temperatura en ese intervalo:

Frecuencia del intervalo (Fi): es la relación en % del registro en cada uno de los intervalos y el n^o total de registros del año (8.760).

Frecuencia acumulada (Fa): es la suma acumulada, incluida la del propio intervalo, de todas las frecuencias de intervalo (Fi) anteriores.

H. Absoluta: es la media aritmética de las humedades absolutas, coincidentes con las temperaturas, que se han registrado en ese intervalo de temperatura.

Temperaturas y humedades. Las variables utilizadas son:

T. seca: es la media aritmética de las temperaturas secas registradas en ese intervalo de temperatura.

H. Relativa: es la media aritmética de las humedades relativas, coincidentes con las temperaturas, que se han registrado en ese intervalo de temperatura.

Datos calculados. A partir de la temperatura seca media y de la humedad absoluta media del intervalo se calculan para cada intervalo el:

Ve: volumen específico.

hs, hl, htotal: entalpía sensible, latente y total.

Para Madrid, los datos climatológicos en su horario de uso de 24 horas/día son los de la tabla siguiente:

DATOS CLIMÁTICOS

Ciudad: Madrid		Área de servicio					Horario: 00-24 h			
Intervalo	Base de datos Climed 1.3						Datos calculados			
	Frecuencias			Temperaturas y humedades			Vol. esp. Ve (m ³ /kg _{as})	Entalpía		
	Número registros	Fi (%)	Fa (%)	T. seca (°C)	H. relativa (%)	H. absoluta (kga/kgas)		hs	hi	htotal
									(kJ/kg)	
T < 1	10	0,11	0,11	0,46	97,9	0,0041	0,845	0,46	10,39	10,85
1-2	35	0,40	0,51	1,61	94,0	0,0043	0,848	1,62	10,86	12,48
2-3	152	1,74	2,25	2,54	88,2	0,0043	0,854	3,51	10,93	14,44
4-5	311	3,55	8,97	4,50	77,2	0,0044	0,857	4,53	10,96	15,49
5-6	366	4,18	13,15	5,45	74,1	0,0045	0,860	5,48	11,25	16,73
6-7	415	4,74	17,89	6,49	71,3	0,0046	0,864	6,53	11,65	18,18
7-8	519	5,92	23,81	7,45	70,2	0,0049	0,867	7,49	12,23	21,08
8-9	503	5,74	29,55	8,44	67,3	0,0050	0,870	8,49	12,59	21,08
9-10	479	5,47	35,02	9,43	65,1	0,0052	0,874	9,48	13,04	22,52
10-11	410	4,68	39,70	10,44	62,2	0,0053	0,877	10,50	13,33	23,83
11-12	367	4,19	43,89	11,44	59,3	0,0054	0,880	11,51	13,59	25,09
12-13	364	4,16	48,05	12,46	58,6	0,0057	0,884	12,53	14,40	26,93
13-14	323	3,69	51,74	13,45	57,2	0,0059	0,887	13,53	15,00	28,53
14-15	319	3,64	55,38	14,43	56,2	0,0062	0,891	14,51	15,73	30,24
15-16	367	4,19	59,57	15,44	54,6	0,0064	0,894	15,53	16,33	31,86
16-17	347	3,96	63,53	16,44	52,4	0,0066	0,897	16,54	16,72	33,26
17-18	361	4,12	67,65	17,44	50,0	0,0067	0,901	17,54	17,01	34,56
18-19	384	4,38	72,03	18,45	49,0	0,0070	0,904	18,56	17,80	36,35
19-20	364	4,16	76,19	19,45	48,0	0,0073	0,908	19,56	18,57	38,14
20-21	312	3,56	79,75	20,45	44,6	0,0072	0,911	20,57	18,37	39,90
21-22	287	3,28	83,03	21,44	41,9	0,0072	0,914	21,56	18,33	39,90
22-23	237	2,71	85,73	22,41	38,4	0,0070	0,916	22,54	17,86	40,40
23-24	200	2,28	88,01	23,42	35,7	0,0069	0,919	23,56	17,65	41,21
24-25	162	1,85	89,86	24,45	32,6	0,0067	0,922	24,59	17,14	41,73
25-26	153	1,75	91,61	25,43	29,9	0,0065	0,925	25,58	16,69	42,26
26-27	149	1,70	93,31	26,43	28,0	0,0065	0,928	26,58	16,57	43,15
27-28	139	1,59	94,90	27,41	26,3	0,0064	0,931	27,57	16,51	44,08

(continuación)

Ciudad: Madrid			Área de servicio				Horario: 00-24 h			
Intervalo	Base de datos Climed 1.3						Datos calculados			
	Frecuencias		Temperaturas y humedades				Vol. esp. Ve (m ³ /kg _{as})	Entalpía		
	Número registros	Fi (%)	Fa (%)	T. seca (°C)	H. relativa (%)	H. absoluta (kga/kgas)		hs	hi	htotal
(kJ/kg)										
28-29	117	1,34	96,23	28,44	24,3	0,0063	0,934	28,60	16,20	44,80
29-30	100	1,14	97,37	29,46	22,6	0,0062	0,937	29,63	15,98	45,62
30-31	72	0,82	98,20	30,44	21,1	0,0062	0,940	30,62	15,81	46,43
31-32	54	0,62	98,81	31,47	19,8	0,0062	0,943	31,65	15,79	47,45
32-33	43	0,49	99,30	32,45	17,7	0,0058	0,946	32,64	14,94	47,58
33-34	31	0,35	99,66	33,39	17,6	0,0061	0,949	33,58	15,62	49,21
34-35	19	0,22	99,87	34,28	16,7	0,0061	0,952	34,48	15,62	50,10
35-36	8	0,09	99,97	35,39	15,6	0,0060	0,955	35,60	15,53	51,12
T > 36	3	0,03	100,00	36,00	14,1	0,0056	0,957	36,21	14,51	50,72
8.760										
Media de los 8.760 registros				14,35	55,9	0,0058	0,890	14,43	15,56	30,00

3 Condiciones de proyecto

Condiciones exteriores: se han considerado los valores de la Norma UNE 100001 para el Nivel de Percentil Estacional NPE de la Tabla siguiente:

Ciudades	Verano (NPE 1%)		Invierno (NPE 99%)
	TS (°C)	TH (°C)	TS (°C)
Madrid	36,5	22,6	-4,9

Condiciones interiores de diseño: se han considerado los valores medios de la Tabla 1.4.1.1 de la IT 1.1 Exigencia de Bienestar e Higiene del RITE.

Verano		Invierno	
T ^a (°C)	HR (%)	T ^a (°C)	HR (%)
24	52,5	22	45

4 Cálculo de cargas térmicas

Las cargas térmicas contemplan los cerramientos, el suelo, las cargas internas por ocupación, iluminación o equipos que disipen calor y la ventilación.

Para determinar las cargas térmicas de ventilación, es decir, las del caudal mínimo del aire exterior de ventilación según la IT 1.1.4.2.3 (Tabla 1.4.2.1) del RITE, se

aplican las ecuaciones típicas; por ejemplo, la carga total se obtendrá por:

$$Q_{\text{tot,vent}} = \left(\frac{V_{\text{a,ext}}}{v_e} \right) (h_{\text{int}} - h_{\text{ext}})$$

donde:

$V_{\text{a,ext}}$ es el caudal mínimo de ventilación (m³/s).

h_{int} es la entalpía en las condiciones interiores (kJ/kg).

h_{ext} es la entalpía de las condiciones exteriores (kJ/kg).

v_e es el volumen específico de las condiciones exteriores (m³/kg).

$Q_{\text{tot,vent}}$ es la potencia térmica total de ventilación (kW).

Potencia térmica total requerida

La potencia térmica total (Q_{tot}) requerida por el edificio para cada uno de los intervalos es la suma para cada uno de los intervalos de todas las cargas anteriores por los cerramientos, internas y de ventilación.

Los valores obtenidos se recogen en la figura 2.8.

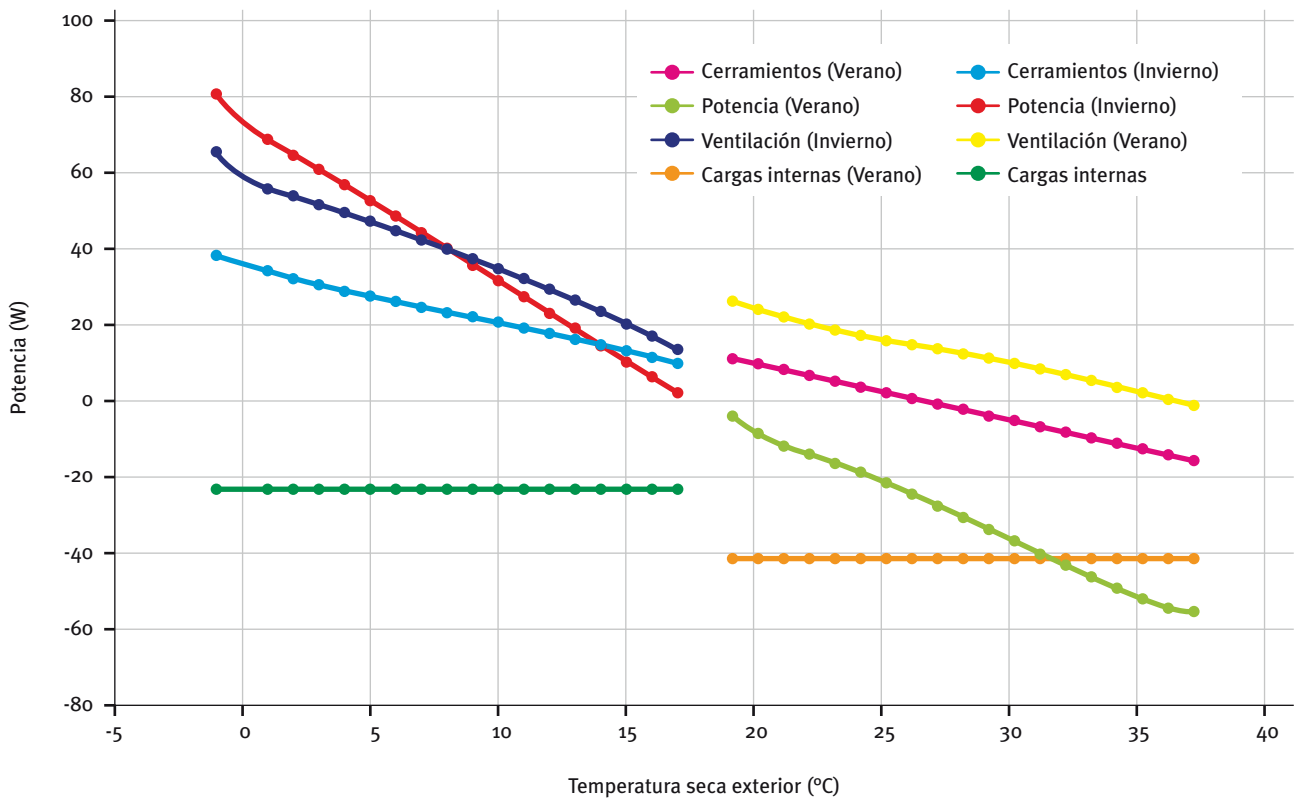


Figura 2.8: Curvas potencia térmica. Área servicio. Madrid

En las tablas siguientes se recogen los resultados agrupados por intervalos de temperatura para la temporada de invierno y verano que en este caso está delimitada a 18 °C.

POTENCIA TÉRMICA INVIERNO (W)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA3		Caudal mín. vent. (Qv): 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 8.760 h					Cond. interiores: 22 °C/45% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 22,13; h _s : 22,13; h _{TOTAL} : 42,56				
	Cerramientos		Ocupación			Otras Cargas	Subtotal Q1	Ventilación		Total Qt	
	Estructural	Suelo	Latente	Sensible	Total			Latente	Sensible		Qv
T < 1	29.494	8.118	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	14.912	21.141	44.092	65.233	80.145
1-2	26.153	7.602	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	11.055	18.055	38.680	56.734	67.789
2-3	24.959	7.418	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	9.676	17.930	36.790	54.720	64.396
3-4	23.734	7.229	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	8.262	17.800	34.874	52.674	60.936
4-5	22.446	7.030	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	6.776	17.665	32.850	50.515	57.291
5-6	21.227	6.842	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	5.369	17.069	30.955	48.025	53.394
6-7	19.886	6.635	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	3.821	16.259	28.895	45.155	48.975
7-8	18.657	6.445	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	2.402	15.138	27.004	42.142	44.544
8-9	17.383	6.248	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	930	14.409	25.073	39.482	40.412
9-10	16.118	6.053	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-529	13.534	23.154	36.689	36.160
10-11	14.818	5.852	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-2.030	12.956	21.214	34.170	32.140
11-12	13.544	5.655	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-3.500	12.437	19.308	31.745	28.244
12-13	12.236	5.453	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-5.011	10.913	17.372	28.285	23.274
13-14	10.963	5.257	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-6.481	9.793	15.510	25.303	18.822
14-15	9.705	5.063	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-7.932	8.449	13.679	22.128	14.196

(continuación)

Cerramientos			Ocupación			Otras	Subtotal	Ventilación			Total
Estructural	Suelo	Latente	Sensible	Total	Cargas	Q ₁	Latente	Sensible	Q _v	Q _t	
15-16	8.416	4.863	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-9.421	7.331	11.808	19.139	9.718
16-17	7.125	4.664	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-10.910	6.615	9.971	16.586	5.675
17-18	5.846	4.467	-5.000	-12.000	-17.000	-5.700	-12.387	6.068	8.148	14.216	1.829

POTENCIA TÉRMICA VERANO (W)

Cerramientos			Ocupación			Otras	Subtotal	Ventilación			Total
Estructural	Suelo	Latente	Sensible	Total	Cargas	Q ₁	Latente	Sensible	Q _v	Q _t	
18-19	7.299	4.267	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-29.522	16.378	9.878	26.256	-3.267
19-20	5.978	4.068	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-31.043	14.948	8.067	23.015	-8.028
20-21	4.672	3.872	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-32.544	15.260	6.273	21.533	-11.012
21-22	3.365	3.675	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-34.049	15.268	4.509	19.776	-14.273
22-23	2.097	3.484	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-35.508	16.056	2.792	18.848	-16.660
23-24	764	3.283	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-37.042	16.355	1.015	17.371	-19.671
24-25	-598	3.078	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-38.609	17.201	-785	16.416	-22.193
25-26	-1.878	2.885	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-40.082	17.930	-2.487	15.442	-24.640
26-27	-3.194	2.687	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-41.595	18.068	-4.213	13.855	-27.740
27-28	-4.477	2.494	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-43.072	18.115	-5.893	12.222	-30.850
28-29	-5.840	2.288	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-44.640	18.581	-7.632	10.949	-33.691
29-30	-7.172	2.088	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-46.173	18.895	-9.376	9.520	-36.653
30-31	-8.469	1.892	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-47.666	19.132	-11.024	8.108	-39.557
31-32	-9.820	1.689	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-49.220	19.098	-12.744	6.354	-42.865
32-33	-11.103	1.496	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-50.696	20.493	-14.378	6.116	-44.580
33-34	-12.339	1.309	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-52.119	19.265	-15.921	3.344	-48.775
34-35	-13.519	1.132	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-53.476	19.220	-17.380	1.840	-51.636
35-36	-14.969	913	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-55.144	19.302	-19.189	113	-55.031
T > 36	-15.774	792	-6.960	-12.649	-19.609	-21.480	-56.071	20.972	-20.189	783	-55.288

5 Enfriamiento gratuito por aire exterior (free-cooling)

Caudales de aire

En verano, el caudal de aire exterior que se puede impulsar al local va desde el mínimo de ventilación ($V_{\text{vent, ext}}$) hasta el máximo que pueda dar el ventilador de impulsión (V_{imp}), siendo la diferencia un caudal complementario (V_{fc}) para enfriamiento gratuito (free-cooling), siempre y cuando proceda el hacerlo.

$$V_{\text{imp}} = V_{\text{vent, ext}} + V_{\text{fc}} + V_{\text{ret}}$$

Caudal de impulsión (V_{imp}): caudal nominal del ventilador de impulsión del equipo, que es el caudal total que se impulsa al interior.

Caudal de retorno (V_{ret}): es el que sale de los locales climatizados que normalmente coincide o es similar al de impulsión (la diferencia es el caudal de aire que es exfiltrado al exterior como consecuencia de mantener los locales en sobrepresión).

Caudal mínimo ($V_{vent, ext}$): caudal mínimo del aire exterior de ventilación. (Tabla 1.4.2.1 del RITE).

Caudal complementario (V_{fc}): caudal de aire exterior a introducir con el fin de compensar las cargas térmicas cuando:

- 1 Su temperatura sea menor que la del aire del local o de extracción (free-cooling térmico que sólo compara temperaturas).
- 2 Su entalpía sea menor que la del aire del local o de extracción (free-cooling entálpico que compara temperaturas y humedades).
- 3 Comparación con el sistema de entalpía mejorada comentado.

El caudal de aire exterior complementario a introducir V_{fc} (m^3/h) se calcula a partir de la potencia térmica total requerida por la instalación (Q_{tot}) que es susceptible de ser compensada de forma gratuita. Evidentemente, se dejará de introducir este aire exterior complementario cuando resulte ser una carga térmica.

$$V_{fc} = \frac{Q_{tot} \text{ ve}}{h_{int} - h_{ext}}$$

Potencia de enfriamiento gratuito

Es la potencia térmica obtenida con el caudal (V_{fc}) de aire exterior, que ha sido calculado previamente, a partir de la expresión:

$$Q_{fc} = \left(\frac{V_{fc}}{\text{ve}} \right) (h_{int} - h_{ext})$$

En la tabla siguiente se puede observar la potencia Q_{fc} que se puede obtener con el aporte del aire exterior.

POTENCIA TÉRMICA DEL FREE-COOLING (W)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA3		Caudal mín. vent. (Qv): 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 8.760 h				Cond. interiores: 24 °C/52,5% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 24,14; h _s : 27,05; h _{TOTAL} : 51,19					
Caudal aire exterior: mínimo ventilación Qv: 5.760 m ³ /h; nominal impulsión Qi: 14.300 m ³ /h											
	Subtotal	Mínimo ventilación				Total	Potencia térmica free-cooling			Total	
	P1	V (m ³ /h)	Latente	Sensible	Qv	Qt	Vfc (m ³ /h)	Latente	Sensible	Qfc	Qc
18-19	-29.522	5.760	16.378	9.878	26.256	-3.267	717	2.038	1.229	3.267	0
19-20	-31.043	5.760	14.948	8.067	23.015	-8.028	2.009	5.214	2.814	8.028	0
20-21	-32.544	5.760	15.260	6.273	21.533	-11.012	2.946	7.804	3.208	11.012	0
21-22	-34.049	5.760	15.268	4.509	19.776	-14.273	4.157	11.019	3.254	14.273	0
22-23	-35.508	5.760	16.056	2.792	18.848	-16.660	5.091	14.192	2.468	16.660	0
23-24	-37.042	5.760	16.355	1.015	17.371	-19.671	6.523	18.522	1.150	19.671	0
24-25	-38.609	5.760	17.201	-785	16.416	-22.193	7.787	23.254	-1.061	22.193	0
25-26	-40.082	5.760	17.930	-2.487	15.442	-24.640	8.540	26.583	-3.688	22.895	-1.745
26-27	-41.595	5.760	18.068	-4.213	13.855	-27.740	8.540	26.789	-6.247	20.542	-7.198
27-28	-43.072	5.760	18.115	-5.893	12.222	-30.850	8.540	26.858	-8.738	18.121	-12.729
28-29	-44.640	5.760	18.581	-7.632	10.949	-33.691	8.540	27.549	-11.315	16.234	-17.457
29-30	-46.173	5.760	18.895	-9.376	9.520	-36.653	8.540	28.015	-13.901	14.114	-22.539
30-31	-47.666	5.760	19.132	-11.024	8.108	-39.557	8.540	28.366	-16.345	12.022	-27.536
31-32	-49.220	5.760	19.098	-12.744	6.354	-42.865	8.540	28.316	-18.895	9.421	-33.444
32-33	-50.696	5.760	20.493	-14.378	6.116	-44.580	8.540	30.384	-21.317	9.068	-35.513
33-34	-52.119	5.760	19.265	-15.921	3.344	-48.775	8.540	28.564	-23.605	4.958	-43.816
34-35	-53.476	5.760	19.220	-17.380	1.840	-51.636	8.540	28.496	-25.768	2.727	-48.908
35-36	-55.144	5.760	19.302	-19.189	113	-55.031	8.540	28.618	-28.450	168	-54.863
T > 36	-56.071	5.760	20.972	-20.189	783	-55.288	8.540	31.094	-29.933	1.161	-54.127

En el caso de free-cooling térmico, a partir de 24 °C de temperatura exterior se dejará de introducir aire exterior complementario (V_{fe}) ya que al ser esta temperatura mayor de la que debe haber en el interior o de proyecto, el sistema de regulación actuará sobre las compuertas de aire para dejarlas posicionadas de tal forma que sólo se introduzca el $V_{vent, ext}$, es decir, el mínimo de aire exterior obligatorio.

En el caso de que se haya optado por un free-cooling entálpico puro, la compuerta de aire exterior permanecerá abierta totalmente para que el caudal de aire exterior sea el máximo posible, es decir V_{imp} , con lo que el equipo trabajará con todo aire exterior. Obsérvese que la entalpía del aire exterior es siempre inferior a la del aire de expulsión en las condiciones de diseño del proyecto.

En estas circunstancias se observa, en la tabla Potencia Térmica Verano, que en el intervalo 24-25 °C la carga latente interna debida a ocupación (es la única carga latente que se ha contemplado) es de -6.960 W, mientras que la potencia latente de compensación para el $V_{vent, ext}$ es de +17.201 W, representando la potencia sensible de este caudal exterior una carga térmica de -785 W. Por tanto, el mantener las compuertas abiertas por un lado va a disminuir la humedad interior y por otro va a suponer una carga térmica sensible adicional.

Q_c (kW): es la potencia térmica que nos queda por aportar, después de haber puesto en funcionamiento el free-cooling; es decir, es la potencia que hay que aportar por el compresor.

Analizando los dos posibles casos sobre el control de la humedad relativa, se puede establecer lo siguiente:

- 1 Si se desea mantener la humedad relativa interior para mantener las condiciones del 52,5%, se tendría que estar humectando y al mismo tiempo si se utiliza el free-cooling entálpico a partir de 24 °C estaría creando carga térmica sensible, por lo que habría un gasto de energía para humectar y otro para combatir la carga sensible del aire exterior V_{fe} , a no ser que el enfriamiento se hiciera con humidificador adiabático que consigue los dos objetivos, humidificar y enfriar.
- 2 Si no se controla la humedad relativa y por tanto no se humecta, el caudal de aire exterior de 5.760 m³/h bajaría la humedad relativa del interior hasta el 42% y la entalpía a 21,1 kJ/kg, correspondiente a la temperatura interior seca de 24 °C, con lo que

se comportaría igual que el free-cooling térmico, pues a 24 °C es la misma consigna de referencia para cerrar las compuertas de entrada de aire exterior.

6 Ahorro de energía del free-cooling

Una vez seleccionado el equipo para satisfacer las necesidades térmicas en las condiciones de proyecto, cuyo caudal de impulsión de aire V_{imp} es de 14.300 m³/h, se obtienen los valores de ahorro de energía debidos al enfriamiento gratuito. Las variables utilizadas para determinar el ahorro de energía con los sistemas free-cooling son:

Frecuencias de temporada

Frecuencia del intervalo (Fiv): es la relación en % del registro en cada uno de los intervalos y el n^o total de registros de la temporada de verano o, lo que es lo mismo, es la frecuencia anual (Fi) referenciada sólo a la temporada de verano y en el horario especificado.

Frecuencia acumulada (Fav): es la suma acumulada, incluida la del propio intervalo, de todas las frecuencias de intervalo (Fiv) anteriores.

Potencias ponderadas en función de la frecuencia. Para determinar la potencia térmica total ponderada (QP) en el intervalo correspondiente se multiplica la potencia térmica total requerida por la frecuencia (Fiv) del mismo dividida por cien.

$$QP = (Q_i \times Fiv) / 100$$

La suma de las QP de cada intervalo proporcionará como resultado el valor medio de Potencia Ponderada Media anual requerida por el edificio (QPm).

Por otra parte, Q_{fc} es la potencia térmica del enfriamiento gratuito y QP_{fc} , la potencia térmica ponderada de enfriamiento gratuito.

$$QP_{fc} = (Q_{fc} \times Fiv) / 100$$

La suma de todas las QPfc de cada intervalo nos dará como resultado el valor de Potencia Ponderada Media anual de enfriamiento gratuito (QPfcm).

En la tabla siguiente se muestran los valores correspondientes al free-cooling térmico que han resultado una vez que se seleccionó el equipo para satisfacer las necesidades térmicas en las condiciones de proyecto, siendo su caudal de impulsión de aire de 14.300 m³/h.

POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE-COOLING TÉRMICO (W)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA3			Caudal mín. vent. (Qv): 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 8.760 h		Cond. interiores: 24 °C/52,5% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 24,14; h _s : 27,05; h _{TOTAL} : 51,19	
Intervalo	Frecuencias		Carga Térmica		FC Térmico	
	Fiv (%)	Fav (%)	Qt	QP	Qfc	QP Pfc
18 -19	13,55	13,55	-3.267	-443	3.267	443
19-20	12,84	26,40	-8.028	-1.031	8.028	1.031
20-21	11,01	37,40	-11.012	-1.212	11.012	1.212
21-22	10,13	47,53	-14.273	-1.445	14.273	1.445
22-23	8,36	55,90	-16.660	-1.393	16.660	1.393
23-24	7,06	62,95	-19.671	-1.388	19.671	1.388
24-25	5,72	68,67	-22.193	-1.269	0	0
25-26	5,40	74,07	-24.640	-1.330	0	0
26-27	5,26	79,33	-27.740	-1.459	0	0
27-28	4,90	84,23	-30.850	-1.513	0	0
28-29	4,13	88,36	-33.691	-1.391	0	0
29-30	3,53	91,89	-36.653	-1.293	0	0
30-31	2,54	94,43	-39.557	-1.005	0	0
31-32	1,91	96,34	-42.865	-817	0	0
32-33	1,52	97,85	-44.580	-676	0	0
33-34	1,09	98,95	-48.775	-534	0	0
34-35	0,67	99,62	-51.636	-346	0	0
35-36	0,28	99,90	-55.031	-155	0	0
T > 36	0,11	100,00	-55.288	-59	0	0
				-18.760		
				QPm		
					6.913	
					QPfcm	

Con un free-cooling térmico el valor QPfc es 6.913 kW y el de QPm es de -18.760 kW, lo que significa que este sistema es capaz de suministrar el 36,9% de la potencia media requerida QPm. Nótese que el free-cooling está activo el 62,95% del tiempo de la temporada de verano.

7 Evaluación de emisiones de CO₂

La demanda térmica de la instalación en verano compensada por el enfriamiento gratuito es:

$$QPfcm \times n^{\circ} \text{ horas de uso} = 6,913 \text{ kW} \times 8760 \text{ h} = 60.559 \text{ kWh por temporada de verano}$$

Considerando que en las condiciones de temperatura en que está activo el enfriamiento gratuito (entre 18 y 24 °C), el EER del equipo es 4,90 (no se ha considerado el consumo de ventiladores ya que éstos deben trabajar independientemente de que haya o no enfriamiento gratuito), el consumo de energía eléctrica será de:

$$60.559 \text{ kWh} / 4,90 = 12.359 \text{ kWh}$$

lo que equivale a una reducción de emisiones de:

$$12.359 \text{ kWh} \times 0,649 \text{ kg CO}_2 / \text{kWh} = 8.021 \text{ kg CO}_2$$

Que son el 36,9% del total de emisiones si no se hubiera puesto el free-cooling.

En la siguiente tabla se muestran los valores para el caso del free-cooling entálpico que en base a las consideraciones que se han hecho en el apartado anterior no tendría ninguna ventaja respecto del térmico, ya que bajaría la humedad interior y crearía una carga térmica sensible adicional.

POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE-COOLING ENTÁLPICO (W)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA3			Caudal mín. vent. (Qv): 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 8.760 h		Cond. interiores: 24 °C/52,5% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 24,14; h _S : 27,05; h _{TOTAL} : 51,19	
Intervalo	Frecuencias		Carga térmica		Fc entálpico	
	Fiv (%)	Fav (%)	Qt	Qp	Qfc	Qp pfc
18-19	13,55	13,55	-3.267	-443	3.267	443
19-20	12,84	26,40	-8.028	-1.031	8.028	1.031
20-21	11,01	37,40	-11.012	-1.212	11.012	1.212
21-22	10,13	47,53	-14.273	-1.445	14.273	1.445
22-23	8,36	55,90	-16.660	-1.393	16.660	1.393
23-24	7,06	62,95	-19.671	-1.388	19.671	1.388
24-25	5,72	68,67	-22.193	-1.269	-1.061	-61
25-26	5,40	74,07	-24.640	-1.330	-3.688	-199
26-27	5,26	79,33	-27.740	-1.459	-6.247	-328
27-28	4,90	84,23	-30.850	-1.513	-8.738	-429
28-29	4,13	88,36	-33.691	-1.391	-11.315	-467
29-30	3,53	91,89	-36.653	-1.293	-13.901	-491
30-31	2,54	94,43	-39.557	-1.005	-16.345	-415
31-32	1,91	96,34	-42.865	-817	-18.895	-360
32-33	1,52	97,85	-44.580	-676	-21.317	-323
33-34	1,09	98,95	-48.775	-534	-23.605	-258
34-35	0,67	99,62	-51.636	-346	-25.768	-173
35-36	0,28	99,90	-55.031	-155	-28.450	-80
T > 36	0,11	100,00	-55.288	-59	-29.933	-32
				-18.760		
				QPm		
					3.297	
					QPfcm	

Para el free-cooling entálpico el valor de QPfc en toda la temporada sería de 3.297 kW que es 17,6% de la potencia media requerida QPm.

En definitiva, en este caso, el free-cooling térmico se comporta mejor que el free-cooling entálpico.

A continuación se muestran gráficamente la potencia ponderada media anual de enfriamiento gratuito (QPfcm) que se consigue, así como el % sobre el consumo de energía total que es capaz de aportar, correspondientes a los valores mostrados en las dos tablas anteriores.

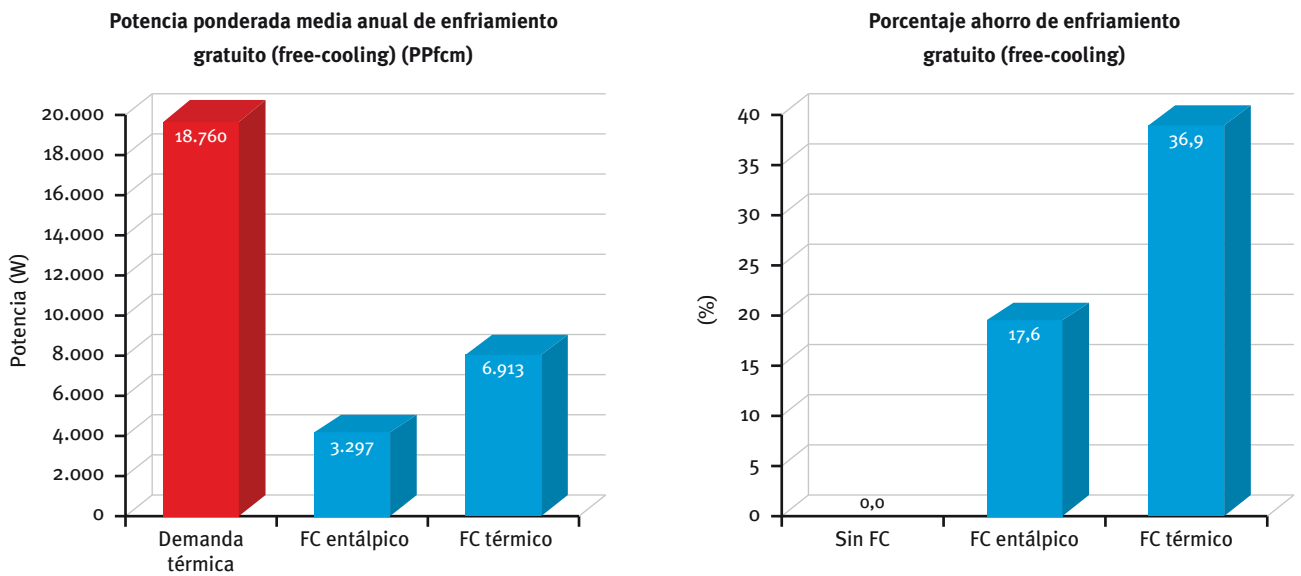


Figura 2.9: Comparación datos ejemplo

8 Estudio comparativo con otras tipologías de edificios para diferentes zonas climáticas

El estudio se realiza para tres edificios en cinco de las 12 zonas climáticas de la tabla “D.1.- Zonas climáticas” del Apéndice D del DB-HE1, representadas a su vez por una ciudad significativa de la misma. Con esta selección se abarca un amplio espectro de la diversidad climatológica española. Las ciudades son: Burgos, Madrid, Barcelona, Sevilla y Las Palmas.

Uno de los edificios es el área de servicio presentado anteriormente, siendo los otros dos: un edificio de oficinas (ocupación baja y 3.240 horas de funcionamiento año) y una sala de espectáculos (ocupación alta y 1.980 horas de funcionamiento año).

Condiciones exteriores de proyecto: se han considerado los valores de la Norma UNE 100001 para el Nivel de Percentil Estacional NPE de la Tabla siguiente:

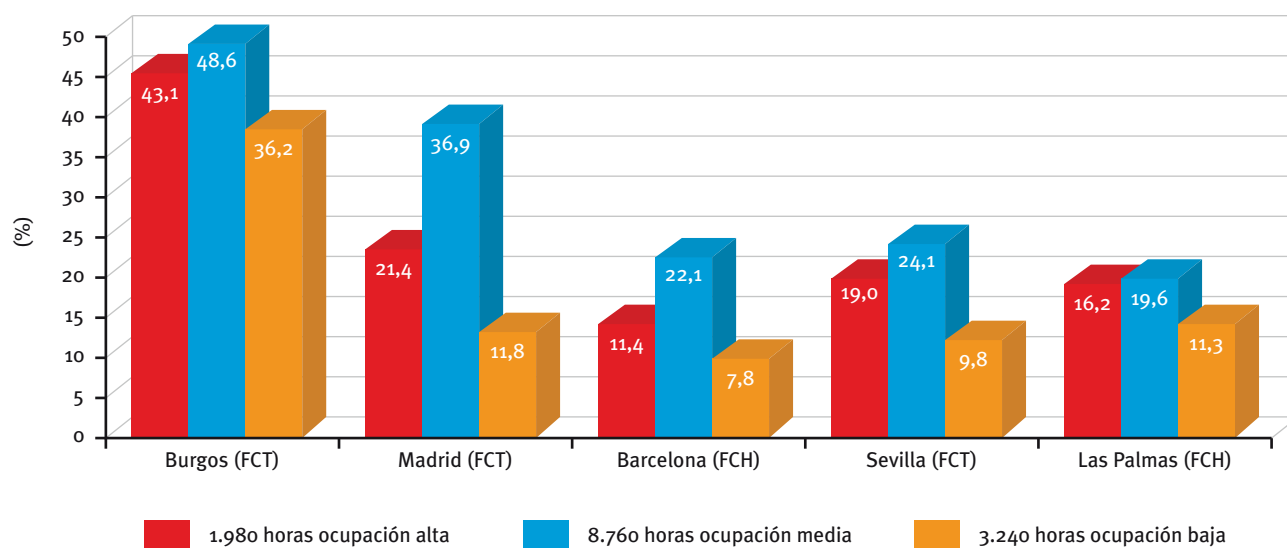
Ciudades	Verano (NPE 1%)		Invierno (NPE 99%)
	TS (°C)	TH (°C)	TS (°C)
Sevilla	38,9	25,1	+0,6
Madrid	36,5	22,6	-4,9
Burgos	30,8	20,1	-7,2
Las Palmas	29,5	23,5	+12,1
Barcelona	29,3	24,8	+0,1

Condiciones interiores de diseño: se ha considerado los valores medios de la Tabla 1.4.1.1 de la IT 1.1 Exigencia de Bienestar e Higiene del RITE.

Verano		Invierno	
T ^a (°C)	HR (%)	T ^a (°C)	HR (%)
24	52,5	22	45

A continuación se muestran las conclusiones y el resumen de los resultados de las cinco localidades para las tres tipologías de edificio. En cada caso se recoge:

- 1 El tipo de control de enfriamiento gratuito que ha resultado más favorable: free-cooling térmico (FCT) o free-cooling entálpico (FCH).
- 2 El porcentaje de energía térmica ahorrada anualmente en kWh.



Las conclusiones que se pueden extraer son las siguientes:

- 1 Para zonas húmedas, el porcentaje de ahorro de energía sobre la demanda térmica en modo de refrigeración es mayor cuando utilizamos el free-cooling entálpico que el free-cooling térmico para zonas con humedad relativa exterior alta, como Barcelona (zona Climática C2) o Las Palmas de Gran Canaria (zona Climática A3), en las que la entalpía del aire exterior es mayor que la entalpía del aire interior, por debajo de la temperatura seca de proyecto de + 24 °C. En estas situaciones la compuerta de aire exterior se posiciona antes en el mínimo de ventilación con el free-cooling entálpico (FCH) que con el térmico (FCT) lo que impide que no aumente la humedad interior, o lo que es lo mismo, la carga latente y también la carga sensible.
- 2 Para zonas secas donde la entalpía del aire exterior es menor que la del aire interior, como sucede en las otras tres zonas, Madrid (D3), Burgos (E1) y Sevilla (B4) que se han analizado, con el aire exterior mínimo de ventilación (Vvent) se compensa la carga latente del edificio. Por tanto, sólo se debe tener en cuenta el criterio de comparar temperatura para evitar carga sensible a partir de 24 °C; es decir, que se utilizará el FCT para evitar que aumente la carga sensible, o un control entálpico mejorado.

2.2 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO GRATUITO POR AGUA

2.2.1 Batería adicional

En aplicaciones de climatización se puede producir la circunstancia de que la temperatura del aire exterior es inferior a la temperatura del agua a enfriar. En dichas circunstancias es posible un enfriamiento parcial o total del fluido a refrigerar con el aire exterior que está más frío, por lo tanto el free-cooling por batería adicional es una solución indirecta donde se refrigera el agua utilizada como fluido de transporte térmico.

La aplicación de este free-cooling requiere climas fríos y aplicaciones intensivas con una demanda frigorífica importante, incluso a temperaturas exteriores bajas, lo que en España sucede en muy pocas localidades/instalaciones.

Suelen ser equipos compactos con dos baterías, una de aire-agua y otra aire-refrigerante. Dependiendo de las condiciones, el control del equipo decide si este debe trabajar como un aerotermo o como una enfriadora o las dos cosas al mismo tiempo.

La acción del free-cooling debe ser proporcional para poder aprovechar las ocasiones donde la temperatura exterior no es suficientemente baja como para compensar por sí misma la carga frigorífica; en este caso el free-cooling funcionará como un preenfriamiento del agua antes de entrar en el evaporador.

Es una técnica muy sencilla y útil dado que no requiere ninguna modificación de la instalación, la planta enfriadora ya dispone de las dos baterías exteriores en paralelo y mediante su control decide cuando trabajar en modo free-cooling, free-cooling + enfriadora, o enfriadora solo.

La enfriadora dispone de una válvula de 3 vías interior que mediante el control centralizado decide si enviar el agua directamente al evaporador o enviarla primero a la batería exterior del free-cooling. Esta decisión se toma en función de la diferencia de temperaturas entre el fluido a enfriar y la temperatura del aire exterior. Solo con

un grado de diferencia empezará a entrar en acción el free-cooling.

Los compresores funcionarán en paralelo con la batería de free-cooling hasta que la temperatura exterior sea suficientemente baja como para poder compensar completamente la carga de la instalación. A partir de ese punto, la enfriadora parará sus compresores y se comportará como un aerotermo.

A continuación se detallarán los 3 posibles modos de funcionamiento de una enfriadora con free-cooling por batería adicional.

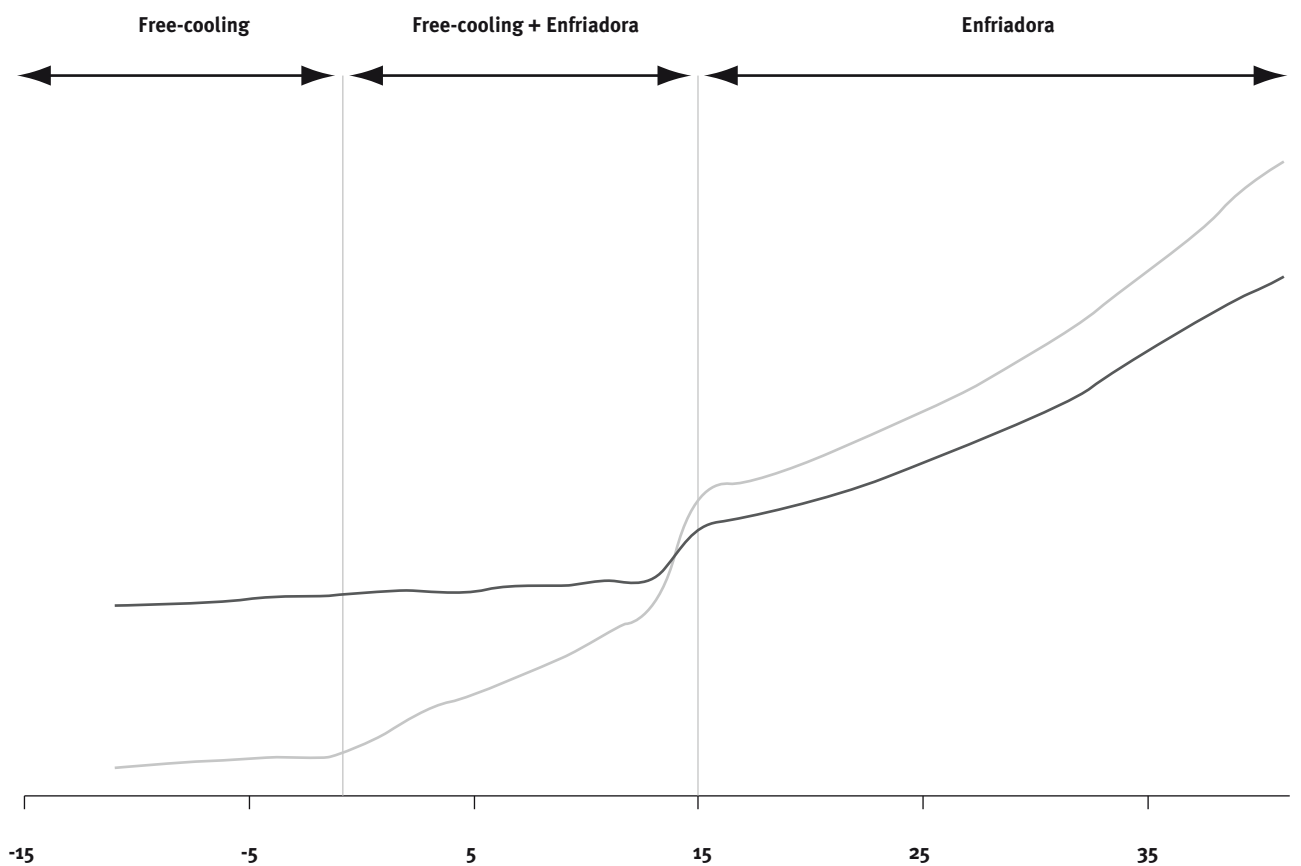
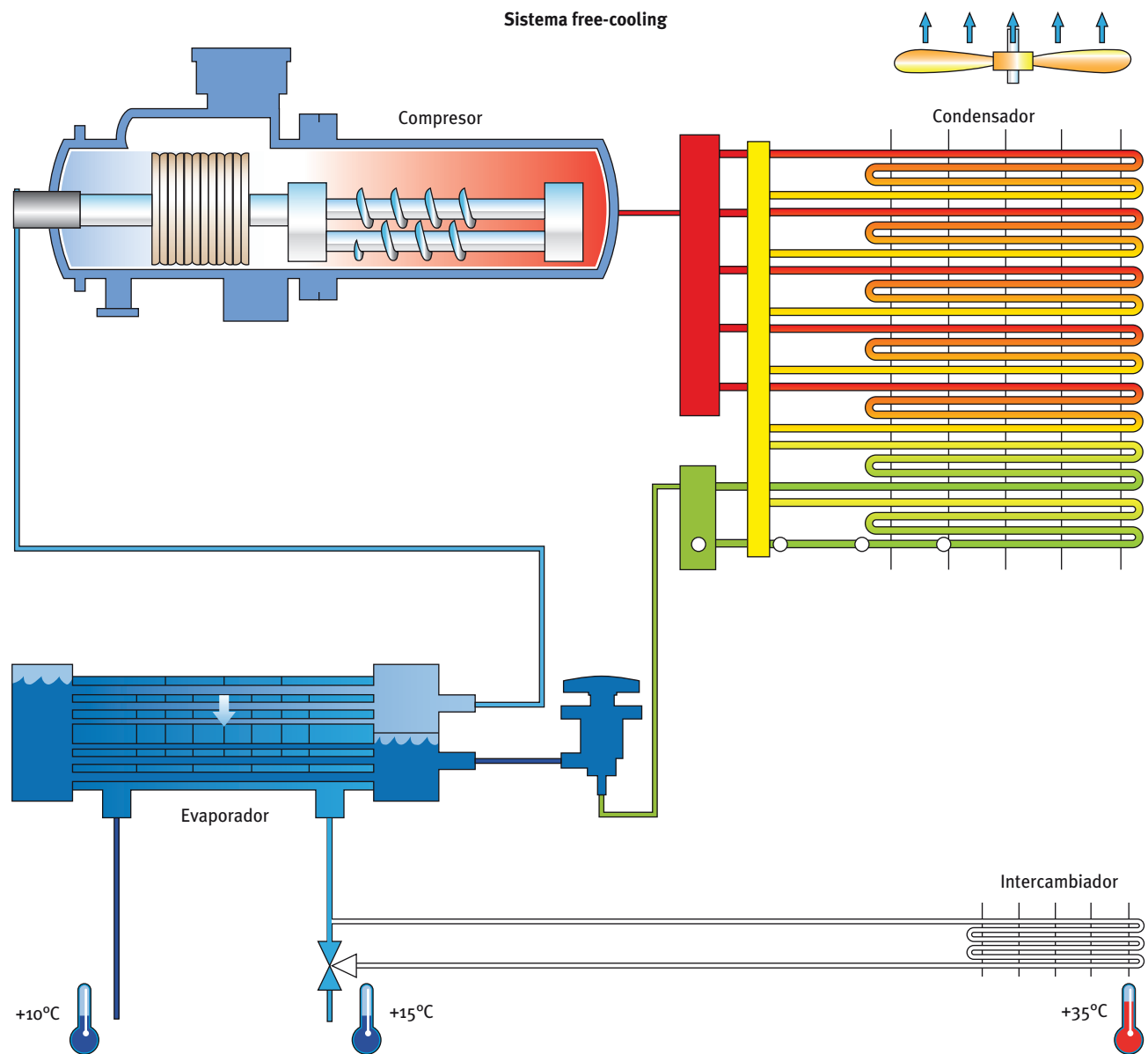


Figura 2.10: Consumo eléctrico de los diferentes modos de funcionamiento contra equipos standar

Modo frío

El sistema actúa como una enfriadora convencional, el agua no pasa por la batería de free-cooling dado que el sistema entiende que no aportaría ningún ahorro energético.

Este modo se produce cuando la temperatura de retorno es inferior a la temperatura exterior.

**Funcionamiento en la estación veraniega**

En el funcionamiento veraniego el grupo frigorífico se porta como un chiller eléctrico tradicional; es decir, los compresores frigoríficos están en función.

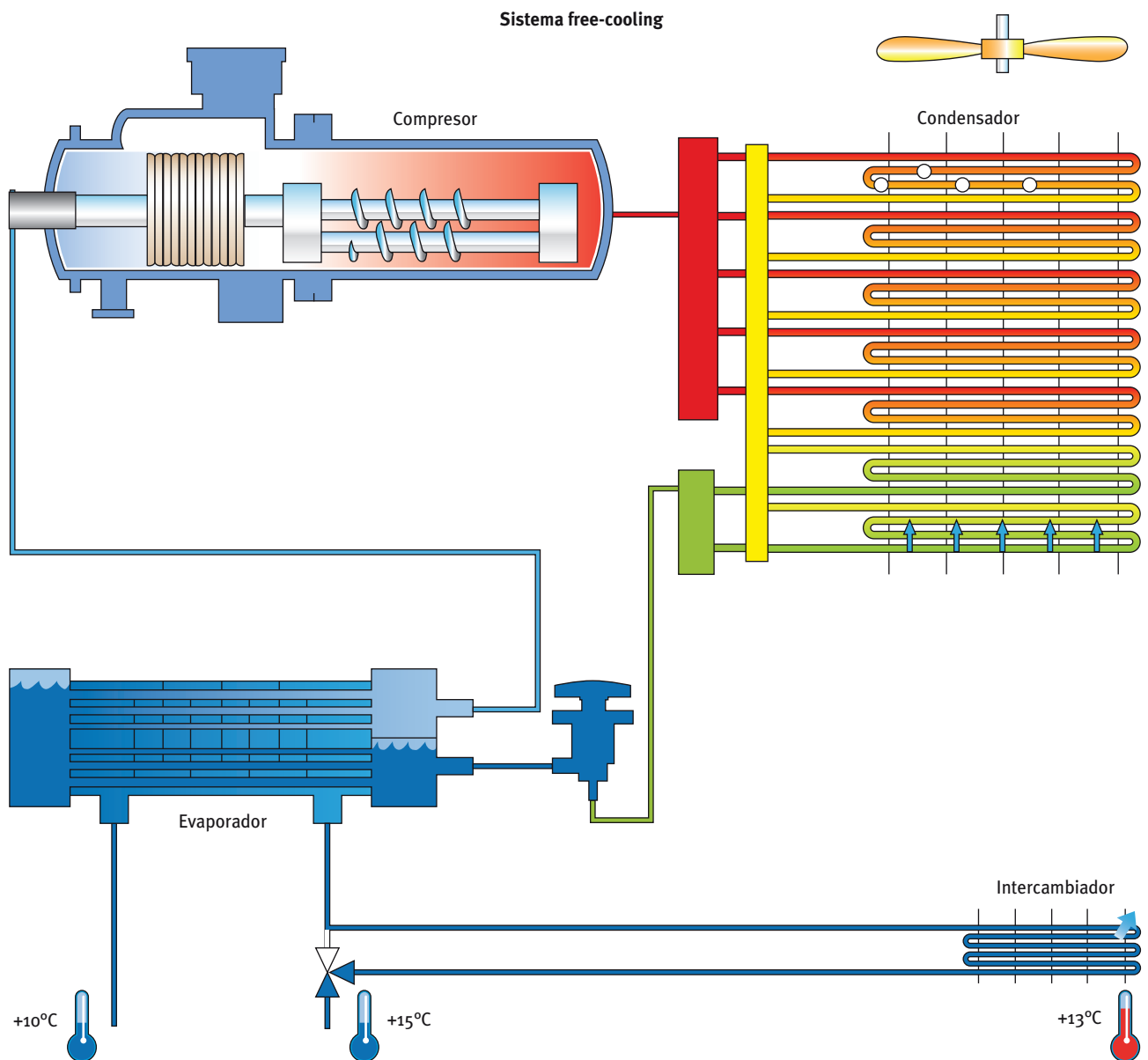
Figura 2.11: Esquema funcionamiento en modo frío

Modo frío + free-cooling

El sistema actúa como una enfriadora convencional con un preenfriamiento del agua antes de la entrada al evaporador, el agua pasa por la batería de free-cooling dado que el sistema entiende que en este caso aporta un ahorro energético.

Este modo se produce cuando la temperatura de retorno es superior a la temperatura exterior, pero la temperatura exterior no es suficientemente baja como para cubrir la carga frigorífica al 100%.

Durante este proceso pueden modular los ventiladores exteriores, la válvula de 3 vías y el control de capacidad del compresor para cubrir con exactitud la demanda y con el máximo ahorro energético.



Funcionamiento en media estación

En la media estación es posible parcializar el funcionamiento del compresor frigorífico gracias a una pre-refrigeración del agua mediante el radiador.

Figura 2.12: Esquema funcionamiento en modo mixto frío + free-cooling

Modo free-cooling

El sistema actúa como un aerotermo, el agua no pasa por el evaporador y solo pasa por la batería de free-cooling, es el momento de máximo ahorro energético dado que los compresores están parados.

Este modo se produce cuando la temperatura de retorno es superior a la temperatura exterior y la temperatura exterior es suficientemente baja como para cubrir la carga frigorífica al 100%.

Durante este proceso pueden modular tanto los ventiladores exteriores como la válvula de 3 vías para cubrir con exactitud la demanda y con el máximo ahorro energético.

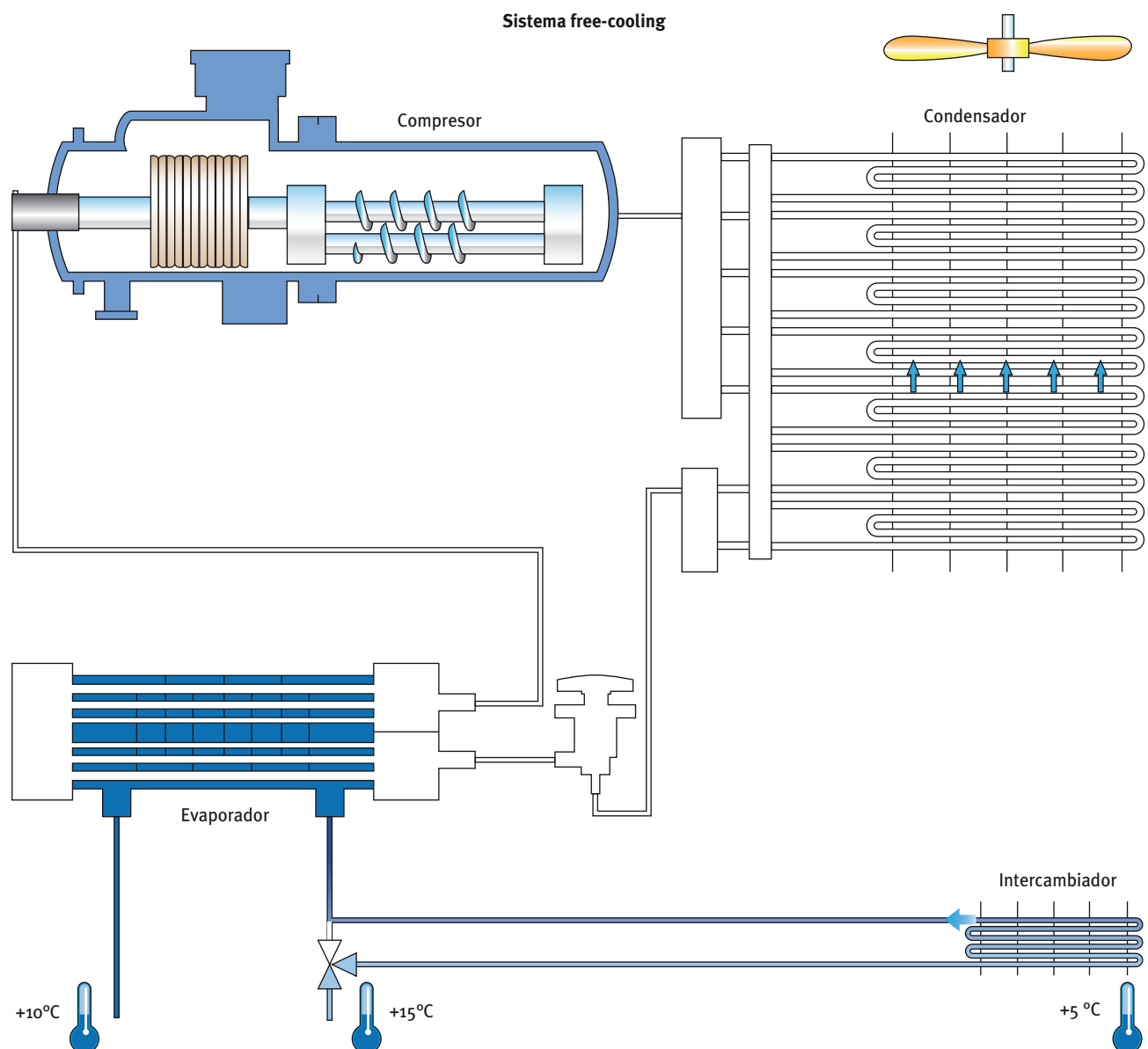


Figura 2.13: Esquema funcionamiento en modo free-cooling

Ejemplo de cálculo de ahorro energético

A continuación se detallará un cálculo de ahorro energético-económico de una solución de free-cooling con batería adicional respecto a un equipo convencional sin free-cooling.

Los resultados dependen en gran medida del tipo de utilización y la zona geográfica, por lo tanto deberían realizarse cada vez que sea necesario con los datos pertinentes.

Unidad free-cooling			
Tipo		EnfriadoraFC	
Refrigerante		R134a	
Capacidad frigorífica a la temperatura de condensación fijada		1.167	kW
Evaporador	T ent	15	°C
	T sal	10	°C
Unidad sin free-cooling			
Tipo		Enfriadora	
Refrigerante		R134a	
Capacidad frigorífica a la temperatura de condensación fijada		1.134	kW
Evaporador	T ent	15	°C
	T sal	10	°C

Tabla 1: Datos iniciales del cálculo

Perfil de temperaturas anual

Un perfil clásico de clima frío donde los equipos con free-cooling tienen su utilización.

T ambiente (°C)	Horas al año	T ambiente (°C)	Horas al año	T ambiente (°C)	Horas al año
-11	1	7	859	25	190
-9	56	9	699	27	80
-7	34	11	750	29	37
-5	110	13	724	31	17
-3	307	15	725	33	0
-1	425	17	595	35	0
1	497	19	527	37	0
3	675	21	431	39	0
5	701	23	320	41	0

Tabla 2: Perfil de horas anual

Perfil de cargas

Carga constante durante el año y sin variación con la temperatura exterior.

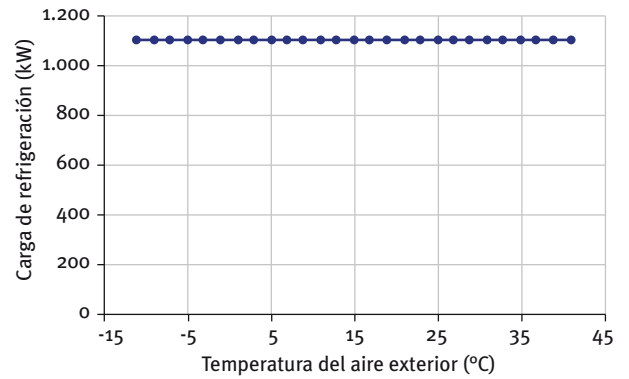


Figura 2.14: Carga de la instalación

Con las hipótesis de cálculo anteriormente mencionadas, los cálculos arrojan un ahorro de un 22% en energía eléctrica.

Este ahorro energético se produce gracias a la gran cantidad de horas de funcionamiento y a las bajas temperaturas que se dan en su ubicación geográfica.

Ahorro 22%

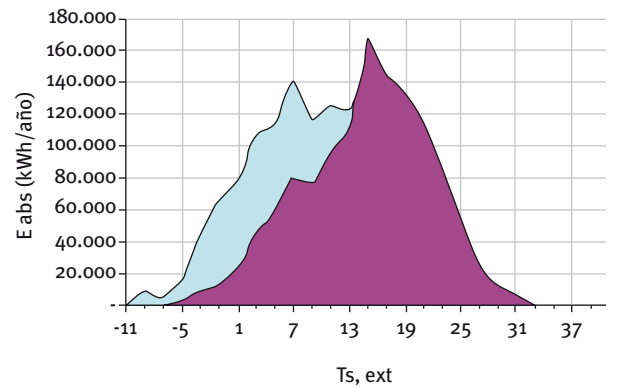


Figura 2.15: Consumo anual equipos free-cooling contra equipo convencional

Potencia consumida de las dos unidades

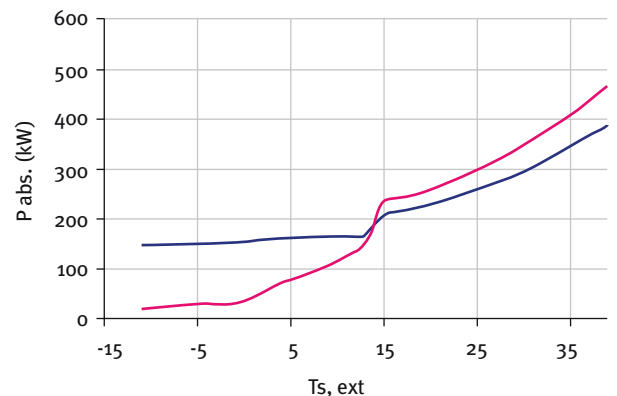


Figura 2.16: Consumo anual medio en función de la temperatura exterior de equipos free-cooling contra equipo convencional

Si tenemos en cuenta que la temperatura exterior máxima para que entre en funcionamiento este sistema será 2 ó 3 °C inferior a la temperatura máxima de retorno del circuito de agua fría (por ejemplo, 15 °C), vemos que será útil cuando la temperatura seca exterior sea inferior a 12 °C y, en estos casos, claramente el free-cooling presenta mejores prestaciones.

Como conclusiones podemos establecer:

- Si el sistema de climatización es por aire la utilización de esta técnica de recuperación no tiene aplicación en condiciones de confort, ya que se solapa en su campo de aplicación con el que se puede obtener utilizando solamente el free-cooling, con menores costes, consumos energéticos, y mantenimiento más sencillo. No obstante, si en nuestra instalación se presentan locales con patinillos verticales insuficientes para las secciones de conductos del free-cooling, o cuando las tomas y descargas del aire del citado free-cooling se hacen desde la fachada del local y es inviable el paso de conductos de gran sección, será necesario plantearse este sistema.
- Si el sistema es por agua (fan-coils, etc.) puede plantearse la utilización del mismo.

Entre las aplicaciones de este sistema podemos mencionar las siguientes:

- Cargas frigoríficas poco dependientes de la temperatura exterior.
- Ubicación geográfica con muchas horas/año por debajo de los 10 °C.
- Temperatura del agua lo más alta posible (instalaciones de techo frío,...).
- Gran número de horas de funcionamiento en zona invernal.

2.2.2 Geotermia

Los sistemas de bomba de calor agua-agua con fuente de disipación geotérmica de baja entalpía utilizan la capacidad de fuentes naturales como pozos, lagos o la propia corteza terrestre para ceder o absorber el calor tomado o aportado al ambiente en locales climatizados. Dichas fuentes, que en muchos casos pueden considerarse inagotables (formas de energía renovables), tienen como una de sus principales características su elevada inercia, lo que provee de gran estabilidad a los sistemas de climatización que se sirven de ellas.

En el caso más habitual de las bombas que trabajan contra el terreno, el intercambiador de calor exterior consiste generalmente en sondas geotérmicas horizontales o verticales.

Por debajo de una cierta profundidad (unos 15 m), el terreno se mantiene a una temperatura estable a lo largo del todo el año, ya que es insensible a la radiación solar y a la temperatura exterior, conservándose dentro de un valor constante a lo largo de todo el año.

Pero en el caso de que haya un equipo bomba de calor que aproveche esta fuente, en la época invernal, en la que hay demanda de calefacción, el calor cedido a los locales climatizados es extraído del terreno, con lo que éste se va enfriando en la zona dentro del entorno de las sondas geotérmicas hasta unos valores admisibles para asegurar el correcto rendimiento del equipo, para lo cual las sondas se habrán dimensionado adecuadamente.

En época estival ocurre justo el fenómeno opuesto. El terreno va absorbiendo el calor extraído de los locales climatizados, y consecuentemente se va calentando, siempre dentro de unos límites admisibles conforme a un diseño adecuado.

Estos valores de la temperatura del terreno varían mucho según las características físicas del terreno (conductividad, calor específico), del punto geométrico en que se mida (profundidad y distancia a la que se encuentre de la sonda), del tiempo a lo largo del cual se esté trabajando en el mismo régimen y de las condiciones de trabajo en los que funcione el equipo.

Pero es en los cambios de ciclo cuando el terreno dispone de una temperatura favorable para la climatización por free-cooling o refrigeración pasiva.

Su utilización típica es al principio de la época estival, y consiste simplemente en aprovechar las bajas temperaturas del terreno resultantes durante el invierno para enfriar el agua que luego se recirculará por el interior de los locales, a una temperatura lo suficientemente baja para que no sea necesaria la entrada del compresor del circuito frigorífico (refrigeración activa) y, consecuentemente, el gasto energético sea mínimo.

Se trata pues de un modo específico de recuperación de calor, puesto que se aprovecha la temperatura existente en el terreno para climatizar de manera que puede considerarse gratuita, con el único gasto energético de las bombas de recirculación de agua.

A continuación se muestra un esquema tipo del circuito de una unidad bomba de calor agua-agua con refrigeración pasiva.

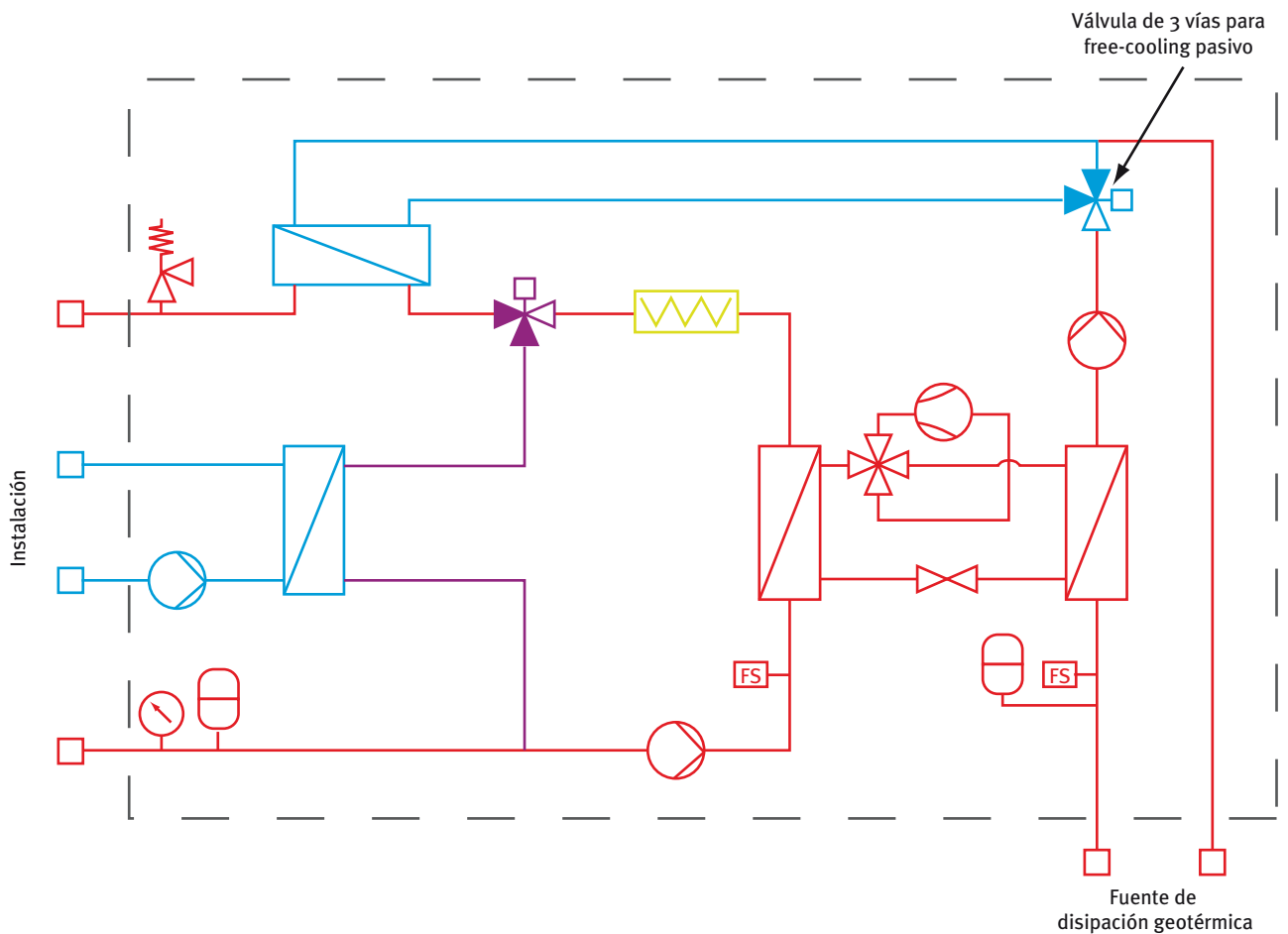


Figura 2.17: Esquema básico de enfriamiento gratuito por geotermia

En la figura 2.17 puede verse como un conjunto de válvula de tres vías y de intercambiador, incluidos en la unidad bomba de calor, permite transferir el calor entre el circuito de la fuente geotérmica y el circuito de climatización.

En este caso, el agua procedente de la sonda geotérmica atraviesa el intercambiador del circuito frigorífico (condensador en el caso de funcionamiento estival) correspondiente al lado de la sonda sin verse afectado por la actuación de este circuito, puesto que como se ha indicado antes, el compresor permanece apagado.

Este agua circula a través del primario del intercambiador del free-cooling. En el secundario, el agua destinada a la refrigeración (o mejor refrescamiento) de los locales, es recirculada por la bomba del circuito que integra la unidad, atraviesa el otro intercambiador frigorífico (que haría las funciones de evaporador), desactivado a causa del paro del compresor.

Es el sistema de control el que decidirá la actuación de la válvula de tres vías en coordinación con los otros elementos de la instalación afectados; en concreto, el compresor y las bombas de recirculación.

Los parámetros que establecerán la entrada o no del free-cooling pasivo serán:

- El estado de demanda de refrigeración.
- El valor de consigna de la temperatura del agua a impulsar al local.
- El valor de temperatura del agua procedente de la sonda geotérmica.

En el momento que la temperatura del agua procedente de la sonda geotérmica sea inferior a la requerida por el agua para la climatización, el free-cooling pasivo es activado.

Una vez el sistema compruebe que no es capaz de alcanzar las condiciones requeridas, porque la temperatura del agua procedente de la sonda sea superior a la requerida, la válvula de 3 vías cerraría el paso de agua hacia el intercambiador y entraría en marcha el compresor, actuando como bomba de calor agua-agua.

Si bien es evidente que el free-cooling pasivo es un modo de recuperación de energía de aplicación directa en este tipo de sistemas, es muy difícil la valoración del ahorro energético si no es por simulación directa del sistema concreto que se vaya a aplicar.

Esto se debe en primer lugar a que es necesario conocer con precisión la evolución anual de la carga que tendrá el sistema a lo largo del año, porque esta es la que definirá a su vez la evolución de la temperatura del terreno y, consecuentemente, las condiciones en las que podrá aplicarse este modo de recuperación de calor. Y en segundo lugar a las condiciones de comportamiento térmico del terreno que dependerán de su constitución y de la fisonomía de las sondas.

A priori puede afirmarse que solo los sistemas geotérmicos de bomba de calor con funcionamiento en calefacción en invierno y en refrigeración en verano son susceptibles de utilizarlo, puesto que en este caso es cuando se da la doble condición de que el terreno se encuentra a una temperatura suficientemente baja en momentos en los que es necesaria refrigeración. Esto hace que los países de clima mediterráneo, con demanda de calefacción y de refrigeración, sean los que mayor uso puedan hacer de estos sistemas.

2.2.3 Torre de refrigeración

Existe la posibilidad de aprovechar las condiciones energéticas del aire exterior, mediante el enfriamiento de agua en una torre de refrigeración y utilizar dicha agua enfriada para enfriar, a su vez, el aire de impulsión a los locales por medio de una batería agua-aire situada en la UTA, a continuación del free-cooling y antes de las baterías principales de refrigeración y calefacción.

La disposición del sistema sería similar al de la figura siguiente:

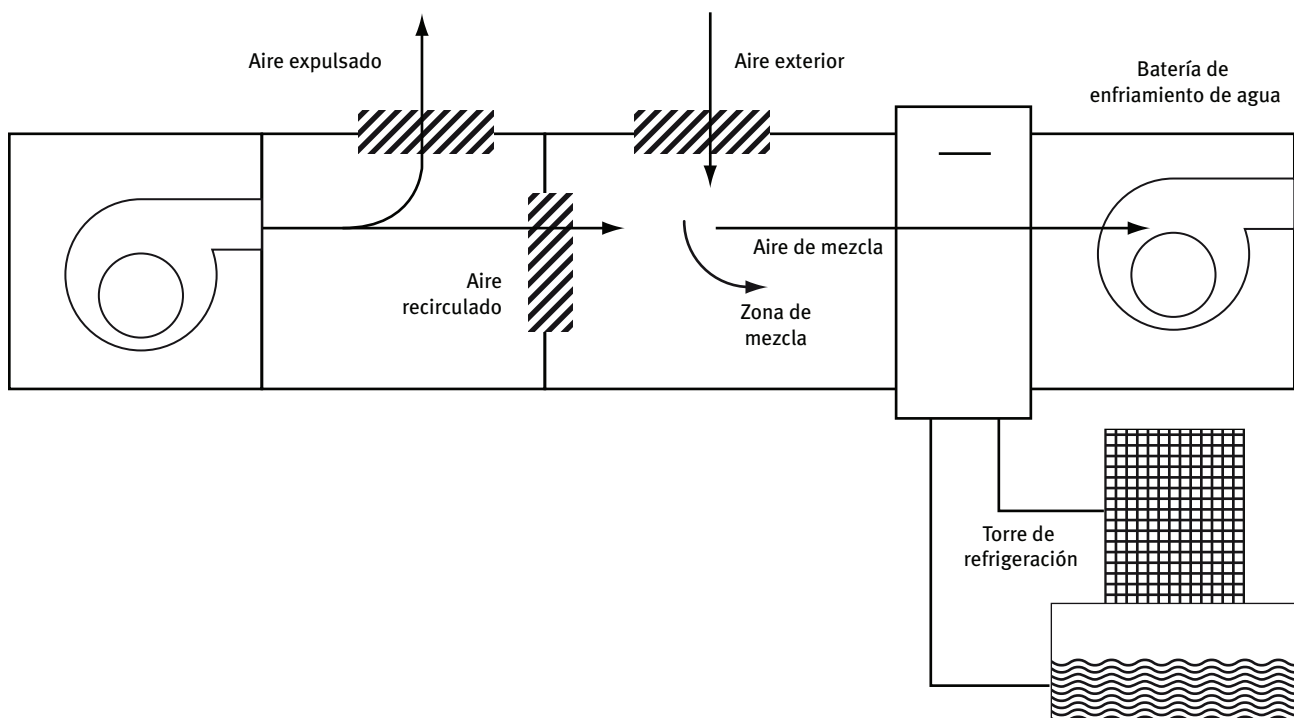


Figura 2.18: Esquema básico de enfriamiento gratuito por batería de agua y refrigerada por torre

La inclusión en la unidad de tratamiento de aire, después del free-cooling, de la citada batería de agua, refrigerada a través de un circuito de torre, supone un ahorro de energía adicional, al evitar la entrada en funcionamiento de la batería principal de refrigeración del sistema.

Si tenemos en cuenta que la mínima temperatura de agua enfriada que podremos obtener siempre será superior en como mínimo 3 °C a la temperatura de bulbo húmedo de la torre, y consideramos un salto térmico mínimo de 4 °C entre la temperatura de entrada y salida de la batería de enfriamiento, obtenemos que la temperatura de impulsión hacia los locales a climatizar superará los 20 °C si la temperatura húmeda exterior es superior a 13 °C; por lo tanto, esta técnica sería de utilización cuando la temperatura húmeda exterior fuera inferior a esos 13 °C, y en estos casos, claramente el free-cooling presenta mejores prestaciones.

En la figura 2.19 se ha representado sobre el psicrométrico la situación de operación de una torre, cuyo uso podría ser el enfriamiento de agua para conseguir condiciones de confort con esa agua enfriada por medio de dicha torre.

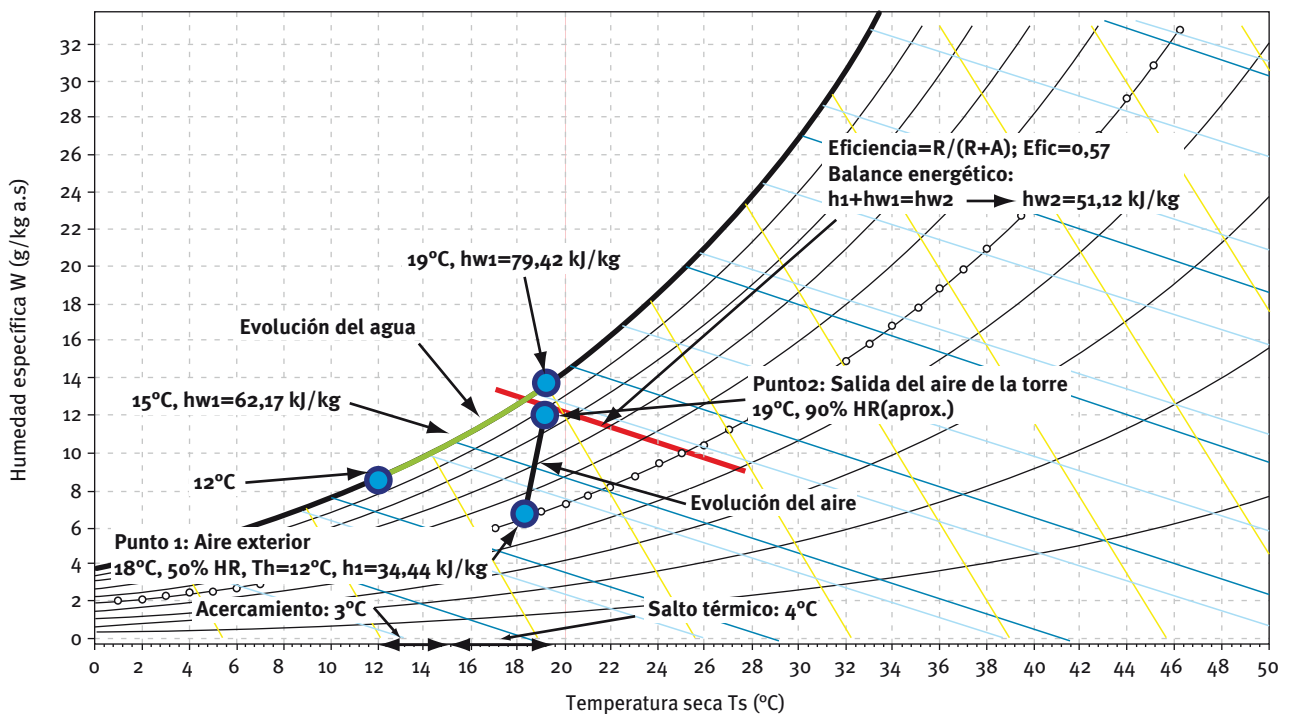
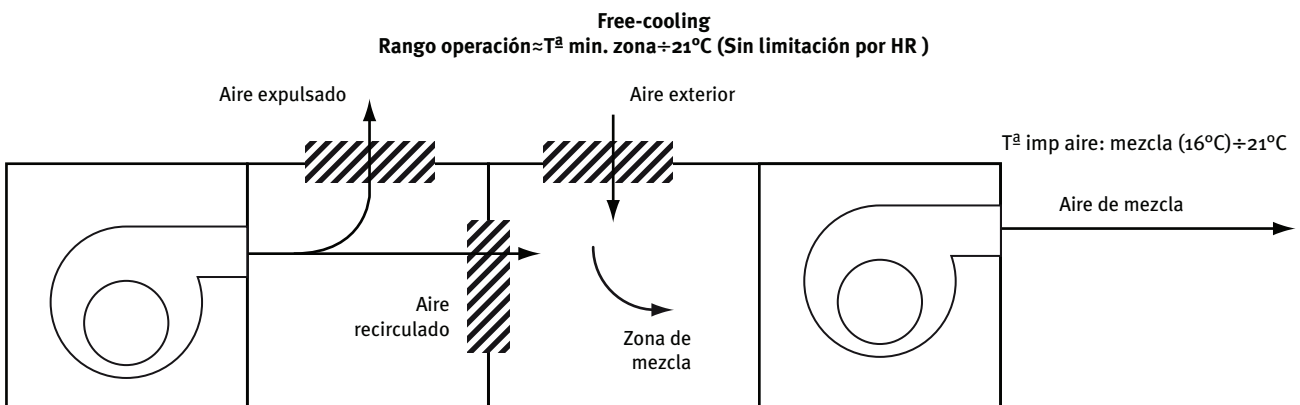
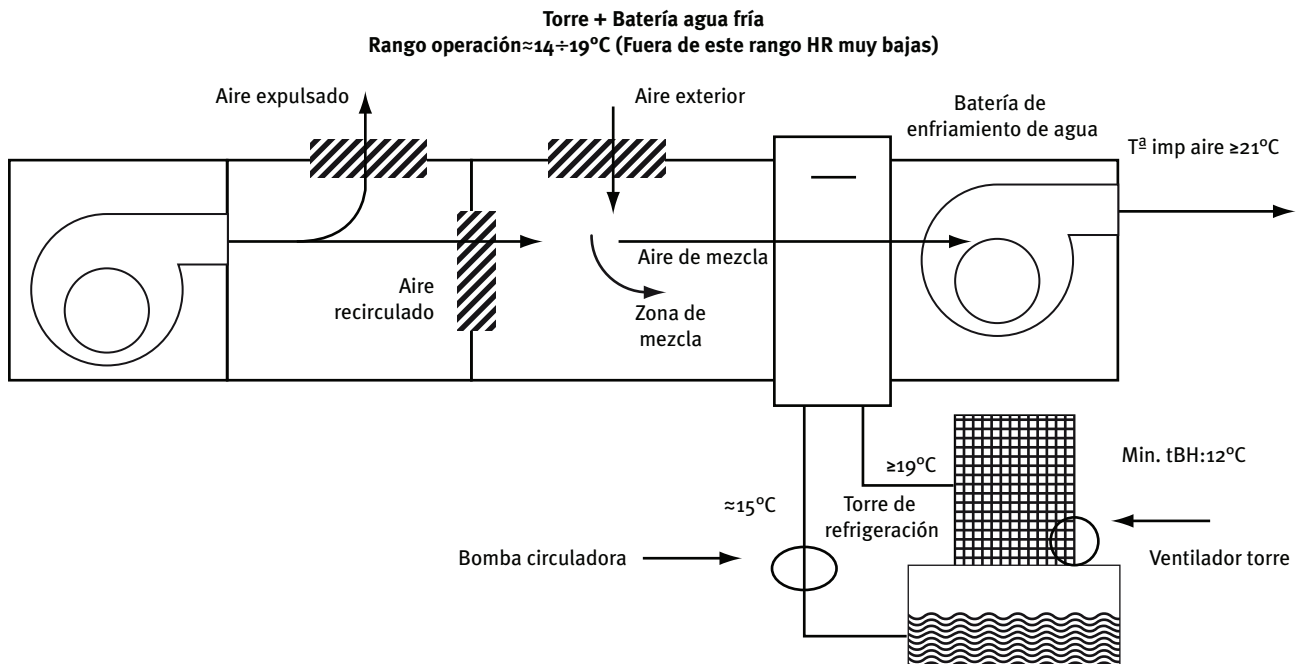


Figura 2.19: Evolución en el diagrama psicrométrico

En la figura 2.20 se ha presentado el comparativo entre ambos procesos, así como los rangos operacionales útiles (para instalaciones habituales de climatización).



Enfriamiento gratuito por aire

Para aplicaciones de confort, el free-cooling es más barato y consume menor energía que el conjunto torre-batería (ya que no hacen falta ni la bomba circuladora ni el ventilador de la torre) para conseguir el mismo efecto de refrigeración.

Figura 2.20: Comparativo energético torre-batería de agua/free-cooling

Como conclusiones podemos establecer:

- La utilización de este sistema combinado free-cooling/batería adicional, no tiene aplicación en condiciones de confort, ya que se solapa en su campo de aplicación con el que se puede obtener utilizando solamente el free-cooling, con menores costes, consumos energéticos y mantenimiento más sencillo, al no necesitar los ventiladores de la torre, ni la bomba de circulación del circuito torre-batería.
- Tiene sentido la utilización de la batería de enfriamiento en aquellos casos donde no sea posible la utilización del free-cooling:
 - Locales con patinillos verticales insuficientes para las secciones de conductos del free-cooling.

- Cuando las tomas y descargas del aire del citado free-cooling se hacen desde la fachada del local y es inviable el paso de conductos de gran sección.

2.3 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO GRATUITO POR MIGRACIÓN DE REFRIGERANTE

Los sistemas de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante en equipos aire-agua (también denominado free-cooling por expansión directa) son soluciones técnicas que, mediante un proceso termodinámico y operativo específico, permiten enfriar agua aprovechando como energía gratuita las bajas temperaturas exteriores; usando para ello exclusivamente los propios intercambiadores de calor del equipo (condensador y evaporador) y sin requerir del funcionamiento de los compresores.

Se trata por tanto de sistemas que cumplen con lo dispuesto en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) 2007, en concreto con la *I.T.1.2.4.5.1 Enfriamiento Gratuito por aire exterior*, al ofrecer soluciones que aprovechan la energía gratuita ambiental para transferirla al proceso industrial o de climatización en forma de agua enfriada.

Principio de funcionamiento

El enfriamiento gratuito por migración de refrigerante se fundamenta en un efecto termodinámico denominado termosifón, consistente en la migración natural del gas refrigerante desde una región relativamente caliente a una región relativamente fría, con la consecuente transferencia de calor.

Durante el proceso convencional de refrigeración mecánica o por ciclo de compresión, el refrigerante es evaporado en unas condiciones de presión y temperatura inferiores a las de condensación como consecuencia de que el medio de evaporación, agua de retorno de la instalación (por ejemplo, a 7/12 °C de salida/entrada) está más frío que el medio de condensación (aire exterior, por ejemplo, a 35 °C). Esta diferencia de presión en el circuito frigorífico requiere ser salvada mediante la utilización de procesos mecánicos de compresión y expansión para transferir calor desde el evaporador (foco frío) al condensador (foco caliente). Es decir, que se requiere de equipos mecánicos tales como compresor y

dispositivos de expansión para garantizar el ciclo frigorífico y, por ende, el proceso de enfriamiento de agua.

Sin embargo, cuando se dan condiciones climatológicas durante las cuales la temperatura exterior (medio de condensación) es significativamente inferior a la temperatura de retorno de agua de la instalación o entrada al evaporador (medio de evaporación) se produce, a partir de una diferencia térmica determinada, una inversión del estado de presiones en el circuito frigorífico. Por efecto de la baja temperatura exterior (por ejemplo, 0 °C), la presión de condensación correspondiente llega a ser inferior a la presión de evaporación correspondiente a la temperatura de agua de retorno al evaporador (por ejemplo, 15 °C), creando una diferencia negativa de presión que propicia el efecto de migración natural del refrigerante (no forzada mecánicamente) desde el evaporador (foco caliente y de mayor presión) hasta el condensador (foco frío y de menor presión).

El proceso completo de enfriamiento por migración natural de refrigerante, aprovechando las bajas temperaturas exteriores como fuente natural de energía, se basa por tanto en el siguiente ciclo frigorífico:

- 1 El agua de retorno de la instalación o de entrada al evaporador produce, mediante un proceso de intercambio térmico agua-refrigerante llevado a cabo en el evaporador, la evaporación de este último. La energía requerida para la evaporación es extraída del agua produciendo su consiguiente enfriamiento.
- 2 En condiciones favorables para el enfriamiento gratuito; es decir, de diferencia de temperatura y presión en el evaporador con respecto al condensador o, lo que es lo mismo, cuando la temperatura exterior sea suficientemente inferior a la temperatura de agua de la instalación, el sistema de control del equipo habilitará un circuito frigorífico que *bypaseará* el propio del compresor. De esta manera, el vapor de refrigerante resultante del proceso de enfriamiento anterior migrará de manera natural desde el evaporador hacia el condensador (foco de menor temperatura y presión).
- 3 El proceso de condensación se realiza mediante un segundo proceso de intercambio térmico, en este caso refrigerante-aire exterior, durante el cual, la energía requerida para la condensación es extraída

del refrigerante (previamente absorbida por efecto de la evaporación) y cedida al aire exterior. Mediante la actuación sobre los ventiladores y consecuentemente sobre los caudales de aire exterior (elemento de condensación), se regula la presión de condensación en función de la demanda frigorífica del sistema y las condiciones exteriores; actuando por tanto estos como elemento principal de control de capacidad.

- 4 El refrigerante líquido es retornado nuevamente al evaporador mediante una bomba de refrigerante líquido diseñada a tales efectos.

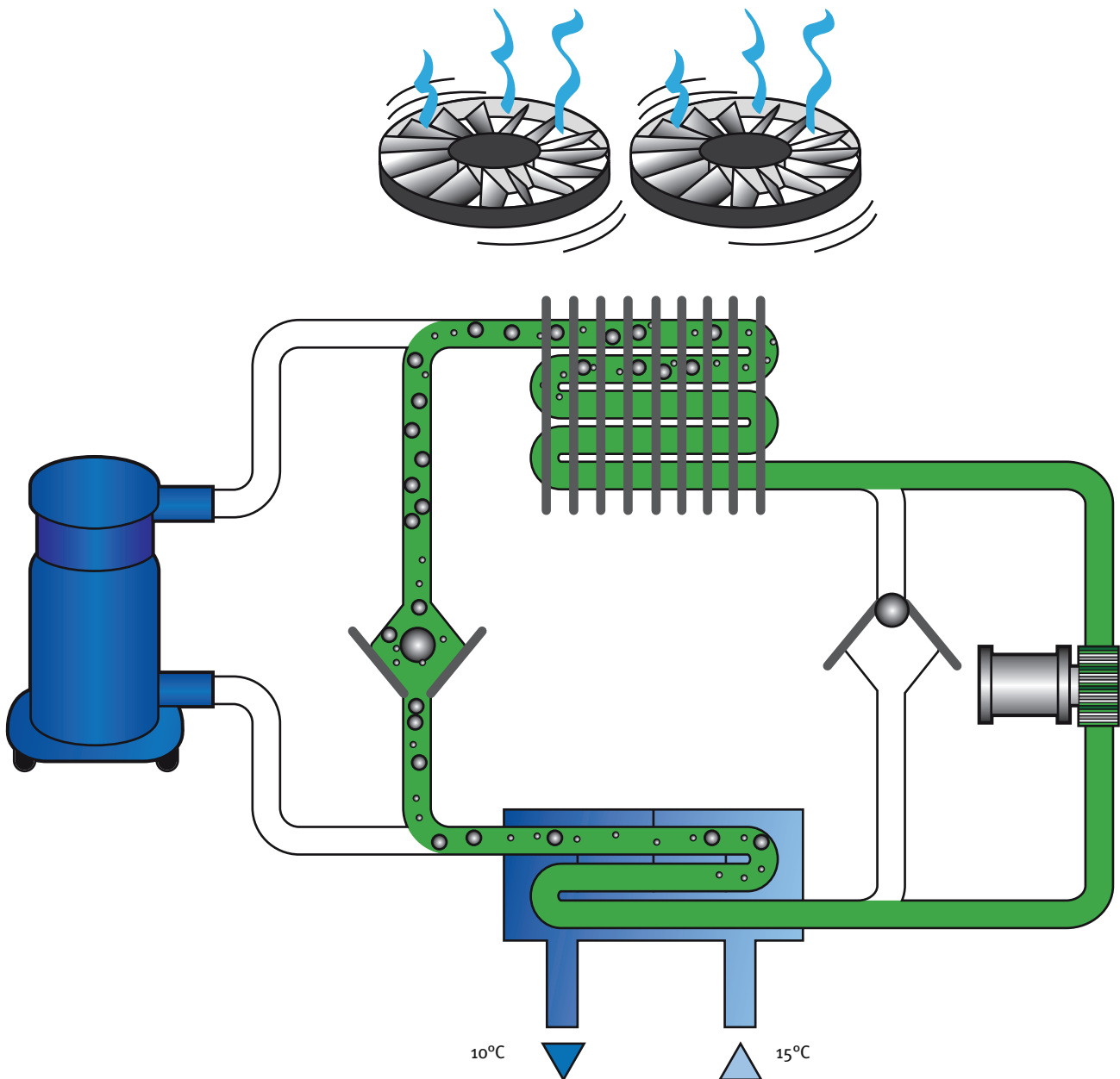


Figura 2.21: Esquema equipo

En el siguiente diagrama se ilustra de manera simplificada el proceso termodinámico de enfriamiento por migración de refrigerante, contrapuesto al proceso por compresión mecánica.

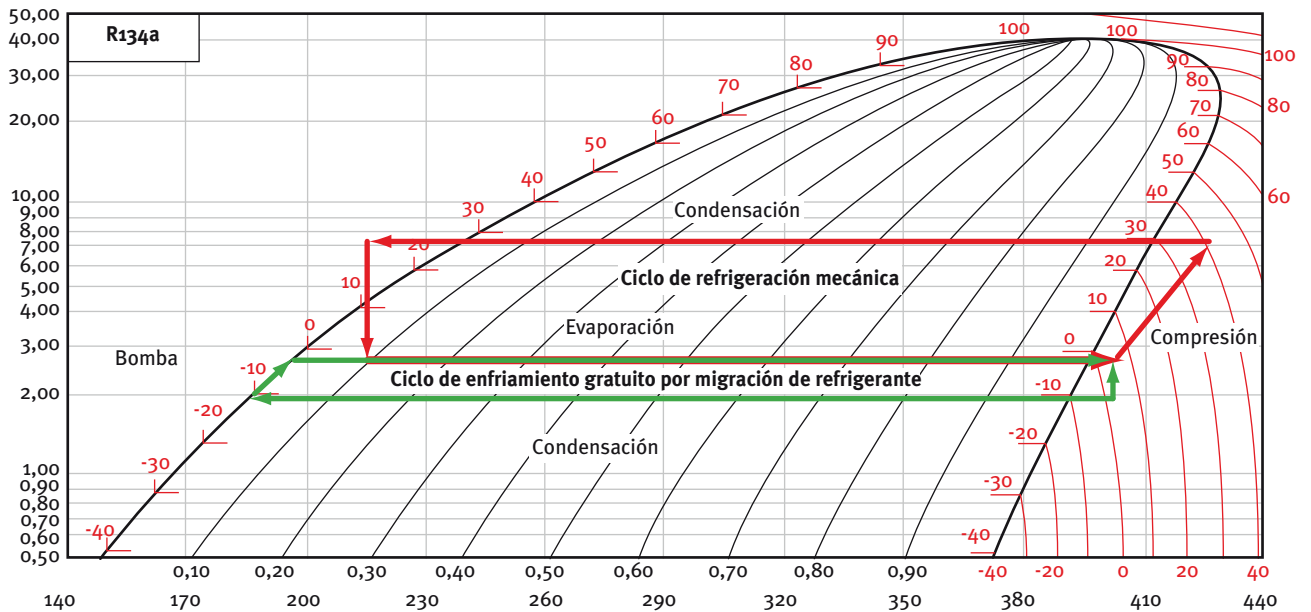
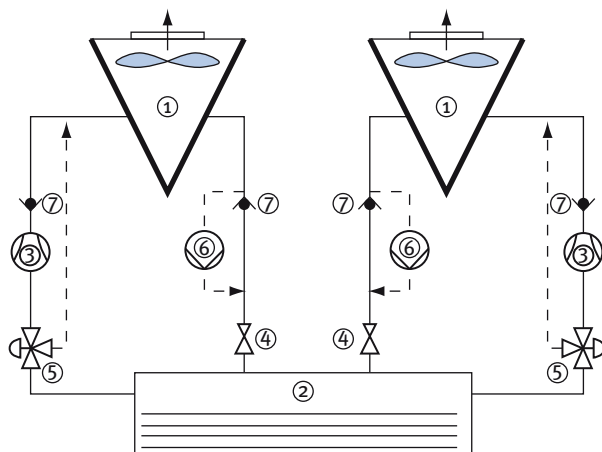


Figura 2.22: Ciclo seguido en el diagrama P-h

Las particularidades entre ambos procesos frigoríficos, mecánico o por migración, se resuelven mediante integración de componentes adicionales que, dada su interrelación e integración en el propio ciclo frigorífico, se recomienda formen parte intrínseca del equipo, aun pudiendo ser ofrecidos como configuraciones opcionales de éstos.

En la siguiente ilustración se muestran los componentes principales de un equipo aire-agua con doble circuito frigorífico y dotado de sistema de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante.



- 1 - Condensador
- 2 - Evaporador
- 3 - Compresor
- 4 - Válvulas de expansión
- 5 - Bypass/válvulas de 3 vías
- 6 - Bomba de circulación de refrigerante
- 7 - Válvulas de retención

Figura 2.23: Principales componentes de un equipo aire-agua

Tanto el condensador (1), entendido por tal el conjunto conformado de intercambiador más ventilador, como el evaporador (2), compresor (3), dispositivos de expansión (4) y retención (7) son elementos comunes a un equipo aire-agua, por lo que no requieren de mayor mención.

Los únicos dispositivos adicionales requeridos por y durante el funcionamiento de este sistema de enfriamiento gratuito son:

(5) Válvulas de bypass. La función de estos elementos es la de aislar el compresor, proporcionando un circuito frigorífico paralelo al mismo con pérdidas de carga mínimas; facilitando de este modo la migración del refrigerante en condiciones de free-cooling maximizando el rendimiento de este proceso de enfriamiento.

(6) Bomba de refrigerante líquido. La funcionalidad de esta bomba de circulación es la de transferir el refrigerante líquido desde el condensador al evaporador, venciendo las diferencias de presión entre evaporador y condensador, así como las pérdidas de carga de la línea de líquido del circuito frigorífico.

Adicionalmente a estos componentes mecánicos, el equipo incorporará algoritmos de control específicos para gestión del modo de enfriamiento gratuito.

A efectos de realizar un análisis prestacional y cuantificar los ahorros obtenibles hay que tener en cuenta como primera consideración el impacto que, como consecuencia de un diseño modificado, pudiera tener la opción de enfriamiento gratuito sobre los rendimientos

del equipo frigorífico cuando éste trabaje en modo de refrigeración por compresión. No obstante, en estos equipos la disminución de rendimiento es insignificante.

La única modificación a tener en cuenta es que la máquina con opción de free-cooling de expansión directa integrada en la enfriadora, implica una carga de refrigerante adicional que puede oscilar en torno al 4-5% por término medio, por circuito.

Respecto a las prestaciones y rendimientos de los propios equipos aire-agua dotados con sistema de enfriamiento gratuito por migración de refrigerante cabe señalar que dependen fundamentalmente de dos factores: tecnología empleada y condiciones de funcionamiento (diferencia temperatura salida agua-temperatura exterior).

A continuación se presentan en la figura 2.24 valores medios típicos de equipos actualmente existentes en el mercado dotados de esta tecnología.

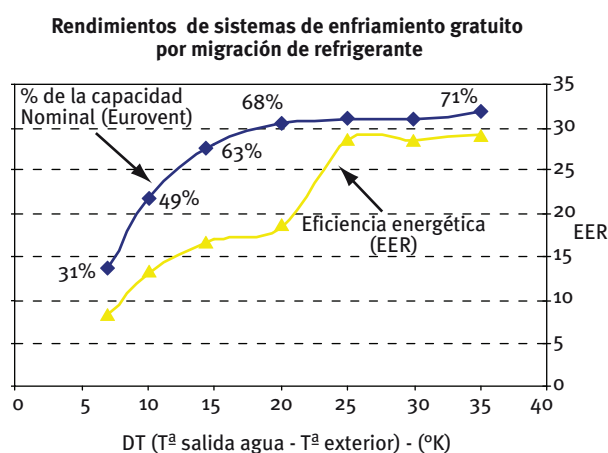


Figura 2.24: Valores medios de EER frente a temp. salida agua-temp. exterior

Tomando como referencia la capacidad frigorífica de dicho equipo operando en modo de enfriamiento mecánico por compresión y condiciones nominales Eurovent, en modo de enfriamiento gratuito, con 10 K de diferencial de temperatura, se dispondrá, aproximadamente, del 45% al 50% de la capacidad nominal.

A partir de diferenciales térmicos de 20 K entre el agua de impulsión y aire exterior, estos sistemas ofrecen capacidades frigoríficas mediante enfriamiento gratuito superiores al 65% de la capacidad nominal, con índices de eficiencia energética en torno a 25 a 30 kW producidos por kW consumido, llegando a los 35 kW producidos por kW consumido.

Considerando como ejemplo un equipo aire-agua de potencia frigorífica aproximado de 500 kW en modo de refrigeración mecánica y condiciones Eurovent (agua 7/12 °C impulsión y retorno respectivamente y 35 °C de temperatura exterior), dicho equipo proporcionaría alrededor de 215 kW a 0 °C exteriores y 10 °C de agua de impulsión, con un índice de eficiencia energética, EER, de 24.

A continuación, a modo de ejemplo y con el fin de valorar el comportamiento de la opción de free-cooling por migración de refrigerante, se muestra una tabla del comportamiento de la misma unidad enfriadora de potencia frigorífica aproximada de 500 kW en distintas condiciones de temperatura exterior y temperatura de salida de agua con la opción integrada del free-cooling de expansión directa:

Modo refrigeración por compresión					
Tª ext. (°C)	Pot. Mec. (kW)	Tª sal. agua (°C)	Tª ent. agua (°C)	EER	ESEER
35	491,4	7	12	3,04	4,34

MODO DE REFRIGERACIÓN GRATUITA

Tª Sal. agua 7 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	0,00	0,00	156,0	201,5	244,7	284,7	305,4	312,7	316,3	317,4
% Pot. nominal	0,00	0,00	31,75	41,01	49,80	57,94	62,15	63,63	64,37	64,59
Tª Ent. agua	7,00	7,00	8,63	9,11	9,56	9,98	10,19	10,27	10,31	10,32
EER	0,00	0,00	17,49	22,47	27,15	31,44	33,56	34,19	34,42	34,45

Tª Sal. agua 8 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	0,00	0,00	175,3	22,02	262,9	298,2	313,4	317,5	321,1	320,8
% Pot. nominal	0,00	0,00	35,67	44,81	53,50	60,68	63,78	64,61	65,34	65,28
Tª Ent. agua	8,00	8,00	9,83	10,30	10,75	11,12	11,28	11,32	11,36	11,35
EER	0,00	0,00	19,64	24,56	29,18	32,92	34,43	34,72	34,94	34,82

(continuación)

Tª Sal. agua 9 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	0,00	147,90	194,5	238,7	281,2	307,1	318,3	322,4	325,8	323,0
% Pot. nominal	0,00	30,10	39,58	48,58	57,22	62,49	64,77	65,61	66,30	65,73
Tª Ent. agua	9,00	10,55	11,04	11,50	11,94	12,21	12,33	12,37	12,41	12,38
EER	0,00	16,70	21,80	26,63	31,21	33,91	34,98	35,25	35,45	35,06

Tª Sal. agua 10 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	0,00	167,30	213,8	257,3	299,5	316,1	323,3	327,3	330,5	325,2
% Pot. nominal	0,00	34,05	43,51	52,36	60,95	64,33	65,79	66,61	67,26	66,18
Tª Ent. agua	10,00	11,75	12,24	12,69	13,14	13,31	13,39	13,43	13,46	13,41
EER	0,00	18,90	23,96	28,69	33,23	34,90	35,53	35,78	35,97	35,30

Tª Sal. agua 11 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	0,00	186,80	232,6	275,8	308,6	322,2	328,3	332,1	332,8	327,5
% Pot. nominal	0,00	38,01	47,33	56,13	62,80	65,57	66,81	67,58	67,72	66,65
Tª Ent. agua	11,00	12,96	13,44	13,89	14,23	14,38	14,44	14,48	14,49	14,43
EER	0,00	21,90	26,07	30,76	34,25	35,58	36,08	36,32	36,22	35,55

Tª Sal. agua 12 °C	Temperatura exterior (°C)									
	5,0	2,5	0,0	-2,5	-5,0	-7,5	-10,0	-12,5	-15,0	-17,5
Potencia FC (kW)	159,20	206,30	251,4	294,3	317,7	327,3	333,3	337,0	335,2	329,7
% Pot. nominal	32,40	41,98	51,16	59,89	64,65	66,61	67,83	68,58	68,21	67,09
Tª Ent. agua	13,67	14,16	14,63	15,09	15,333	15,43	15,49	15,53	15,51	15,46
EER	18,12	23,29	28,17	32,82	35,26	36,14	36,63	36,85	36,47	35,79

Para la elaboración de este ejemplo se ha optado por analizar un edificio de oficinas que integra un centro de procesamiento de datos, mediante aplicaciones informáticas específicas y simulaciones energéticas para un periodo completo de un año.

Las consideraciones generales de diseño aplicadas en el análisis se estructuran bajo los siguientes parámetros:

- Como perfil climático de referencia, se ha utilizado el facilitado por el CIEMAT para Logroño: se utilizarán los datos climatológicos medios estadísticos para cada hora del año (Logroño TMY - Typical Meteorological Year).
- Los perfiles de carga y los horarios de funcionamiento se corresponden con los de las aplicaciones tipo del sector.
- Horario de operación de la instalación: 24 horas/día, 365 días/año.

En la figura 2.25 se detalla el perfil climático de Logroño y las curvas de carga de refrigeración para una instalación con necesidad de 600 kW a 36,4 °C, 400 kW a 14,2 °C y 300 kW a -3,0 °C.

El número total de horas-año correspondientes a cada temperatura exterior (para el perfil climático seleccionado y la programación horaria detallada para la instalación) establece el tiempo durante el cual podrán entrar en funcionamiento los equipos y cuales serán las condiciones de trabajo asociadas a dicha operación. En base a estas variables, el proceso de simulación energética evaluará los rendimientos propios de cada unidad.

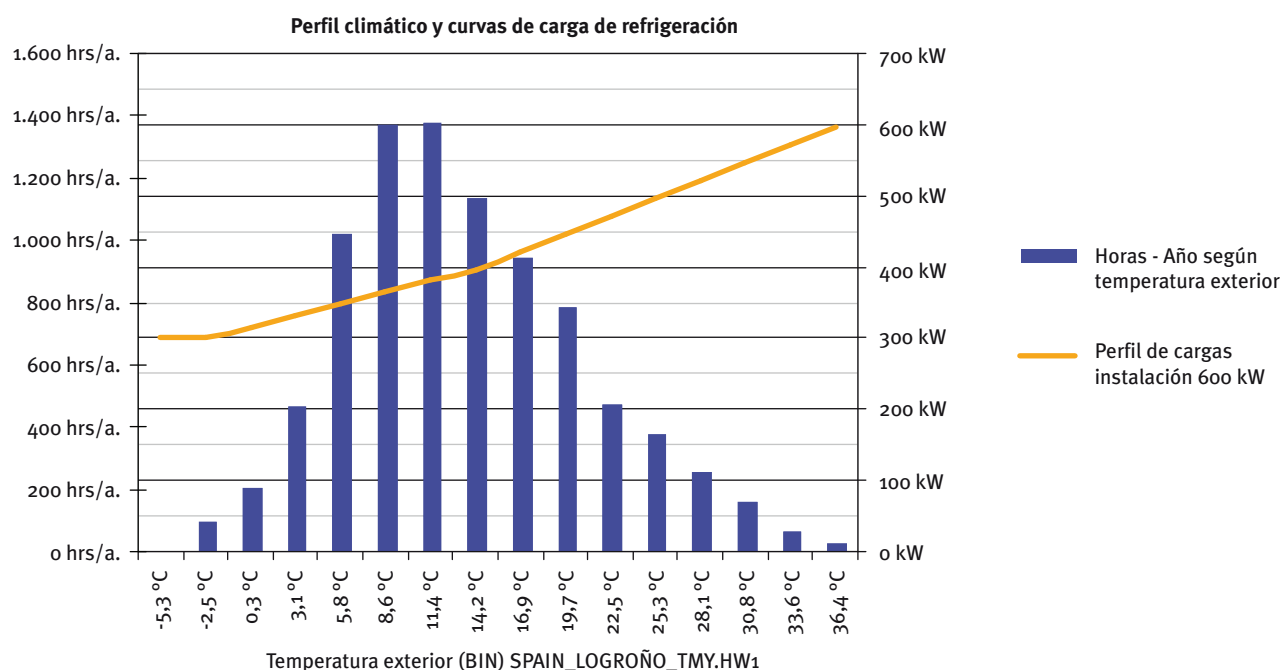


Figura 2.25: Perfil climático de Logroño y las curvas de carga de refrigeración

Por lo que respecta al tipo de unidad implicado en el diseño del proyecto, para evaluar la eficiencia energética del free-cooling por migración de refrigerante, se comparará el comportamiento de dos equipos en el escenario presentado anteriormente.

Sistema 1: utilización de una enfriadora aire-agua SIN free-cooling por migración de refrigerante. El modelo seleccionado es una unidad de tornillo con gestión de capacidad mediante válvula de corredera, refrigerante R-134a y evaporador inundado.

Sistema 2: utilización de la misma unidad enfriadora aire-agua del Sistema 1, equipada en este caso CON la opción de free-cooling por migración de refrigerante.

Sistema	Instalación de referencia 600 kW	
	Sistema 1	Sistema 2
Tipo sistema	1 x Enfriadora aire/agua	1 x Enfriadora aire/agua
Refrigerante	R-134a	R-134-a
Modelo analizado	Unidad con compresores de tornillo. Equipo sin opción de free-cooling por migración de refrigerante	Unidad con compresores de tornillo. Equipo con opción de free-cooling por migración de refrigerante
EER (Eficiencia a plena carga Eurovent)	3,05	3,05
ESEER (Eficiencia a plena carga Eurovent)	4,21	4,21
SPLV (Eficiencia a carga parcial sistema)	5,29	5,66

Nota. Los Ratios de Eficiencia EER y ESEER del Sistema 2 están calculados bajo condiciones idénticas a las del Programa LCP de Eurovent.

Para la simulación energética se tendrán en cuenta:

- Las curvas de carga o demanda de la instalación.
- El número total de horas-año en cada condición de temperatura exterior que, según lo descrito, es función de los horarios de funcionamiento de la instalación y del perfil climático preestablecido.

- Los rendimientos energéticos de los equipos según los porcentajes de capacidad que sea preciso activar (plena carga y carga parcial) y las condiciones de trabajo.
- Unos factores de suciedad de 0,0180 m²K/kW en el evaporador.

En las Tablas adjuntas se detallan los resultados de la evaluación en lo que a consumo energético y emisiones de CO₂ se refiere:

Comparativo unidades sin y con free-cooling					
Bin Temp. (°C)	Carga edificio (kW)	Horas funcionamiento (h)	Energía frigorífica (kWh)	EER unidad sin FC	EER unidad con FC
36,4	600	23	13.800	3,061	3,061
33,6	575	64	36.800	3,221	3,221
30,8	550	162	89.099	3,528	3,528
28,1	525	255	133.876	3,859	3,859
25,3	500	378	188.999	4,201	4,201
22,5	475	473	224.674	4,605	4,605
19,7	450	786	353.700	5,035	5,035
16,9	425	945	401.625	5,517	5,517
14,2	400	1.137	454.799	6,068	6,068
11,4	384	1.376	528.136	5,885	5,982
8,6	368	1.373	504.767	5,432	5,607
5,8	351	1.021	358.839	5,38	5,374
3,1	335	467	156.574	5,493	7,732
0,3	319	206	65.733	5,624	8,313
-2,5	303	94	28.472	5,776	27,52
		8.760	3.539.895		

	Sistema 1	Sistema 2
Enfriadoras de condensación por aire	Capacidad refrigeración generada (kWh/año)	
	3.539.895	3.539.895
	Consumo energético anual (kWh)	
	682.150	661.940
	Ahorro energético anual (%)	
	x	2,96
Emisiones de CO ₂ 0,649 Kg CO ₂ /kWh	Emisiones anuales de CO ₂ (T)	
	443	430
	Ahorro de emisiones (%)	
	x	2,96

Si tenemos en cuenta que la temperatura exterior máxima para que entre en funcionamiento este sistema será 10 °C inferior a la temperatura máxima de retorno del circuito de agua fría (por ejemplo, 15 °C), vemos que será útil cuando la temperatura seca exterior sea inferior a 5 °C, y en estos casos claramente el free-cooling presenta mejores prestaciones.

Como conclusiones podemos establecer:

- Sistemas de climatización por aire.

Si tenemos en cuenta que la temperatura exterior máxima para que entre en funcionamiento el free-cooling por migración debe ser 10 °C inferior a la temperatura máxima de producción de agua fría (supongamos 15 °C), se deriva que el proceso sería útil cuando la temperatura seca exterior fuese inferior a 5 °C.

Por tanto, esta técnica de recuperación se solaparía, en aplicaciones de confort y caso de existir, con el free-cooling de aire (tratado en apartados previos), presentando éste último unas mejores prestaciones y un menor coste.

No obstante, si la aplicación carece de la posibilidad de implantación del free-cooling de aire:

- por presentar locales con patinillos verticales insuficientes para las secciones de conducto de dicho free-cooling,
- o si las tomas y descarga del citado free-cooling se hacen desde fachada y es inviable el paso de conductos de cierta sección,

sería necesario plantearse el free-cooling por migración.

- Si el sistema es por agua (fancoils, etc.) puede plantearse la utilización de este free-cooling.
- Entre las aplicaciones del free-cooling por migración podemos mencionar los siguientes:
 - Ubicación geográfica con un número elevado de horas/año por debajo de 0 °C.
 - Gran número de horas de funcionamiento en refrigeración en periodo invernal.
 - Cargas frigoríficas poco dependientes de la temperatura exterior.
 - Temperatura de agua lo más alta posible (instalaciones de techo frío, suelo refrescante,...).
 - Entre otras aplicaciones no afectadas por el Rite:
 - Procesos industriales.
 - Enfriamiento directo de equipos y maquinaria.
 - Centros de cálculo.

3

Enfriamiento evaporativo

3.0 GENERALIDADES Y NORMATIVA

Los equipos que utilizan este tipo de tecnología, dentro de las instalaciones de climatización, pueden englobarse en dos grandes grupos:

- 1 Los que se utilizan en procesos cuyo objetivo es el acondicionamiento del aire de los locales, donde el principal objetivo será reducir o eliminar la demanda energética de adecuación térmica de los edificios. Dentro de este grupo se encuentran los refrigeradores, los recuperadores evaporativos y los humectadores de aire de extracción.
- 2 Sistemas de refrigeración de equipos, como torres de refrigeración y condensadores evaporativos. Estos dispositivos permiten optimizar el consumo energético de las instalaciones condensadas por agua, y que por diferentes problemas como la Legionella, están siendo reemplazadas en algunas situaciones.

3.1 TEORÍA DE LA REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA

El enfriamiento evaporativo es un proceso de transferencia de calor y masa basado en la conversión del calor sensible en latente. El aire no saturado se enfría, proporcionando el calor sensible que se convertirá en latente para que se produzca la evaporación del agua. Si el proceso ocurre en condiciones adiabáticas la temperatura seca del aire disminuye a medida que su calor sensible se transforma en latente aumentando su humedad. Este intercambio de calor sensible y latente tiene lugar hasta que el aire se satura y la temperatura del aire y el agua se igualan, alcanzando un valor denominado “temperatura de saturación adiabática” (y que es prácticamente igual a la temperatura húmeda del aire), mientras el proceso es conocido como “saturación adiabática”.

Para definir esta temperatura se utiliza el concepto de túnel de humidificación adiabático; es decir, sin intercambio de calor con el exterior, en el que se introduce un aire húmedo en unas condiciones cualesquiera y se le somete a una ducha de agua recirculada, de forma que el aire a su salida llegue a saturación.

Se define como temperatura de saturación adiabática $T_{\text{sat.ad}}$ a la temperatura que alcanza el aire a la salida del túnel, cuando se aporta el agua que se evapora a dicha temperatura de saturación adiabática. Un esquema del proceso se presenta en la figura siguiente.

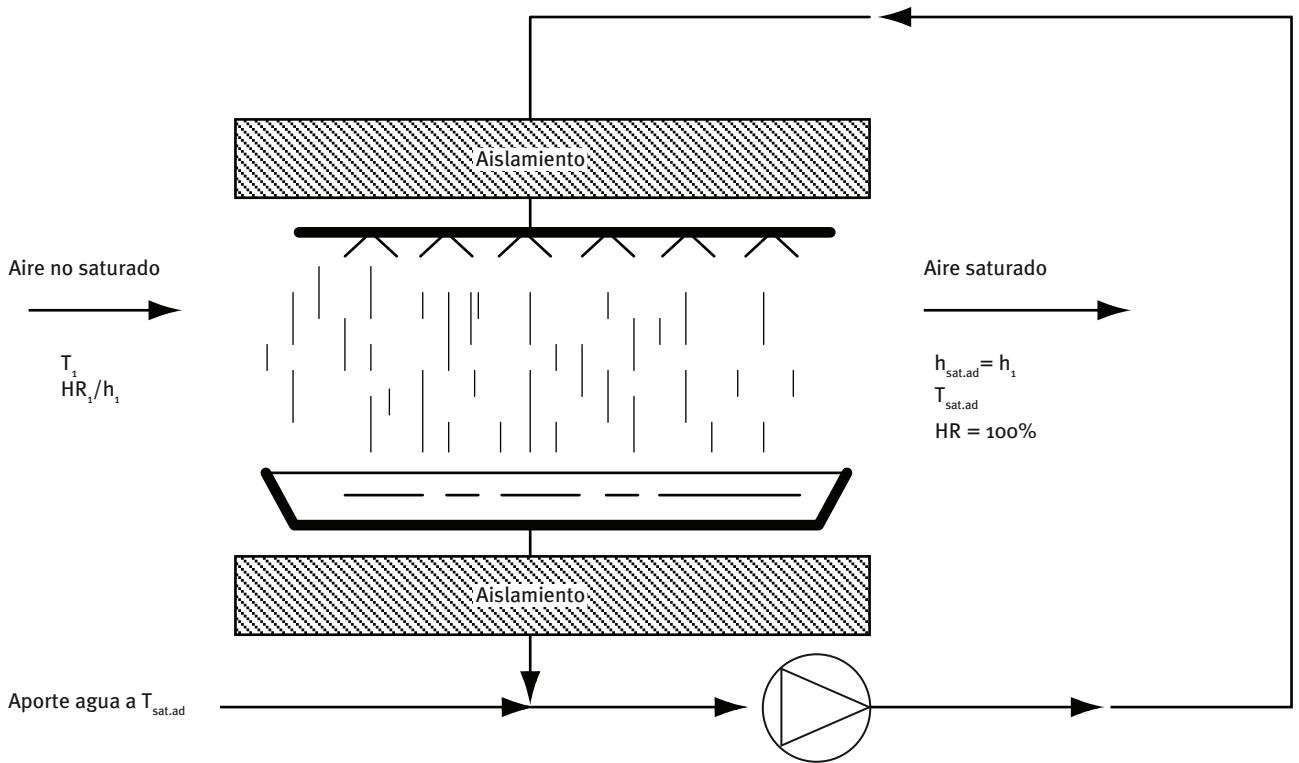


Figura 3.1: Túnel de saturación adiabática

En la parte final del túnel no existirá ni intercambio de masa (el aire se encuentra al 100% de humedad relativa), ni intercambio de calor (la temperatura del aire y del agua coinciden), por tanto, dichas condiciones son únicamente función de las condiciones del aire a su entrada y, consecuentemente, se puede definir la temperatura de saturación adiabática como una propiedad termodinámica del aire húmedo.

Lewis demostró que, para la mezcla aire seco-vapor de agua, la temperatura de salida del aire de un túnel de saturación adiabática (temperatura de saturación adiabática) coincide prácticamente con la temperatura húmeda o de bulbo húmedo. En la realidad existen diferencias pequeñas entre ambas temperaturas.

La saturación adiabática rige la mayoría de los enfriadores evaporativos. Es el proceso básico en aquellos casos donde la temperatura inicial del agua se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada, lo que ocurre generalmente cuando se recircula el agua de enfriamiento continuamente. En teoría, la temperatura del agua permanece constante, toda la evaporación sirve para enfriar el aire, no el agua.

Cuando el agua está considerablemente más caliente que la temperatura de saturación adiabática del aire, el

proceso se asemeja al de una torre de enfriamiento donde se enfrían conjuntamente el aire y el agua.

En los enfriadores evaporativos directos sin bombas, como los de tipo “spray en corriente de aire”, utilizan agua sin recircularla, directamente de la red, pues ahorra costes de bombeo y reduce la corrosión y las incrustaciones, (en este caso la temperatura del agua es independiente de la temperatura húmeda del aire, por lo que el proceso no es estrictamente un proceso a temperatura húmeda constante). No obstante, habrá que tener la precaución en estos sistemas de evitar siempre la salida del proceso de aerosoles capaces de difundir la Legionella e intentar pulverizar una cantidad de agua que asegure su evaporación total en la corriente de aire.

Existen límites al enfriamiento conseguido por la saturación adiabática. La cantidad de calor sensible eliminado no puede ser superior al calor latente necesario para saturar el aire. Las posibilidades de enfriamiento, por tanto, varían inversamente con el contenido en humedad del aire. Aire muy saturado de humedad, solo podrá ser enfriado de manera sensible por el intercambio de calor consecuencia de la diferencia de temperaturas aire/agua, no por el calor latente necesario para la evaporación del agua en aire.

A continuación se presentan los procesos ideales de la refrigeración evaporativa. Para una mejor comprensión de estos aspectos analizaremos los procesos con la ayuda de un diagrama psicrométrico, donde se representarán las posibles evoluciones que sufre el aire al ponerle en contacto con agua.

Como se ha indicado, el proceso ideal con recirculación del agua ideal es prácticamente adiabático (la diferencia estriba en la entalpía aportada por el agua de alimentación y que es evaporada), y sigue un proceso a temperatura húmeda constante (casi igual que la línea de entalpía constante), llegando el aire hasta la saturación, la evolución del proceso es hacia arriba y hacia la izquierda del punto de entrada del aire.

En la figura siguiente se presenta un ciclo ideal de saturación adiabática de aire a una temperatura elevada ($35\text{ }^{\circ}\text{C}$) y baja humedad (20%) para mostrar cual podría ser el grado de enfriamiento teórico que se conseguiría en un proceso de saturación adiabática ideal. Se observa que la temperatura mínima que se puede conseguir es de $19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

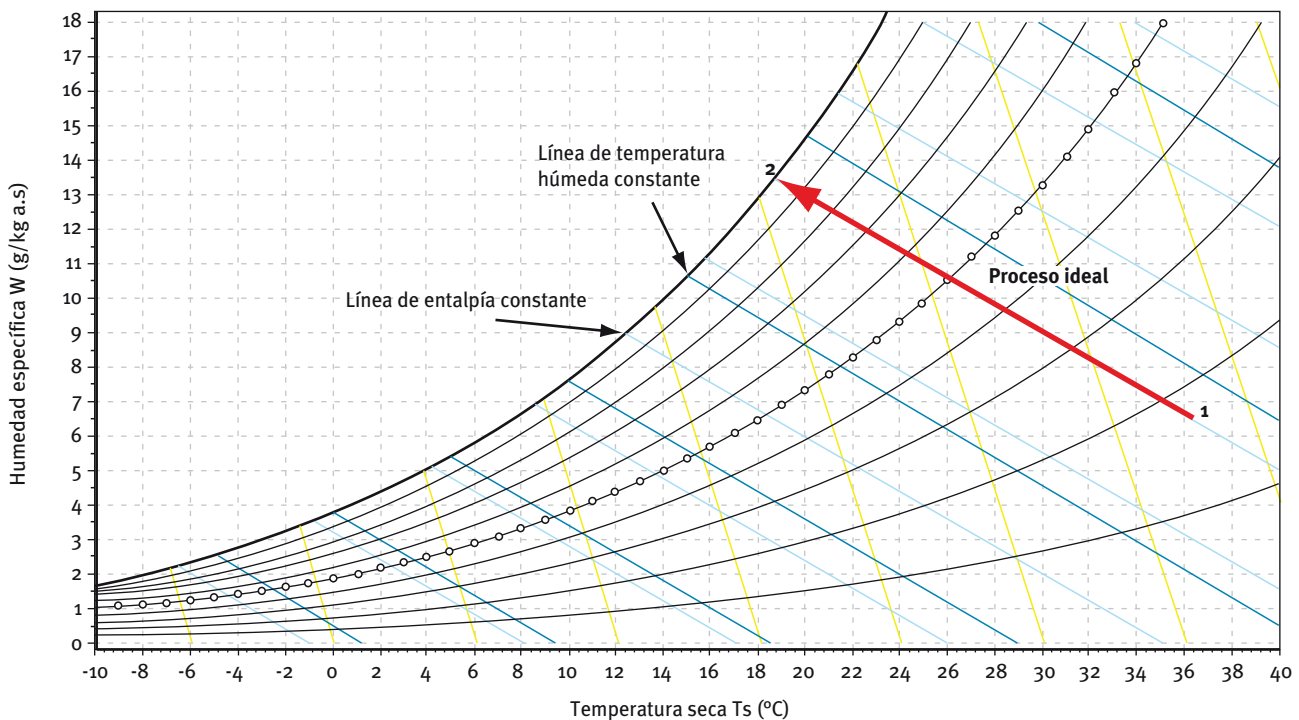


Figura 3.2: Proceso ideal con recirculación

La mayoría de los enfriadores evaporativos difieren del caso adiabático dado que el agua se introduce a una temperatura diferente de la temperatura húmeda del aire, por lo que la propia agua intercambia también calor sensible, y el aire lógicamente tenderá a acercarse a dicha temperatura con un 100% de humedad relativa.

Suponiendo una situación hipotética en la que la temperatura del agua se mantenga constante a lo largo del proceso, la evolución del aire entre la entrada y la salida se encontrará sobre la línea que une las condiciones del aire a la entrada y la temperatura del agua, representada ésta sobre la línea de saturación en el diagrama psicrométrico, como se observa en la figura 3.3.

Cuando en un sistema aislado se pone en contacto aire con agua, si el aire gana entalpía, el agua es el que la pierde y se enfría, mientras que si el aire pierde entalpía el agua la gana y se calienta. En un proceso real de contacto aire-agua la temperatura del agua va a tender a la de saturación adiabática del aire, como la que alcanza en el túnel de saturación ya expuesto.

Para aclarar esto, se presenta la evolución de una corriente de aire que inicialmente se encuentra a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 30% de HR en diferentes situaciones para diferentes temperaturas del agua. En el diagrama psicrométrico de la siguiente figura se presentan los diferentes procesos que puede seguir el aire.

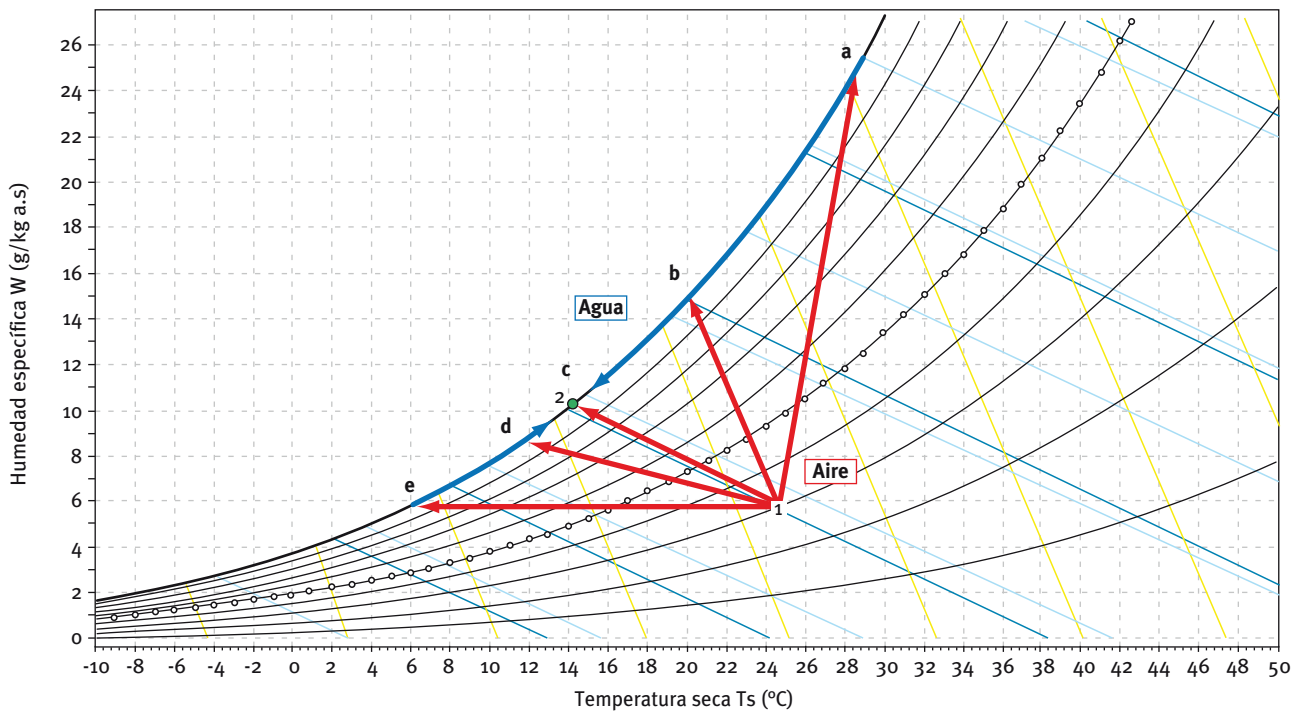


Figura 3.3: Procesos ideales a distintas temperaturas del agua

- a) La temperatura del agua es superior a la temperatura seca del aire:
 - El aire se calienta y humidifica ganando entalpía.
- b) La temperatura del agua está entre las de bulbo seco y húmeda del aire:
 - El aire se enfría y humidifica ganando entalpía.
- c) La temperatura del agua está a la temperatura húmeda del aire:
 - El aire se enfría y humidifica, siendo prácticamente su entalpía constante.
- d) La temperatura del agua está entre la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de rocío del aire:
 - El aire se enfría y humidifica perdiendo entalpía.
- e) La temperatura del agua está por debajo de la temperatura de rocío (T_r) del aire:
 - El aire se enfría y deshumidifica perdiendo entalpía.

3.2 CLASIFICACIÓN DE APARATOS

El enfriamiento evaporativo puede lograrse mediante sistemas directos, indirectos, o por una combinación multietapa de ambos (sistemas mixtos).

En el sistema directo con recirculación, el agua se evapora directamente en el aire de aporte, El aire cede calor sensible al agua evaporándola, su temperatura de bulbo seco baja y se incrementa la humedad; luego la cantidad de calor intercambiado desde el aire iguala a la cantidad de calor absorbida por la evaporación del agua, según se ha explicado en el apartado anterior.

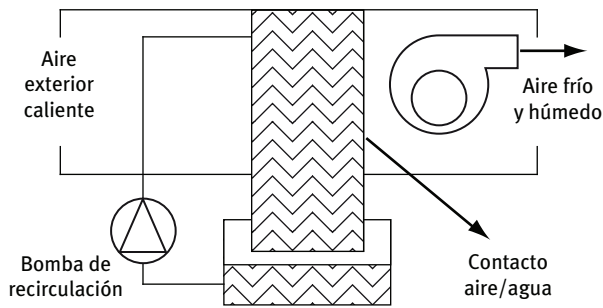


Figura 3.4: Enfriador evaporativo directo

En el caso del enfriamiento evaporativo indirecto la evaporación del agua se efectúa en una corriente secundaria de aire, que intercambia sensiblemente calor, a través de un intercambiador, con la corriente de aire primario (impulsión). De este modo la superficie de transferencia de calor es enfriada por contacto con este aire secundario a la vez que, simultáneamente, por el otro lado del intercambiador la corriente de aire primario experimenta un proceso de enfriamiento sensible (no recibe ninguna humedad). Por ello el proceso es llamado indirecto y se utiliza especialmente en aquellas aplicaciones donde no se permite la adición de humedad en el aire de renovación ni riesgos de contaminación, puesto que no hay intercambio directo entre las corrientes de aire.

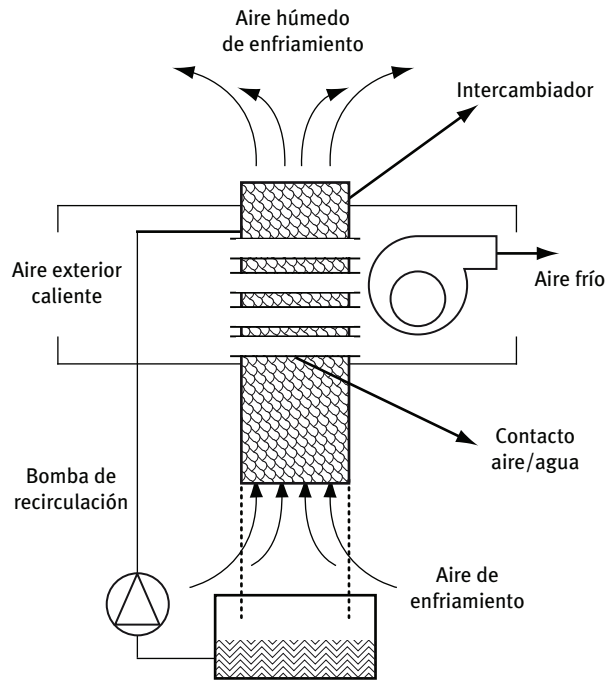


Figura 3.5: Enfriador evaporativo indirecto

Las diferentes evoluciones psicrométricas que experimentan las corrientes de aire en los procesos se presentan en la siguiente figura 3.6:

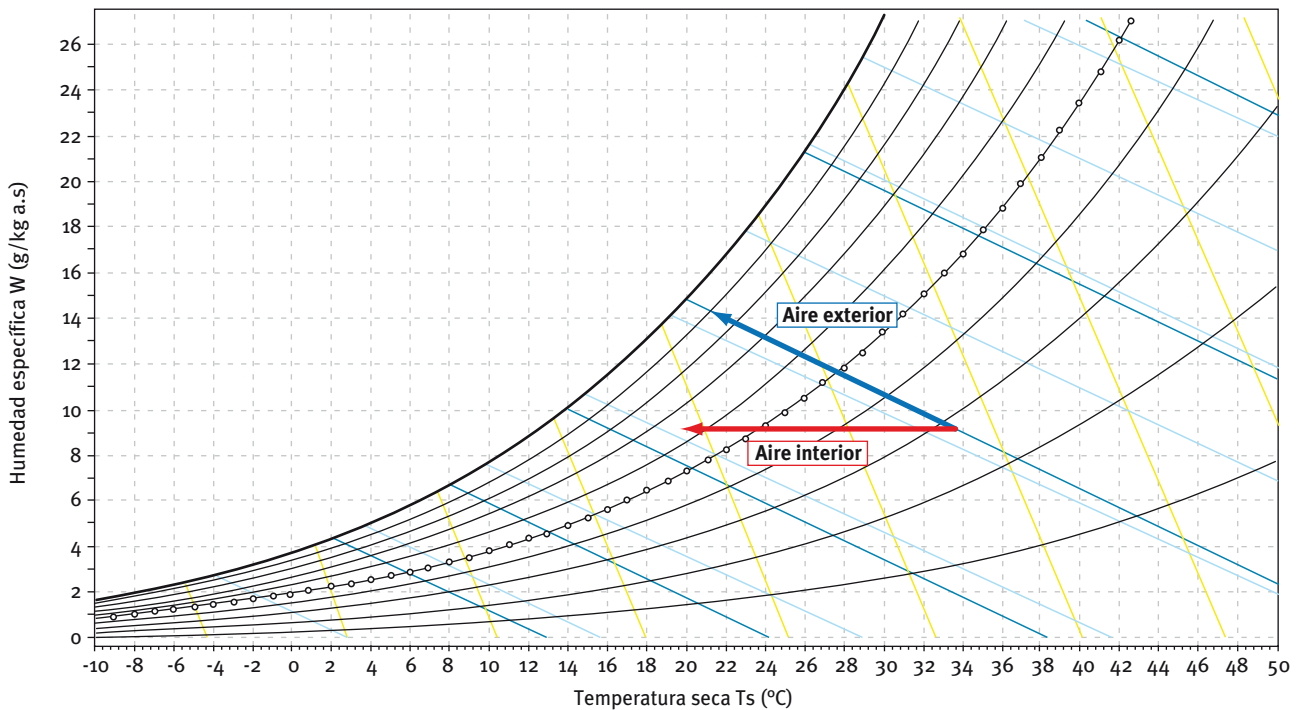


Figura 3.6: Representación en el diagrama de un enfriador evaporativo indirecto

Los sistemas mixtos pretenden compatibilizar los dos casos básicos anteriores (directo e indirecto) mediante una serie de módulos secuenciales, destinados a mejorar el rendimiento y ampliar las posibilidades de aplicación.

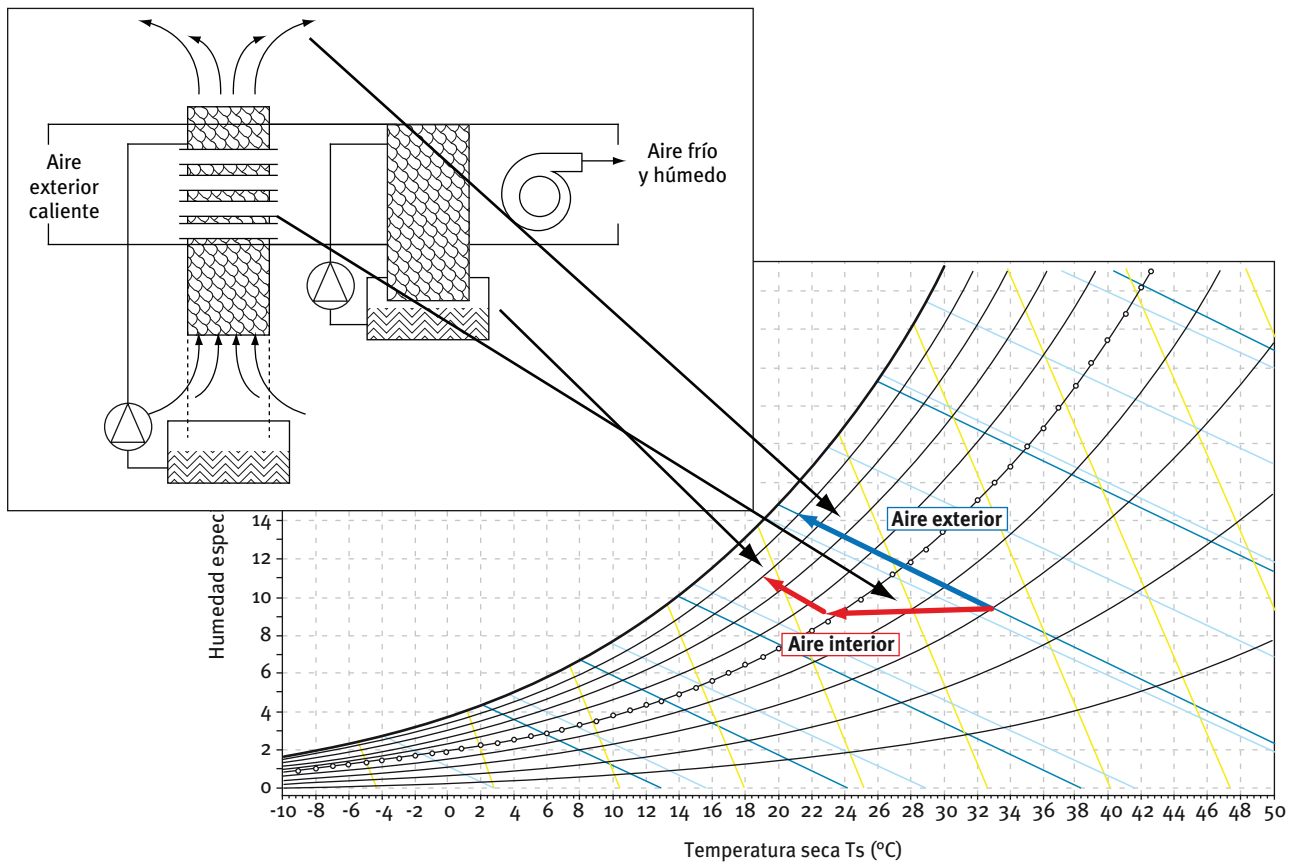


Figura 3.7: Representación en el diagrama de un enfriador evaporativo indirecto-directo

3.3 ENFRIAMIENTO DIRECTO

Como unidades independientes para suministrar aire frío a locales climatizados los refrigeradores evaporativos directos están compuestos al menos por un elemento de humectación, un ventilador (generalmente centrífugo para suministrar la presión necesaria y un bajo nivel de ruido), un depósito inferior y una carcasa exterior. En los sistemas con atomización es necesario también disponer de una bomba de circulación que proporcione suficiente presión para la pulverización, y sus correspondientes tuberías y boquillas de pulverización o toberas.

Dado que el flujo de masa de vapor de agua en el aire necesario para la refrigeración evaporativa es proporcional a la superficie de contacto entre ambos medios, los sistemas evaporativos directos, bien desde una superficie húmeda o desde un sistema de atomización, tienen como objetivo aumentar la superficie de intercambio másico superficie húmeda/aire.

El arrastre de gotas desde una superficie húmeda es más difícil que el obtener aerosoles en las corrientes de aire de salida de los sistemas de pulverización, donde

siempre habrá que poner un separador de gotas eficaz. No obstante, hay que poner especial cuidado en asegurar el correcto mantenimiento de todos los sistemas que utilicen refrigeración evaporativa para evitar contaminaciones bacteriológicas como la Legionella.

De acuerdo con las características del medio de humectación los enfriadores evaporativos directos pueden clasificarse en:

- a) De paneles evaporativos: estos paneles están hechos generalmente de fibras (ver figura 3.8 izquierda) con el necesario tratamiento químico para prevenir el crecimiento de microorganismos. Estos paneles son montados en marcos de metal o plástico removibles.
- b) De medio rígido: éstos están conformados por placas rígidas (ver figura 3.8 derecha) y corrugadas hechas de plástico, celulosa impregnada, fibra de vidrio, etc. El equipo sería similar al presentado anteriormente de paneles evaporativos, sustituyendo el relleno de fibra por los paneles rígidos. Las corrientes de aire y agua se disponen usualmente en flujo cruzado de modo que los canales

horizontales correspondan al aire y los verticales al agua. A diferencia del anterior no necesitan marcos de soporte, presentan menores resistencias hidráulicas y pueden ser limpiados fácilmente con chorros de agua.

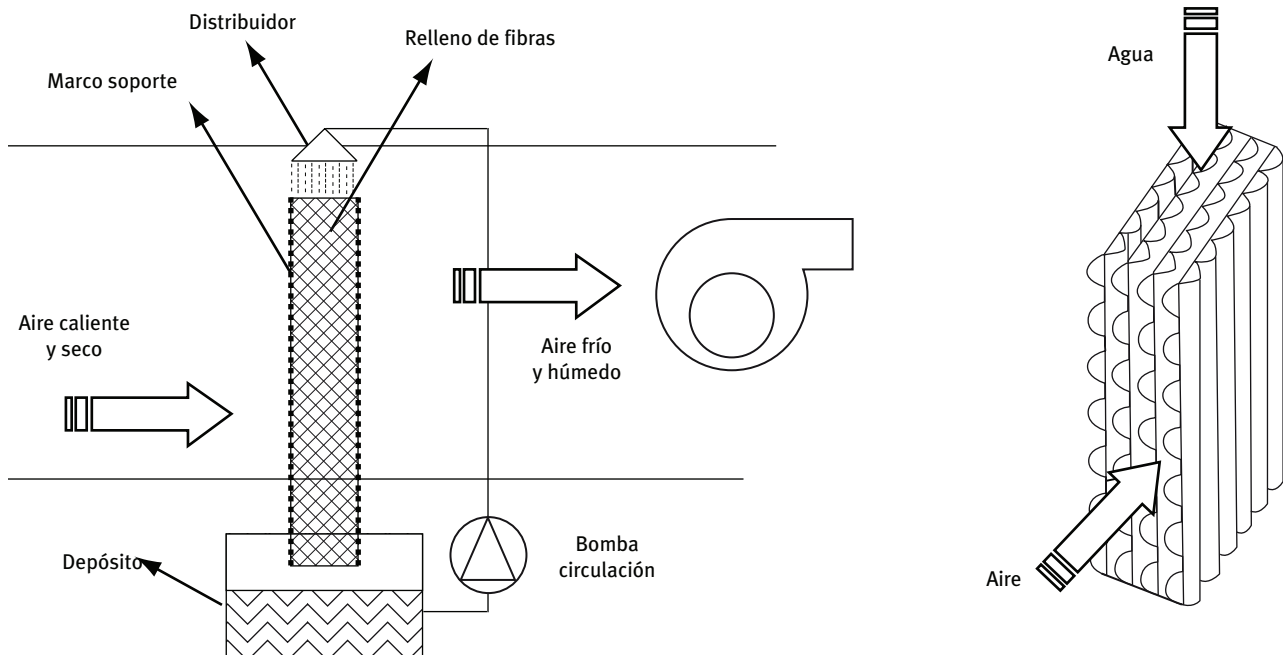


Figura 3.8: Esquema con paneles evaporativos y paneles rígidos

- c) Rotativos: en éstos el medio de humectación, en forma de rueda rotativa, se construye de materiales resistentes a la corrosión como plástico, celulosa impregnada, fibra de vidrio, aleaciones de cobre, etc. Estas ruedas son accionadas por un motor eléctrico y el correspondiente reductor que permite obtener velocidades muy bajas, del orden de 1 ó 2 rpm. La parte inferior de la rueda se sumerge en un depósito con agua y por ello no requieren dispositivos de distribución.

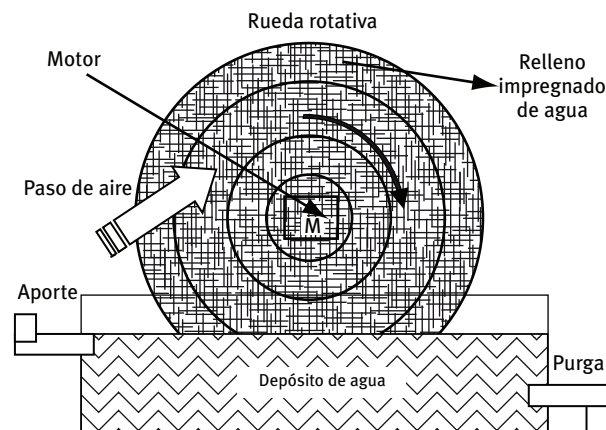


Figura 3.9: Esquema rotativos

- d) Pulverización directa: en estos dispositivos la humectación se consigue pulverizando agua en la corriente de aire primario. Aunque la eficacia de los dispositivos de pulverización es muy elevada, los problemas derivados de la posible contaminación bacteriológica como la Legionella, obligan a garantizar una adecuada limpieza y mantenimiento de los mismos, evitando siempre el arrastre de gotas desde el sistema de enfriamiento. Esto hace que se seleccionen preferentemente sistemas de humidificación desde superficie húmeda como los presentados en los apartados a, b y c, menos susceptibles de generar aerosoles. Un esquema de cómo funcionan estos dispositivos, utilizados tradicionalmente también como humidificadores, es el que se presenta en la figura 3.10.

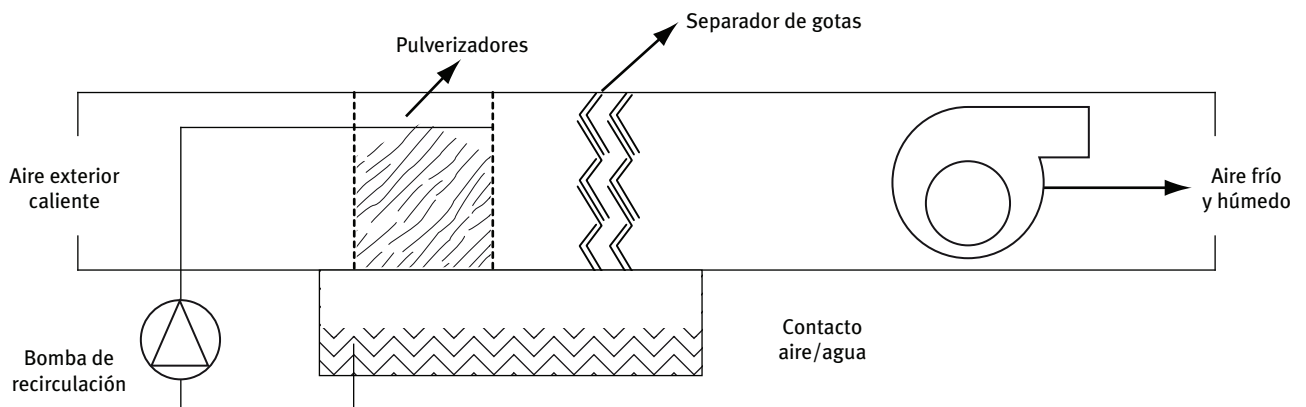


Figura 3.10: Enfriador evaporativo directo por pulverización

Existe y se utiliza la pulverización a alta presión. En este sistema el aire de entrada se canaliza mediante una rejilla de distribución que es capaz de crear en la entrada remolinos de aire que se mantienen a todo lo largo de la sección de humidificación. Se origina un flujo turbulento de aire que garantiza la mezcla con el agua. En el centro de cada remolino se inyecta agua mediante unas boquillas atomizadoras de alta presión (20 a 150 bar).

Las gotas de agua se evaporan a lo largo de toda la sección (cámara de evaporación), enfriando así el aire de entrada. Las gotas no evaporadas, en la mayoría de los casos menos del 20% del agua de entrada, se pueden descargar al drenaje general de la instalación.

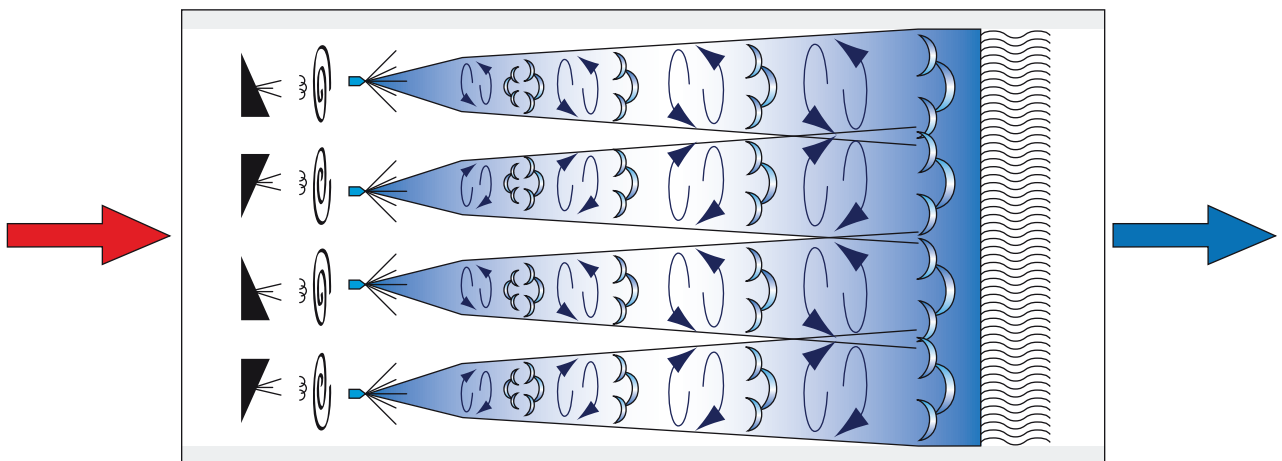


Figura 3.11: Enfriador evaporativo directo por pulverización a alta presión

La cámara de evaporación es exteriormente de aluminio resistente a la corrosión e interiormente de acero inoxidable. El sistema consta además de grupo motobomba y unidad de control.

3.4 ENFRIAMIENTO INDIRECTO

Los elementos de un refrigerador evaporativo indirecto son el intercambiador de calor, donde se enfría el aire primario, las boquillas de atomización, la bomba de recirculación de agua, los filtros de aire, ventiladores de impulsión y retorno y la carcasa de acero inoxidable o plástico para prevenir la corrosión.

Al igual que en el refrigerador directo, en el sistema indirecto el parámetro fundamental de diseño es la superficie de transferencia de calor que separa las corrientes de aire y agua a evaporar. Estas superficies absorben calor del aire primario y lo transfieren al aire que actúa como secundario en el proceso de refrigeración evaporativa. Las superficies

pueden ser de metal o plástico y deben conducir fácilmente el calor, mantener las dos corrientes separadas y resistir la corrosión. Dentro de este grupo podemos hacer referencia a los modelos con intercambiadores tubulares o de placas.

3.4.1 Sistema indirecto con intercambiador tubular

La primera referencia a estos sistemas es de 1908 en una patente del inventor alemán Elfert. Posteriormente se desarrollan modelos constituidos por un enfriador de ventana, que permite tomar aire exterior al que se le hace pasar por el interior de un banco de tubos horizontales finos y lisos en los que un ventilador impulsa el aire dentro de los tubos, mientras sprays de agua mojan el lado exterior. Desarrollos más modernos de estos modelos utilizan tubos de plástico que soportan mejor la corrosión. En la figura 3.12 se muestra un esquema de operación de este tipo de dispositivos.

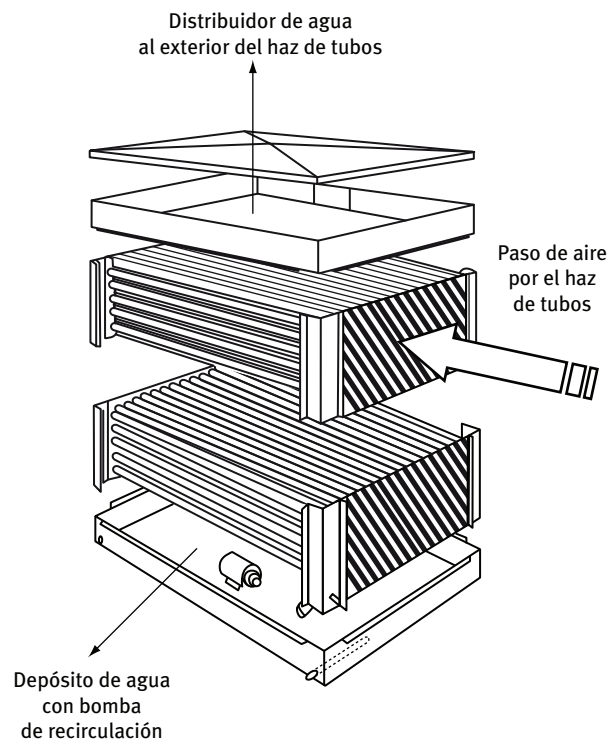


Figura 3.12: Sistema refrigerador evaporativo indirecto tubular

3.4.2 Sistema indirecto con intercambiador de placas

Este sistema es sin lugar a dudas el sistema de refrigeración evaporativa indirecta más utilizado. La primera referencia al mismo data de 1934, en la misma ya se propone utilizar dos etapas, una primera etapa en la que se enfría el aire de retorno de los locales mediante lavadores de tipo spray (enfriamiento evaporativo directo). Este aire frío se utiliza para enfriar el aire exterior antes de su impulsión a los locales, mientras el aire húmedo es expulsado al exterior. Una de las ventajas de este sistema es que como el agua no toca la superficie de intercambio no aparecen incrustaciones, pero estos equipos son voluminosos y el intercambio térmico aire-aire requiere enormes superficies de transferencia, por lo que no se utilizan.

Un sistema más económico y compacto, diseñado por el Dr. Pernot y, posteriormente, por el Dr. John R. Watt está constituido por un intercambiador de placas vertical que servía como torre de enfriamiento y superficie de enfriamiento. Aire exterior y agua finamente atomizada circulaban por una cara de las placas, enfriándose por efecto evaporativo, mientras por el otro lado un ventilador impulsaba aire seco que intercambiaba sólo calor sensible (ver figura 3.13). Estos sistemas no utilizan recuperación del aire de retorno, sino aire exterior filtrado tanto para la torre como para la impulsión y no presentan problemas de incrustaciones. Al utilizar en una cara parte de líquido, aumentan los coeficientes de película de intercambio térmico mayores, aumentando el coeficiente global de transferencia y reduciendo la superficie necesaria para el intercambio térmico.

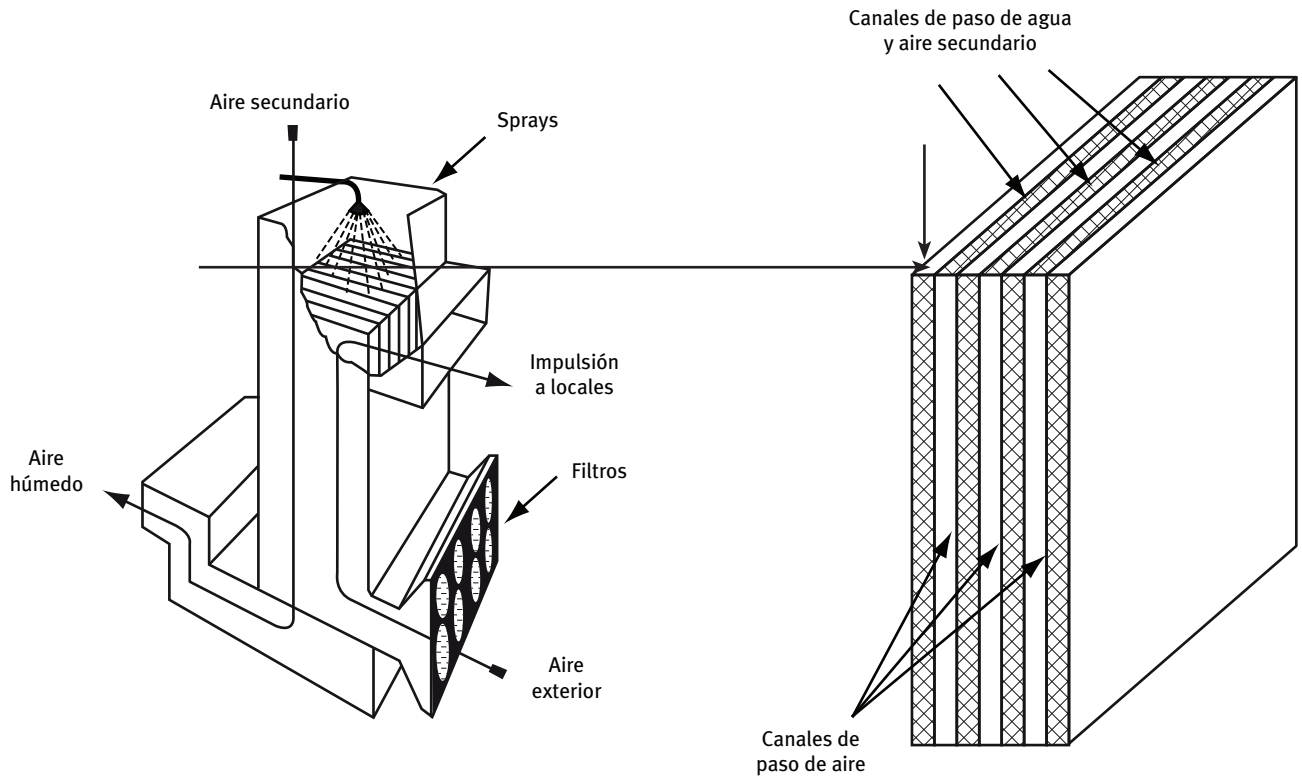


Figura 3.13: Esquema del refrigerador evaporativo indirecto de placas y esquema de placas

Como la principal resistencia a la transferencia de calor se encuentra en la película de aire en el lado seco, la ventaja de la conductividad del metal frente al plástico es despreciable y por ello se generalizó rápidamente su empleo.

El plástico, además, previene la corrosión y es estructuralmente adecuado para soportar las diferencias de presión con las que se trabaja. En el plástico se colocan protuberancias para generar turbulencia; lográndose en algunos casos incrementar la transferencia de calor, aunque también aumenta la caída de presión hasta tres veces el valor de las placas planas con velocidades entre 0,3 y 1 m/s.

3.5 ENFRIAMIENTO MIXTO

Como hemos visto en condiciones de verano cálido y seco, el aire que sale de los refrigeradores evaporativos indirectos mantiene una temperatura seca superior a los 21 °C con una humedad relativa entre el 50 y el 70%, por lo que puede ser eficaz añadir un proceso de refrigeración evaporativa directa que reduzca la temperatura, aunque aumente la humedad.

Las características de funcionamiento vienen dadas por el modelo utilizado en cada etapa. Así, en la etapa indirecta se utilizan intercambiadores de placas, enfriando la corriente de aire secundario con agua pulverizada y en la etapa evaporativa directa los del tipo de medio rígido con celulosa impregnada.

3.6 CRITERIOS DE DISEÑO

A continuación se presentan los criterios que hay que tener presentes en el diseño de este tipos de sistemas de enfriamiento.

3.6.1 Diseño de refrigeradores evaporativos directos

El índice fundamental utilizado para evaluar las prestaciones de los enfriadores evaporativos directos (con recirculación) es la Efectividad de Saturación (ϵ_s), que se define como:

$$\epsilon_s = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_{h_{11}}}$$

donde:

T_{11} : es la temperatura del aire primario a la entrada.

T_{12} : es la temperatura del aire primario a la salida.

T_{h1} : es la temperatura húmeda del aire primario a la entrada.

El valor de la efectividad de saturación depende de los siguientes factores:

1 Velocidad del aire a través del enfriador.

En la mayoría de los enfriadores de tipo directo la velocidad no debe superar los 3 m/s para evitar el arrastre de gotas; en caso contrario se hace necesario instalar un separador de gotas que incrementa sensiblemente la caída de presión.

2 Relación de flujo o razón agua/aire (m_w/m_a).

Es la relación entre el flujo másico de agua atomizada y el flujo de aire. Un valor elevado suele proporcionar mayor área de contacto entre el aire y el agua y, por tanto, una mayor eficacia de saturación ϵ_s .

3 Configuración de la superficie húmeda.

Un medio de humectación que proporcione mayor superficie y tiempo de contacto entre el aire y el agua mejora la eficacia ϵ_s .

Puesto que el aire se pone en contacto directo con superficie humedecida por agua o agua atomizada, este proceso adicionalmente proporciona limpieza al aire eliminando las posibles partículas arrastradas en las corrientes. No obstante, si el aire posee grandes cantidades de polvo o partículas, debe utilizarse un filtro adicional para evitar el ensuciamiento del medio de humectación y las toberas.

En la tabla siguiente se reflejan las características de operación de los enfriadores evaporativos directos de superficie húmeda que se han presentado anteriormente:

Características de operación de enfriadores evaporativos directos				
Tipo	ϵ_s (%)	Velocidad (m/s)	ΔP primario (Kpa)	Observaciones
Paneles evaporativos	80	0,5 - 1,0	25	Ancho del panel: 0,05 m
Medio rígido	75 - 95	1,0 - 2,0	3-25	Espesor: 0,2-0,3 m
Rotativos	80 - 85	0,50 - 3,0	70	-

Las eficiencias y las pérdidas de presión indicadas en el anterior cuadro son función evidentemente de la tecnología utilizada por cada fabricante y pueden variar considerablemente.

Las ventajas de los sistemas de refrigeración evaporativos son su economía y efectividad, permitiendo una gran versatilidad de aplicaciones dentro de los sectores residencial, comercial e industrial. Pueden ser utilizados especialmente en aquellos países que posean zonas cálidas y desérticas porque la temperatura mínima de enfriamiento del aire depende de la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente.

Los sistemas de medio rígido no necesitan estructuras de soporte, no emiten partículas y tienen una vida útil prolongada, comparativamente permiten una velocidad de flujo más alta, menor caída de presión y una eficacia ϵ_s ligeramente mayor.

Los rotativos poseen una estructura más complicada; sin embargo, no necesitan sistemas de recirculación del agua y son más fáciles de conectar en serie con enfriadores de otro tipo dentro de una climatizadora.

Como inconveniente principal puede señalarse el hecho de que al producirse la vaporización del agua a temperatura ambiente, pueden desarrollarse bacterias como la Legionella, por lo que este tipo de sistemas deben estar sometidos a un correcto mantenimiento, y cuando se utilice la refrigeración evaporativa en las instalaciones contempladas dentro del Real Decreto de prevención y control de la Legionella, habrá que realizar las operaciones de limpieza, medida y control bacteriológico que en el mismo se establecen.

3.6.2 Diseño de refrigeradores evaporativos indirectos

En los enfriadores evaporativos indirectos, aire exterior o de retorno de locales puede ser utilizado tanto como primario como secundario, dependiendo de cual posee la menor temperatura de bulbo húmedo (o saturación adiabática) y por tanto mejores posibilidades para ser utilizado en el enfriamiento evaporativo.

Las características de operación de estos equipos son los flujos máxicos de las corrientes fluidas entre las que se intercambia energía y las caídas de presión en cada uno de los canales. Para un equipo específico, a mayor flujo, mayor velocidad del aire a través de las placas, mayor coeficiente de transferencia de calor y mayor caída de presión.

El dimensionado de estos equipos se realiza separando la parte de refrigeración evaporativa de la de intercambio térmico.

La de refrigeración evaporativa se dimensiona de manera similar al de una torre de refrigeración, dado que en estos sistemas se suele utilizar la atomización del agua para provocar elevada superficie de contacto y mejorar el flujo máxico del vapor al aire. Como valor de diseño límite para la temperatura del agua o aire utilizado en el enfriamiento de la corriente de aire primario, se puede utilizar la temperatura de saturación adiabática (o húmeda), calculada a partir de las condiciones climáticas de la localidad.

El intercambiador utilizado en el proceso de enfriamiento utilizará las reglas de dimensionado convencionales de un intercambiador de energía, ya sea el método DMLT o el método NUT, determinando la superficie de intercambio necesaria para poder intercambiar la potencia térmica de diseño.

Dado que los coeficientes de película convectivos para el agua son superiores a los del aire, siempre que se pueda, se utilizará agua como fluido frío en el intercambiador. Por otra parte, la velocidad utilizada para el diseño de la corriente de aire primario estará entre

2 y 5 m/s siendo para el secundario inferior, intentando evitar el arrastre de gotas de agua fuera del proceso.

En cuanto a las ventajas de estos sistemas indirectos pueden señalarse su economía y efectividad, permitiendo una gran versatilidad de aplicaciones dentro de los sectores residencial, comercial e industrial. Pueden ser utilizados en aplicaciones donde no se permite la adición de humedad en el aire impulsado. Adicionalmente puede señalarse la ausencia de peligros de legionelosis en la corriente de aire principal y habitualmente una mejora en las condiciones acústicas y de vibraciones respecto a las instalaciones de compresión mecánica.

En cuanto a los inconvenientes, al igual que en otros sistemas de refrigeración evaporativa, hay que indicar que la influencia de las condiciones termohigrométricas del aire utilizado en la refrigeración evaporativa afecta sobre la cantidad de calor transferido, precisando aire seco susceptible de ser enfriado y humidificado evaporativamente. Además, la utilización de un intercambiador intermedio, reduce la eficacia con respecto a los sistemas de refrigeración evaporativa directa.

3.6.3 Purgas de agua en los sistemas de refrigeración evaporativa

Uno de los parámetros que es preciso determinar es el agua de purga con el fin de, por una parte no eliminar demasiado agua con los productos químicos añadidos para realizar el adecuado tratamiento bacteriológico, y por la otra evitar que aumente la concentración de la sal por encima de su solubilidad, generando las correspondientes incrustaciones.

Las ventajas que posee la colocación de purgas son:

- Disminuye el riesgo de incrustaciones por sobresaturación de sal.
- Reduce el riesgo de formación de la biopelícula que protege a la Legionella.
- Mejora el flujo de calor intercambiado al no haber incrustaciones.

Como inconvenientes por un excesivo caudal de purga están:

- Aumenta el consumo de agua.
- Aumenta el consumo de productos químicos para el tratamiento del agua.

Un esquema de cualquier proceso donde se genera vapor y se alimenta agua con sales y, por tanto, donde se precisa un sistema de purga de agua se presenta en la siguiente figura 3.14:

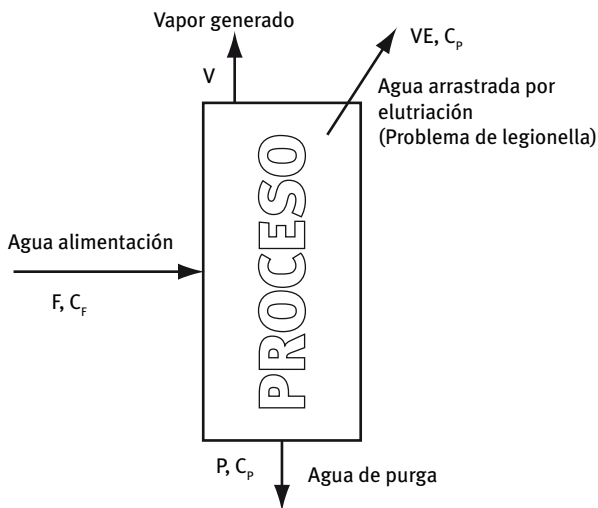


Figura 3.14: Esquema de flujos en un proceso con consumo de agua por evaporación

Se presenta la metodología para el cálculo de las purgas de agua de este tipo de sistemas que aseguren la eliminación de las sales aportadas en el agua de alimentación en este tipo de instalaciones que, como en las torres de refrigeración, están alimentadas por agua en estado líquido que aporta sal, pero producen vapor de agua que no las elimina.

Los parámetros que intervienen en el proceso son:

- Caudales de agua:
 - m_A : agua de alimentación. Asegura el aporte para mantener la producción de vapor (m_v), la purga (m_p), así como las pérdidas incontroladas de agua en la instalación como m_l .
 - m_v : producción de vapor. Determinado por el flujo vapor de agua evaporado en el proceso. En un sistema de refrigeración evaporativa se puede estimar como el producto del flujo másico de aire seco que circula por el proceso y la variación de humedad específica entre la salida y la entrada.
 - m_p : es el caudal de purga. Se determina a partir del resto de los parámetros del proceso y es conveniente que tenga un valor adecuado que asegure un consumo óptimo de agua por los factores apuntados anteriormente.

- m_l : agua de pérdidas. En los procesos de refrigeración evaporativa se refiere a las partículas arrastradas con el aire a la salida del proceso de humidificación, que son realmente el medio de propagación de la Legionella. Se considera que poseen la misma salinidad que el agua de purga. Normalmente se pueden considerar despreciables.

- Concentraciones de sal en el agua:

- C_A : concentración de sal en el agua de alimentación. Este valor viene determinado por el tratamiento anterior (si existe) para desalinizar el agua. Una menor concentración de sal en el agua de alimentación, por ejemplo por haber sido tratado mediante resinas intercambiadoras o procesos de ósmosis inversa, reduce el caudal de purga necesario.
- C_p : concentración de sal en el agua de purga. El valor más elevado que puede ser tomado coincide con el que se pueda tener de concentración de sal en el agua, el cual viene caracterizado por los tipos de sales que haya disueltas, que determinan la máxima concentración para que se produzca la saturación. Cuanto mayor sea el valor que se pueda adoptar menor será el caudal de purgas necesario, pero siempre hay que asegurar la no incrustación de las sales en cualquiera de las partes de los equipos.

Un balance de materia al agua y a la sal, proporciona los caudales de purga y agua de alimentación. Como caso más sencillo, si se consideran despreciables las pérdidas de agua por arrastre a la salida, los balances que se pueden plantear son:

$$\text{Balance al agua: } m_A = m_p + m_v$$

$$\text{Balance a la sal: } m_A C_A = m_p C_p$$

El caudal de purga se puede relacionar como:

$$m_p = m_A C_A / C_p$$

Luego: $m_A = m_A C_A / C_p + m_v$

Por tanto, el caudal de agua de alimentación y el caudal de purga en función de la producción de vapor (relacionado con la potencia de disipación) puede calcularse como:

$$m_A = \frac{m_v}{1 - \frac{C_A}{C_p}} \quad m_p = \frac{m_v}{\frac{C_A}{C_p} - 1}$$

Una manera de evitar las incrustaciones puede ser midiendo la conductividad eléctrica del agua (que depende de la salinidad del agua). Cuando aumenta de un determinado valor se procede a realizar la purga hasta recuperar el valor de referencia.

3.7 EJEMPLO

Estudiaremos la energía que se puede ahorrar en una unidad de tratamiento de aire (UTA), para climatizar un local, que emplea un panel rígido de 200 mm de espesor, por el que se hace circular el aire a una velocidad tal que la efectividad de saturación sea del 80%, y genere una caída de presión de 110 Pa.

El estudio lo haremos en Madrid, con un aparato que funcione los meses de verano (mayo, junio, julio, agosto y septiembre), desde las 8 hasta las 19 horas (11 horas de funcionamiento diarias).

En la tabla siguiente se representan la distribución de horas y temperaturas medias, según los intervalos, sacados de la base de datos Climed 1.3 para las horas y meses en estudio. La energía ahorrada se ha calculado para un caudal de 1.000 m³/h.

Intervalo	Horas	Aire exterior Valores promedio		Salida humectación Valores promedio			Aire húmedo Q (kg/h)	Potencia kW	Ahorro de energía kWh
		TBs (°C)	HR (%)	TBs (°C)	HR (%)	X (gr/kg as)			
9	3	9,40	69,09	7,18	93,50	6,33	1.167,8	0,72	2,2
10	4	10,53	68,30	8,18	92,88	6,74	1.164,1	0,76	3,0
11	7	11,47	60,84	8,44	91,01	6,72	1.162,8	0,98	6,9
12	7	12,50	57,84	9,07	90,49	6,98	1.159,1	1,10	7,7
13	9	13,54	56,93	9,90	90,32	7,37	1.155,5	1,17	10,5
14	17	14,45	56,69	10,72	89,71	7,74	1.151,9	1,19	20,3
15	30	15,51	54,09	11,36	89,25	8,04	1.149,6	1,32	39,7
16	39	16,52	49,32	11,69	88,41	8,14	1.148,4	1,54	60,1
17	60	17,45	45,11	12,01	87,14	8,20	1.147,2	1,73	104,0
18	91	18,46	42,69	12,65	85,59	8,40	1.143,5	1,85	167,9
19	94	19,49	42,07	13,44	85,16	8,81	1.140,0	1,92	180,1
20	101	20,44	40,22	13,94	84,98	9,08	1.139,0	2,06	207,8
21	107	21,44	38,23	14,55	83,65	9,30	1.135,4	2,17	232,6
22	112	22,39	35,60	14,92	82,93	9,45	1.134,3	2,35	263,6
23	108	23,42	33,50	14,53	82,11	9,67	1.132,0	2,51	271,4
24	102	24,45	30,84	15,90	80,35	9,75	1.130,8	2,69	273,9
25	114	25,41	29,10	16,29	80,18	9,98	1.128,5	2,86	325,9
26	117	26,44	27,36	16,73	79,74	10,21	1.126,3	3,04	355,5
27	124	27,39	26,14	17,36	78,03	10,40	1.124,0	3,13	388,3
28	111	28,45	24,19	17,77	77,20	10,56	1.122,9	3,33	369,9
29	96	29,45	22,50	18,12	76,69	10,73	1.120,6	3,53	338,5
30	72	30,44	21,08	18,54	75,92	10,91	1.119,6	3,70	266,5
31	54	31,47	19,84	19,06	74,73	11,10	1.117,3	3,85	208,0
32	43	32,45	17,75	19,19	74,09	11,09	1.116,1	4,11	176,7
33	31	33,39	17,59	19,84	73,57	11,47	1.114,0	4,19	130,0
34	19	34,28	16,72	20,22	73,08	11,67	1.111,8	4,34	82,5
35	8	35,39	15,62	20,72	72,03	11,87	1.110,8	4,53	36,2
36	3	36	14,12	20,71	71,22	11,72	1.110,6	4,72	14,2
TOTAL	1.683								4.544,0

Los 4.544 kWh de energía ahorrada representan el calor sensible que se le ha quitado al caudal de 1.000 m³/h de aire de suministro, dándosele en forma de calor latente, a través de los 6.511 kg de agua que se le han añadido en forma de vapor de agua. El calor de vaporización para producir ese vapor son los 4.544 kWh.

Aparte del consumo de agua, este sistema consume electricidad para hacer pasar el caudal de aire a través del panel de humectación, que genera una caída de presión de 110 Pa, y la bomba que alimenta de agua el panel, para mantenerlo siempre perfectamente mojado.

La energía eléctrica consumida la calcularemos mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Consumo en el ventilador} = V(\text{m}^3/\text{s}) \times \Delta P(\text{Pa}) / (\eta_{\text{vent}} \times \eta_{\text{motor}})$$

$$V = 1.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P = 110 \text{ Pa}$$

η_{vent} , podemos considerar 0,60 para un ventilador de acción.

η_{motor} podemos suponer que está alrededor de 0,93 (Eff2)

$$\text{Consumo} = 60 \text{ W}$$

Consumo en la bomba. Podemos suponer que para caudales de aire hasta 50.000 m³/h es suficiente una bomba de 0,25 kW y para caudales hasta 100.000 m³/h, de 0,55 kW.

En el caso que nos ocupa, tendremos un consumo de 0,06 + 0,25 = 0,31 kW.

En las 1.683 horas de funcionamiento, la energía consumida será 0,31 x 1.683 = 522 kWh

Equivalencia en CO₂: 522 x 0,649 = 339 kg

Energía térmica ahorrada, 4.544 kWh

Equivalencia en CO₂: 4.544 x 0,3827 = 1.739 kg

Se reducirá la emisión de CO₂ en 1.739 – 339 = 1.400 kg

O lo que es lo mismo, 1,4 kg CO₂ por cada m³/h de aire circulando por la UTA en la ciudad de Madrid.

Conclusiones

Se puede decir que en climas secos como los que hay en la zonas del interior peninsular español, el enfriamiento evaporativo directo es una opción altamente eficiente y ecológica a considerar, siempre y cuando se tomen las medidas para evitar los riesgos asociados, que son fácilmente evitables, a la proliferación de la “Legionella”.

4

Recuperación de calor

4.0 GENERALIDADES Y NORMATIVA

El elevado coste actual de la energía y su impacto en el medio ambiente es ya, en sí mismo, un motivo suficiente para que se trate de reducir el consumo energético de las instalaciones de climatización en los edificios no industriales. Por otra parte, mantener en un nivel adecuado la calidad del aire interior (IAQ), requiere caudales de ventilación que penalizan energéticamente las instalaciones.

Los recuperadores de calor del aire de extracción en los sistemas de climatización permiten mantener una adecuada calidad del aire interior sin penalizar energéticamente los sistemas de adecuación higrotérmica del aire impulsado a los locales.

El empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del propio proceso, consiguiendo así:

- Reducir la central energética (costes de inversión).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (costes de explotación).

El RITE, en su Instrucción Técnica 1.2.4.5.2 establece que:

- 1 En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$, se recuperará la energía del aire expulsado.
- 2 Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.
- 3 Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m^3/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla:

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m^3/s)									
	>0,5...1,5		>1,5...3,0		>3,0...6,0		>6,0...12		>12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
2000 a 4000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
4000 a 6000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

4 En las piscinas climatizadas, la energía térmica contenida en el aire expulsado deberá ser recuperada, con una eficiencia mínima y unas pérdidas máximas de presión iguales a las indicadas en la tabla anterior para más de 6.000 horas anuales de funcionamiento, en función del caudal.

5 Alternativamente al uso del aire exterior, el mantenimiento de la humedad relativa del ambiente puede lograrse por medio de una bomba de calor, dimensionada específicamente para esta función, que enfríe, deshumedezca y recalciente el mismo aire del ambiente en ciclo cerrado.

4.1 RECUPERADORES

4.1.1 Teoría sobre recuperadores de energía

En general, los equipos de recuperación del calor residual son intercambiadores térmicos más o menos complejos, donde pueden intervenir flujos de calor y masa, y como tales pueden ser dimensionados.

Se debe tener presente que toda recuperación de calor ha de constituir un sistema integrado dentro de un proceso, de modo que se reduzca el consumo de energía con un costo global aceptable. Como consecuencia, la recuperación del calor sólo podrá considerarse efectiva como parte integrante de un esquema bien concebido para una determinada aplicación y cuidadosamente diseñado para lograr los objetivos perseguidos con su instalación.

Las reglas del diseñador de instalaciones térmicas se pueden resumir en:

- 1 Antes de diseñar un sistema de recuperación de calor a priori debe analizarse si es posible evitar consumir previamente la energía que se va a recuperar.
- 2 Al estudiar un sistema de recuperación de calor debe valorarse económicamente el ahorro producido y contrastarlo con el costo de la inversión que puede requerir.
- 3 Estudiar los puntos donde se puede recuperar y los puntos de consumo.
- 4 Estimar las emisiones de CO₂ evitadas en ese sistema completo.
- 5 Si existe free-cooling se debe by-pasear el recuperador cuando el enfriamiento gratuito de aire exterior esté activo.

La ecuación que permite calcular la energía recuperada (E) con un recuperador de calor es el producto del caudal másico (m_{as}) por la diferencia de entalpía (Δh) del aire entre la salida y la entrada en el recuperador y por el tiempo de funcionamiento (t):

$$E = m_{as} \Delta h t$$

E, energía recuperada en kJ.

m_{as} , caudal másico en kg/h de aire seco.

t, intervalo de tiempo en h.

Y recordando la definición de entalpía del aire

$$h = C_{pa} T + W(C_f + C_{pv} T), \text{ donde:}$$

C_{pa} , calor específico del aire seco 1,006 kJ/(kg as °C).

C_{pv} , calor específico del vapor de agua 1,86 kJ/(kg as °C).

C_f , calor de cambio de fase de vapor a líquido a 0 °C; 2.501 kJ/kg.

Tenemos :

$$E = m_{as} (C_{pa} \Delta T + C_f \Delta W + C_{pv} W_{sal} \Delta T + C_{pv} T_{ent} \Delta W) t = m_{as} [(C_{pa} + C_{pv} W_{sal}) \Delta T + (C_f + C_{pv} T_{ent}) \Delta W] t$$

Siendo:

W_{sal} , la humedad específica a la salida.

T_{ent} , la temperatura seca a la entrada.

A la vista de la ecuación se puede concluir que la energía recuperada del aire de extracción en edificios es tanto mayor cuando:

- a) Los caudales de aire exterior de extracción sean elevados (m_{as} alto).
- b) El número de horas de funcionamiento de la instalación es elevado (t alto).
- c) La estación de verano está caracterizada por un elevado número de horas con temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo relativamente elevadas (ΔW alto) y la estación invernal por un elevado número de grados-días (DT alto).

Por otra parte, los saltos térmicos ΔW y ΔT están relacionados con la eficiencia de los sistemas de recuperación y precisamente es la eficiencia mínima lo que se prescribe en el RITE.

De modo general se define la eficiencia (ϵ) de cualquier intercambiador como:

$$\epsilon = \frac{\text{Cantidad de energía recuperada}}{\text{Cantidad máxima de energía recuperable}}$$

y en función del tipo de energía intercambiada que puede ser:

- a) Sensible (asociada a la temperatura de bulbo seco).

b) Latente (asociada a la humedad específica) (realmente sería masa de vapor de agua intercambiada).

c) Total (asociada al contenido en entalpía específica).

Como en los recuperadores o intercambiadores de calor intervienen dos fluidos con sus correspondientes condiciones termo-higrométricas, se va a utilizar un sistema de notación formado por dos subíndices:

Primer subíndice, para indicar la corriente de fluido que estamos considerando:

“e” para todas las propiedades o características correspondientes al fluido que entra por primera vez en el recuperador (aire exterior).

“r” para el fluido que entra por segunda vez en el recuperador (aire de retorno y/o extracción).

Segundo subíndice, para indicar en qué punto del recuperador se considera la propiedad o característica utilizada:

“1” para la entrada.

“2” para la salida.

Utilizando la nomenclatura utilizada como ejemplo de los subíndices, se puede expresar la eficiencia como:

$$\varepsilon_T = \frac{m_{as,ext} [Cpa + Cpv W_{e2}] (T_{e2} - T_{e1})}{[m_{as} [Cpa + Cpv W_2]]_{\min} (T_{r1} - T_{e1})} = \frac{m_{as,ret} [Cpa + Cpv W_{r2}] (T_{r1} - T_{r2})}{[m_{as} [Cpa + Cpv W_2]]_{\min} (T_{r1} - T_{e1})}$$

$$\varepsilon_W = \frac{m_{as,ext} [Cf + Cpv T_{e1}] (W_{e2} - W_{e1})}{[m_{as} [Cf + Cpv T_1]]_{\min} (W_{r1} - W_{e1})} = \frac{m_{as,ret} [Cf + Cpv T_{r1}] (W_{r1} - W_{r2})}{[m_{as} [Cf + Cpv T_1]]_{\min} (W_{r1} - W_{e1})}$$

Siendo:

$[m_{as} [Cpa + Cpv W_2]]_{\min}$ el valor mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno.

$[m_{as} [Cf + Cpv T_1]]_{\min}$ el valor mínimo entre la corriente de aire exterior y retorno.

Y dados los valores relativos de Cf, Cpv y T podemos aproximar a:

$$\varepsilon_T = \frac{m_{as,ext} (T_{e2} - T_{e1})}{[m_{as}]_{\min} (T_{r1} - T_{e1})} = \frac{m_{as,ret} (T_{r1} - T_{r2})}{[m_{as}]_{\min} (T_{r1} - T_{e1})}$$

$$\varepsilon_W = \frac{m_{as,ext} (W_{e2} - W_{e1})}{[m_{as}]_{\min} (W_{r1} - W_{e1})} = \frac{m_{as,ret} (W_{r1} - W_{r2})}{[m_{as}]_{\min} (W_{r1} - W_{e1})}$$

No obstante la anterior definición general, en la norma UNE EN 308 se define de forma taxativa (por comodidad a la hora de utilizar dicha expresión), una variación sobre la anterior expresión, y que para recuperadores en aire acondicionado se establece como:

$$\varepsilon_T = \frac{(T_{e2} - T_{e1})}{(T_{r1} - T_{e1})}$$

$$\varepsilon_W = \frac{(W_{e2} - W_{e1})}{(W_{r1} - W_{e1})}$$

Siendo estas las expresiones sobre las que se definen eficiencias mínimas en el RITE.

Como observamos de la comparación de ecuaciones, si el caudal másico mínimo que circula por el recuperador es el exterior, las dos expresiones coinciden, y si es el que circula por el retorno existe la relación de masas entre ambos.

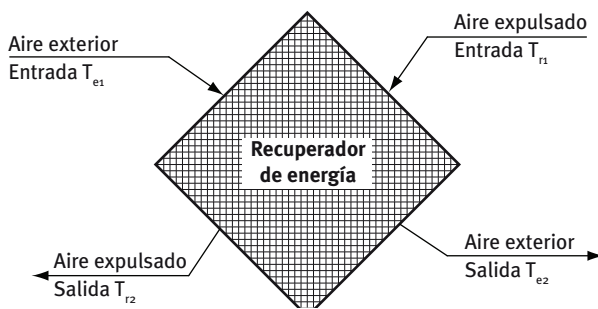


Figura 4.1: Esquema del proceso de recuperación de energía en un sistema de climatización por aire

El empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del propio proceso, consiguiendo así:

- Reducir la central energética (costes de inversión).
- Reducir el consumo de energía de funcionamiento (costes de explotación).

4.1.2 Clasificación de aparatos

No resulta fácil realizar una clasificación de los recuperadores de calor, al incluir dentro de esta denominación diferentes: modos de funcionamiento, concepción del sistema, nuevas tecnologías, aparatos, etc. Según diferentes autores la clasificación de los recuperadores de calor puede hacerse por subgrupos atendiendo a los medios que transfieren energía, la separación de los fluidos, el tipo de calor recuperado, el contenido de

humedad de las corrientes de aire o el elemento de intercambio empleado.

A continuación se presentan los principales tipos de recuperadores utilizados en las instalaciones de climatización por aire, para recuperar la energía del aire de expulsado al exterior del edificio climatizado:

- Recuperador de placas.
- Recuperador rotativo.
- Tubos de calor (heat pipe).
- Doble batería de agua.
- Batería exterior.
- Batería en bucle de agua.
- Recuperación activa por circuito frigorífico.

Todos los equipos utilizados permiten intercambiar energía entre las corrientes de aire exterior y de expulsión, pero igualmente todos, van a introducir una pérdida de carga adicional que provocará un aumento en el consumo energético de los ventiladores para mantener los mismos caudales en circulación en la instalación si no se hubiera dispuesto de un sistema de recuperación de energía.

A continuación se realiza una descripción de los principales equipos utilizados como sistemas de recuperación de energía en edificios donde la climatización se realiza por aire. Alguno de los sistemas solo permitirán recuperar energía sensible, mientras que otros (recuperadores entálpicos), podrán aprovechar los contenidos en humedad de las corrientes de aire que intervienen en el proceso.

4.1.2.1 Recuperador de placas

Estos intercambiadores estáticos están constituidos por una carcasa de forma rectangular abierta por sus dos extremos, cuya sección transversal se subdivide en múltiples pasajes en una configuración celular formada por una matriz de placas de diferentes materiales (plástico, cartón, papel o metal). Cada dos placas adyacentes forman un pequeño conducto para el aire de extracción o el de impulsión. La distancia entre placas varía según los requerimientos de tamaño y eficiencia. El aire de impulsión pasa a través

de un lado de la placa y el de extracción a través del otro, efectuándose el intercambio térmico entre los flujos. Estos recuperadores pueden disponer de aletas que aumenten el intercambio de energía entre las corrientes.

Un número superior de placas, aunque aumenta la superficie de fricción con los fluidos en circulación, proporciona mayor sección de paso con la consecuente reducción de velocidad. El efecto global es que, al aumentar el número de placas de que dispone el recuperador, disminuye la pérdida de carga que experimentan los fluidos.

Dado que: $V = S v$

Un aumento del número de placas amplía:

- El número de canales.
- La sección de paso S .

Por lo tanto, para un mismo caudal V reduce su velocidad v .

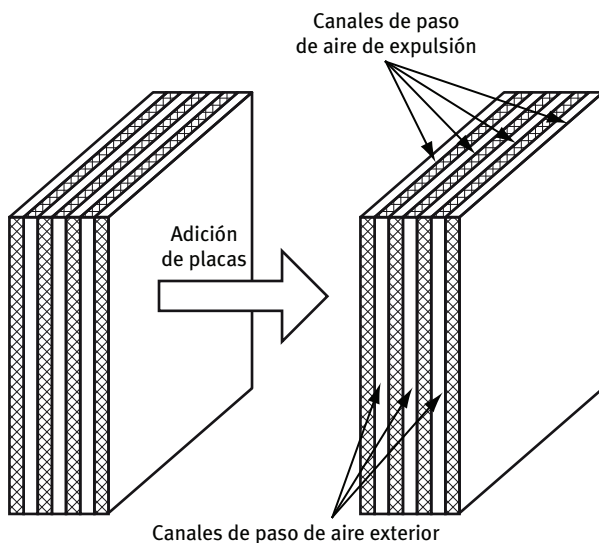


Figura 4.2: Configuración de las placas en un recuperador

De acuerdo con los métodos de clasificación adoptados podríamos definir estos recuperadores como sistemas aire/aire que permiten recuperar, según el material con el que estén fabricados, energía sensible o total.

Existe una gran variedad de materiales que pueden ser utilizados para la confección de las placas. En aplicaciones de climatización para recuperación de calor sensible el material más indicado es el aluminio

y se utiliza también el aluminio acrílico (tratamiento epoxy+poliuretano) en aplicaciones de climatización de piscinas. Dependiendo de la temperatura y del tipo de aplicación pueden utilizarse también los siguientes materiales: PVC, PP (polipropileno), acero inoxidable AISI 316L y papel o cartón tratado. La selección del material obedece al tipo de aplicación y temperatura.

Cuando el recuperador es de papel o cartón, hay que poner especial cuidado en no operar en condiciones donde pueda aparecer condensación de humedad, lo que deterioraría el material de fabricación. Estos sistemas disponen de sensores de temperatura y humedad que permiten precalentar la corriente fría si existe peligro de que la corriente con mayor humedad específica pueda bajar su temperatura por debajo de la temperatura de rocío.

En el funcionamiento normal de un recuperador de placas las dos corrientes varían su temperatura, manteniendo la humedad específica constante.

En condiciones particulares de funcionamiento, cuando la temperatura de uno de los flujos disminuye por debajo de su punto de rocío se produce condensación en la misma, lo que conlleva una mejora sustancial del rendimiento ya que aprovecha parte del calor latente del agua condensada para ser transferido. En estas circunstancias habrá que disponer una bandeja de recogida de condensados, y mantener el sistema en las condiciones adecuadas de limpieza.

A continuación se describen los dos tipos de recuperadores estáticos atendiendo al sentido de los flujos de aire:

1 Recuperador estático de placas de flujos cruzados

En las figuras siguientes se presentan un intercambiador de placas con flujos cruzados, construido en aluminio, con el sellado entre placas para evitar la mezcla entre las corrientes de aire que permite la recuperación de calor sensible entre corrientes de aire y el efecto útil de un recuperador entálpico (o de energía total) y uno construido en cartón, que por ser permeable al vapor de agua, permite intercambiar humedad entre las corrientes de aire.



Recuperador de placas de cartón entálpico



Recuperador de placas con flujos cruzado sensible

Figura 4.3: Recuperadores de placas de flujos cruzados

La integración del recuperador en la UTA puede realizarse según se presenta en la siguiente figura que contiene una unidad de tratamiento con un recuperador de placas integrado.

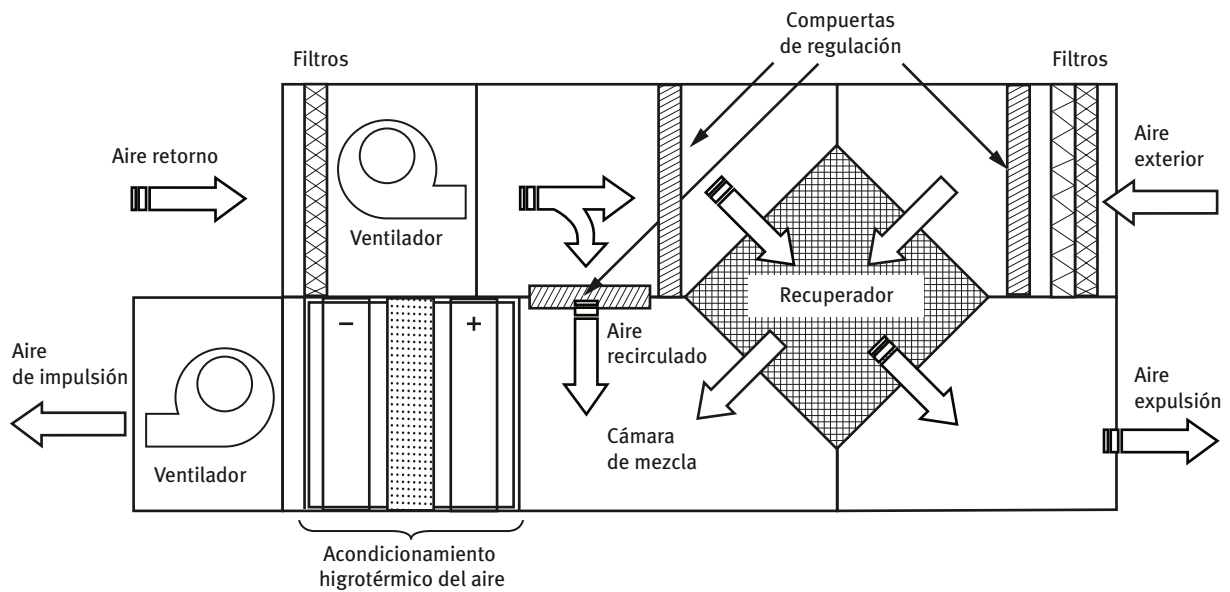


Figura 4.4: Integración de un recuperador de placas de flujos cruzados en una UTA

En casos específicos como piscinas, cocinas, etc., donde la recuperación de calor se realiza a partir de aire con un elevado contenido de vapor de agua, aprovechar el calor de la condensación puede reducir hasta un tercio el caudal de aire de extracción para obtener un mismo incremento de temperatura del aire de renovación. En estos casos los materiales deben soportar los efectos del agua de condensación, como corrosión, deterioro del material, etc.

La regulación de estos equipos se limita a instalaciones donde se pueda adaptar una sección de by-pass con compuerta de regulación combinada, que permita el

paso del aire de extracción a través de las placas o por el by-pass, obteniéndose un control de la recuperación.

En climas muy fríos, el aire de extracción puede condensar y llegar a formar hielo dentro del recuperador. Un aumento de la presión diferencial en la corriente del aire de extracción puede indicar que se está formando hielo y activar el by-pass durante un período corto de tiempo, evitando así el peligro de la formación de éste.

Como ventajas de este tipo de recuperadores puede indicarse que, en general, se obtienen grandes superficies de intercambio en espacios reducidos y una

eficacia muy razonable en función de su precio (entre el 45 y 65%). Respecto a la contaminación del aire de renovación por la corriente de extracción presenta ventajas notables puesto que no permiten el contacto directo entre las corrientes de aire de extracción e impulsión y muchas casas comerciales suministran certificados de estanqueidad de acuerdo con el tipo de sellado utilizado, normalmente mecánico o con resinas. No obstante, hay que asegurar que las tomas de aire limpio y las zonas de expulsión del aire viciado se encuentran dispuestas de manera que no se permita la recirculación del aire.

Como inconvenientes principales pueden señalarse las elevadas caídas de presión y las condensaciones que pueden provocar corrosión y peligro de aparición de hielo cuando las temperaturas exteriores son muy bajas como se ha señalado anteriormente.

En estos sistemas siempre habrá que tener la precaución de colocar filtros en las corrientes de aire, tanto la del aire exterior como la que procede del local, con el fin de evitar el ensuciamiento de las placas del intercambiador, que actuaría como una resistencia adicional para el ventilador (y un consumo energético a contabilizar).

Finalmente, indicar que una de las configuraciones habituales para aumentar la superficie de intercambio es poner los sistemas de recuperación en serie, según se muestra en la figura 4.5. Esta configuración aumenta la pérdida de carga, respecto a la situación de haber puesto en paralelo los dos recuperadores, pero permite mantener una velocidad suficientemente alta en las corrientes de aire, evitando que se deposite suciedad y, además, por las variables geométricas que intervienen en esta configuración, habitualmente precisan de menos cantidad de espacio.

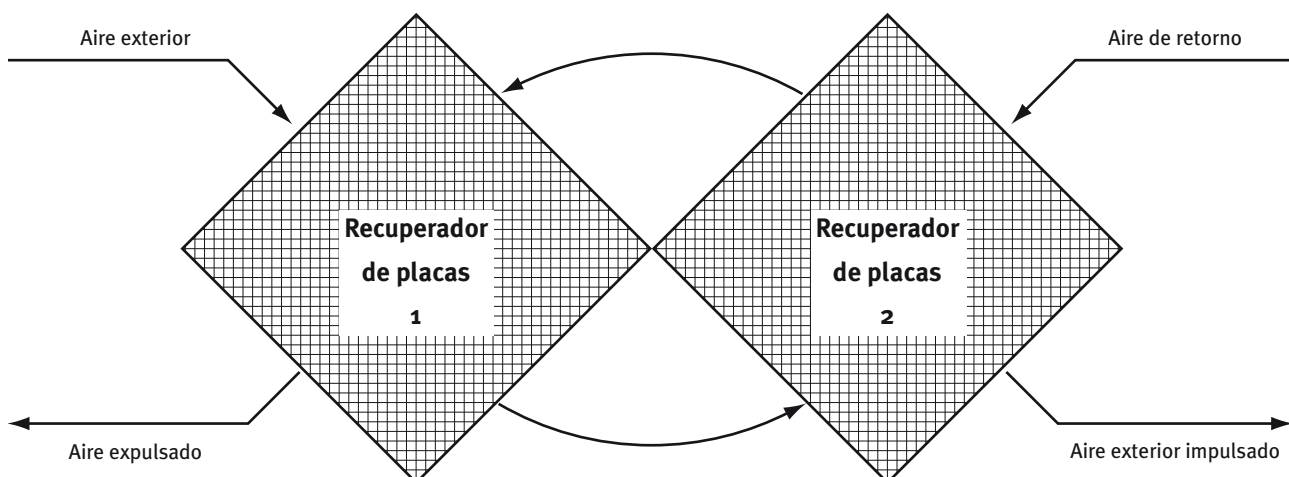


Figura 4.5: Recuperadores de placas en serie

Debido a su diseño modular, no hay limitación de tamaño, hasta 170.000 m³/h en un bloque. La separación entre placas, dependiendo de los modelos, de la pérdida de carga requerida y de la eficacia, es variable. Valores habituales son: 3,5; 4; 5; 6,5; 9; 11,5; 15 mm. A mayor separación de placas, menor eficacia, menor pérdida de carga y menor recuperación de energía.

2 Recuperador estático de placas de flujos paralelos

Está formado por un recuperador estático de flujos cruzados al que se ha añadido, entre los dos vértices, una sección intermedia de placas de aluminio que forman unos canales paralelos por donde los caudales de aire extraído y aire exterior, totalmente separados por estos canales, se desplazan en paralelo y contracorriente.

Se consigue así una transmisión de calor muy eficiente >80%, con bajas pérdidas de carga <150 Pa.

En un diagrama psicrométrico, trabaja de forma idéntica al recuperador estático de flujos cruzados, pero con una eficacia mayor.

Los materiales más comúnmente utilizados son el aluminio y el aluminio con epoxi, pudiendo incorporar by-pass de aire.

Los caudales de aire suelen estar limitados entre 50 m³/h y 2.000 m³/h, siendo su utilización propia de locales pequeños como cafeterías, comercios, etc.

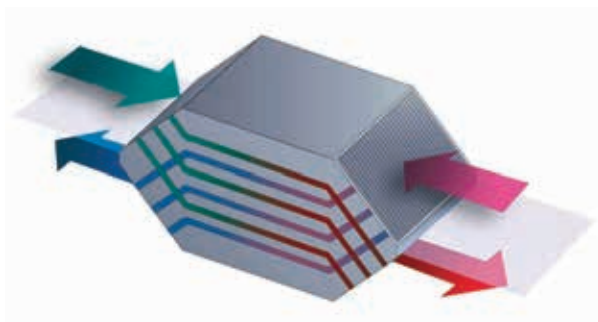


Figura 4.6: Imagen de recuperador estático de placas de flujos paralelos

Ejemplo de cálculo de la energía ahorrada por un recuperador de placas

En este ejemplo se propone un método para el cálculo de la energía ahorrada con el uso de un recuperador de placas, habiéndose incluido un enfriador adiabático (eficiencia 90%) en el aire de extracción.

Vamos a utilizar la misma estructura en la metodología de cálculo que el ejemplo de enfriamiento gratuito por aire exterior. Para evitar ser reiterativos, se presentan los resultados de una forma más simplificada.

Descripción del edificio:

Superficie. El edificio de un sótano, planta baja y otras 17 plantas, con una superficie total de 335 m² x 19 plantas = 6.365 m².

Altura y volumen. La altura total es de 66,60 m, siendo la altura entre plantas de 3,70 m. El volumen del edificio es de 6.365 m² x 3,7 m = 23.550 m³.

Uso del edificio. Este edificio se utilizará como oficina con un nivel de baja ocupación que además se supone fija. El horario de funcionamiento es continuo de 08h a 20h. El número de horas de funcionamiento anuales serán:

$$270 \text{ días} \times 12 \text{ horas/día} = 3.240 \text{ h/año}$$

Ocupación. El CTE DB SI-3 “Evacuación de Ocupantes”, en su tabla 2.1 “Densidades de Ocupación” indica que el nivel de ocupación es de 10 m²/pax. Por tanto la ocupación se fija en 488 personas, (en instalaciones de climatización se suelen utilizar menores densidades de ocupantes, siendo perfectamente válido; además se puede estudiar control de ventilación por cantidad de ocupantes, control por CO₂, disminuyendo igualmente la cantidad total de aire exterior tomado).

Caudal mínimo de aire exterior de ventilación. Según la “IT 1.1.4.2.3 Caudal mínimo de aire exterior de ventilación”, y por el método A de cálculo indirecto de caudal de aire exterior mínimo por persona, para la categoría de calidad de aire interior IDA 2 tenemos un caudal de 45 m³/h · pax (12,5 dm³/s · pax). El caudal total de aire exterior es:

$$45 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{pax} \cdot 488 \text{ pax} = 21.960 \text{ m}^3/\text{h} (6,1 \text{ m}^3/\text{s})$$

Recuperación de calor del aire de extracción. Según la “IT 1.2.4.5.2 Recuperación de calor del aire de extracción”, para el caudal de aire exterior de 6,1 m³/h y 3.240 horas anuales de funcionamiento, la eficiencia mínima de recuperación en calor sensible sobre el aire exterior tiene que ser de un 58% y la máxima pérdida de presión de 200 Pa.

Determinación de la eficiencia del recuperador y máxima pérdida de carga										
Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m ³ /s)									
	> 0.5 < 1.5		> 1.5 < 3.0		> 3.0 < 6.0		> 6.0 < 12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Los datos meteorológicos utilizados son los datos sintéticos creados por CLIMED 1.3, a partir de los datos climáticos del Instituto Nacional de Meteorología, descargados de la página oficial del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, (www.mityc.es).

En las siguientes tablas se muestran los datos climáticos utilizados para el desarrollo de los cálculos asociados al edificio de oficinas en Madrid.

DATOS CLIMÁTICOS

Ciudad: Madrid		Edificio de oficinas					Horario: 08-20 h			
Intervalo	Base de datos Climed 1.3						Datos calculados			
	Frecuencias			Temperaturas y humedades			Vol. esp. Ve (m ³ /kgas)	Entalpía		
	Número Registros	Fi (%)	Fa (%)	T. Seca (°C)	H. Relativa (%)	H. Absoluta (kga/kgas)		hs	hl	htotal
									(kJ/kg)	
T < 1	3	0,07	0,07	0,23	100,0	0,0042	0,844	0,23	10,44	10,67
1 - 2	12	0,27	0,34	1,65	96,7	0,0045	0,849	1,66	11,20	12,86
2 - 3	37	0,84	1,19	2,58	92,1	0,0045	0,852	2,60	11,41	14,01
3 - 4	52	1,19	2,37	3,50	87,1	0,0046	0,855	3,52	11,52	15,04
4 - 5	70	1,60	3,97	4,53	81,5	0,0046	0,858	4,56	11,60	16,16
5 - 6	100	2,28	6,26	5,51	77,7	0,0047	0,861	5,54	11,85	17,39
6 - 7	131	2,99	9,25	6,48	73,4	0,0048	0,864	6,52	11,99	18,51
7 - 8	197	4,50	13,74	7,46	70,5	0,0049	0,867	7,50	12,32	19,82
8 - 9	210	4,79	18,54	8,45	66,0	0,0049	0,870	8,50	12,35	20,85
9 - 10	216	4,93	23,47	9,46	62,6	0,0050	0,873	9,52	12,55	22,07
10 - 11	229	5,23	28,70	10,47	59,2	0,0050	0,877	10,53	12,71	23,24
11 - 12	214	4,89	33,58	11,46	55,0	0,0050	0,880	11,53	12,63	24,16
12 - 13	217	4,95	38,54	12,45	52,5	0,0051	0,883	12,52	12,86	25,39
13 - 14	179	4,09	42,63	13,46	49,3	0,0051	0,886	13,54	12,93	26,47
14 - 15	163	3,72	46,35	14,42	47,2	0,0052	0,889	14,50	13,17	27,68
15 - 16	191	4,36	50,71	15,44	46,0	0,0054	0,893	15,53	13,73	29,26
16 - 17	152	3,47	54,18	16,45	44,0	0,0055	0,896	16,55	14,03	30,58
17 - 18	172	3,93	58,11	17,40	42,0	0,0056	0,899	17,50	14,21	31,71
18 - 19	165	3,77	61,87	18,45	40,9	0,0058	0,903	18,56	14,83	33,38
19 - 20	137	3,13	65,00	19,47	41,4	0,0063	0,906	19,58	16,01	35,59
20 - 21	147	3,36	68,36	20,43	39,7	0,0064	0,909	20,55	16,33	36,88
21 - 22	140	3,20	71,55	21,43	37,9	0,0065	0,913	21,55	16,55	38,11
22 - 23	140	3,20	74,75	22,40	35,8	0,0065	0,916	22,53	16,60	39,13
23 - 24	132	3,01	77,76	23,42	33,9	0,0066	0,919	23,56	16,74	40,30
24 - 25	120	2,74	80,50	24,45	31,5	0,0065	0,922	24,59	16,55	41,14
25 - 26	133	3,04	83,54	25,41	29,6	0,0064	0,925	25,56	16,48	42,04
26 - 27	139	3,17	86,71	26,44	27,7	0,0064	0,928	26,59	16,45	43,04
27 - 28	135	3,08	89,79	27,40	26,2	0,0064	0,931	27,56	16,47	44,03
28 - 29	117	2,67	92,47	28,44	24,3	0,0063	0,934	28,61	16,21	44,82
29 - 30	100	2,28	94,75	29,46	22,6	0,0062	0,937	29,63	15,98	45,62
30 - 31	72	1,64	96,39	30,44	21,1	0,0062	0,940	30,62	15,81	46,43
31 - 32	54	1,23	97,63	31,47	19,8	0,0062	0,943	31,65	15,79	47,45
32 - 33	43	0,98	98,61	32,45	17,7	0,0058	0,946	32,69	14,98	47,67
33 - 34	31	0,71	99,32	33,39	17,6	0,0061	0,949	33,58	15,62	49,21
34 - 35	19	0,43	99,75	34,28	16,7	0,0061	0,952	34,48	15,62	50,10
35 - 36	8	0,18	99,93	35,39	15,6	0,0060	0,955	35,60	15,53	51,12
T > 36	3	0,07	100,00	36,00	14,1	0,0056	0,957	36,21	14,51	50,72
	4.380									
Media anual de los 4.380 registros				16,74	47,3	0,0056	0,898	16,84	15,38	32,22

Condiciones exteriores de proyecto: valores de la Norma UNE 10001 para el Nivel de Percentil Estacional NPE de la tabla siguiente:

Ciudades	Verano (NPE 1%)		Invierno (NPE 99%)
	TS (°C)	TH (°C)	TS (°C)
Madrid	36,5	22,6	-4,9

Condiciones interiores de diseño: valores medios de la Tabla 1.4.1.1 de la IT 1.1 Exigencia de Bienestar e Higiene del RITE.

Verano		Invierno	
T ^a (°C)	HR (%)	T ^a (°C)	HR (%)
24	52,5	22	45

Las cargas térmicas se han calculado de igual manera que en el caso del enfriamiento gratuito. Los valores obtenidos se recogen en la figura 4.7.

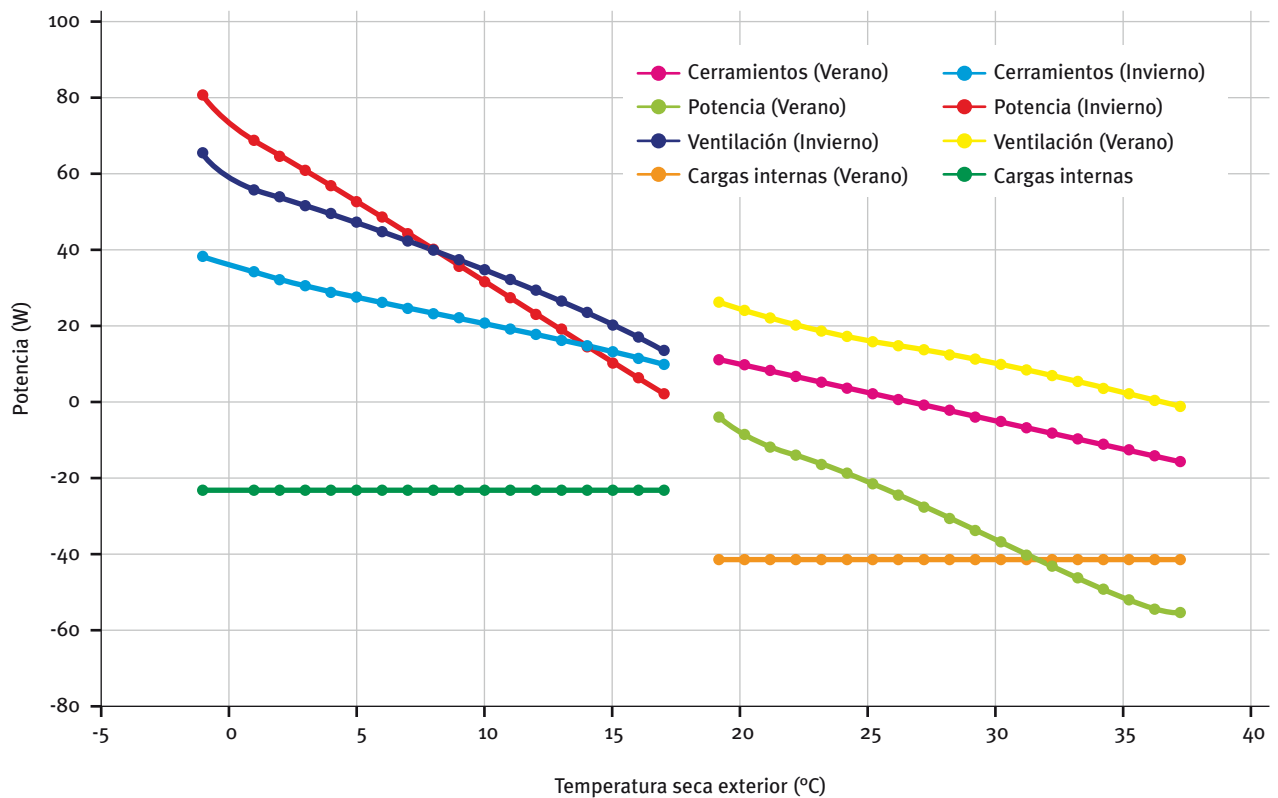


Figura 4.7: Cargas térmicas en función de la temperatura exterior

En las tablas siguientes se recogen los valores de los resultados representados en la anterior gráfica para la temporada de invierno y verano.

POTENCIA TÉRMICA INVIERNO (W)

Ciudad: Madrid Local: edificio oficina Calidad aire: IDA2			Caudal mín. vent. (Qv): 21.960 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 08-20 h Horas func/año: 3.240 h			Cond. interiores: 22 °C/45% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 22,13; h _i : 20,43; h _{TOTAL} : 42,57		
	Cerramientos		Otras	Subtotal	Ventilación			Total
	Estructural	Suelo	Cargas	P1	Latente	Sensible	Pv	Pt
T < 1	203.897	4.175	-48.000	160.072	72.225	158.283	230.508	390.580
1-2	190.597	4.018	-48.000	146.616	66.317	147.123	213.440	360.056
2-3	181.887	3.916	-48.000	137.803	64.587	139.908	204.495	342.298
3-4	173.270	3.814	-48.000	129.084	63.595	132.828	196.423	325.508
4-5	163.623	3.700	-48.000	119.323	62.772	124.962	187.734	307.057
5-6	154.445	3.592	-48.000	110.036	60.769	117.519	178.289	288.325
6-7	145.360	3.485	-48.000	100.844	59.586	110.214	169.799	270.644
7-8	136.181	3.376	-48.000	91.557	57.054	102.873	159.927	251.484
8-9	126.909	3.267	-48.000	82.176	56.626	95.530	152.156	234.332
9-10	117.449	3.155	-48.000	72.604	55.008	88.083	143.091	215.695
10-11	107.990	3.043	-48.000	63.033	53.694	80.692	134.386	197.419
11-12	98.717	2.934	-48.000	53.651	54.087	73.511	127.598	181.249
12-13	89.445	2.825	-48.000	44.269	52.277	66.366	118.643	162.913
13-14	79.985	2.713	-48.000	34.698	51.634	59.136	110.770	145.468
14-15	70.994	2.607	-48.000	25.601	49.787	52.306	102.093	127.694
15-16	61.441	2.494	-48.000	15.935	45.803	45.092	90.895	106.829
16-17	51.981	2.382	-48.000	6.363	43.541	38.009	81.550	87.913
17-18	43.083	2.277	-48.000	-2.639	42.202	31.397	73.599	70.960
18-19	33.249	2.161	-48.000	-12.590	37.877	24.134	62.011	49.421
19-20	23.696	2.048	-48.000	-22.256	29.749	17.127	46.876	24.620
20-21	14.705	1.942	-48.000	-31.353	27.509	10.591	38.100	6.747

POTENCIA TÉRMICA VERANO (W)

Ciudad: Madrid Local: edificio oficina Calidad aire: IDA2			Caudal mín. vent. (Qv): 21.960 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 3.240 h			Cond. interiores: 24 °C/52,5% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 24,14; h _i : 27,06; h _{TOTAL} : 51,20		
	Cerramientos		Otras	Subtotal	Ventilación			Total
	Estructural	Suelo	Cargas	P1	Latente	Sensible	Pv	Pt
20-21	90.958	1.942	-200.566	-107.666	71.929	24.083	96.012	-11.653
21-22	65.480	1.832	-200.566	-133.255	70.175	17.276	87.452	-45.803
22-23	40.765	1.725	-200.566	-158.076	69.657	10.720	80.377	-77.698
23-24	14.777	1.612	-200.566	-184.177	68.427	3.872	72.300	-111.877
24-25	-11.465	1.498	-200.566	-210.533	69.473	-2.994	66.479	-144.054
25-26	-35.925	1.392	-200.566	-235.099	69.729	-9.353	60.377	-174.722
26-27	-62.167	1.278	-200.566	-261.455	69.689	-16.130	53.559	-207.896
27-28	-86.627	1.172	-200.566	-286.021	69.341	-22.404	46.937	-239.084
28-29	-113.124	1.057	-200.566	-312.633	70.775	-29.161	41.614	-271.020
29-30	-139.112	944	-200.566	-338.734	72.038	-35.744	36.294	-302.440
30-31	-164.081	836	-200.566	-363.811	72.942	-42.029	30.913	-332.898

(continuación)

Cerramientos			Otras	Subtotal	Ventilación			Total
Local	Estructural	Suelo	Cargas	P1	Latente	Sensible	Pv	Pt
Ciudad: Madrid Local: edificio oficina Calidad aire: IDA2			Caudal mín. vent. (Qv): 21.960 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Horario: 00-24 h Horas func/año: 3.240 h		Cond. interiores: 24 °C/52,5% HR Entalpía (kJ/kg): h _s : 24,14; h _i : 27,06; h _{TOTAL} : 51,20			
31-32	-190.324	722	-200.566	-390.168	72.812	-48.587	24.226	-365.942
32-33	-216.567	608	-200.566	-416.525	77.838	-55.128	22.710	-393.815
33-34	-239.242	510	-200.566	-439.299	73.449	-60.700	12.749	-426.549
34-35	-261.918	411	-200.566	-462.073	73.275	-66.261	7.013	-455.059
35-36	-290.199	289	-200.566	-490.477	73.588	-73.156	432	-490.045
T > 36	-305.741	221	-200.566	-506.086	79.956	-76.971	2.985	-503.100

Cálculo de los recuperadores de calor

Condiciones exteriores. Para el cálculo de los recuperadores se utilizan los datos de la ciudad, tipo de edificio y horario de uso, utilizando como datos climáticos para el cálculo de temperatura seca y humedad los siguientes:

- T. Seca T^a (°C): es la temperatura seca media para el número de registros contabilizados en el intervalo correspondiente.
- Humedad Relativa HR (%): es la humedad relativa media para el número de registros contabilizados en el intervalo correspondiente.

Características recuperador. Se especifican los valores medios de recuperadores comerciales del mercado actualmente.

- N^o Unidades: se especifica el número de unidades de recuperadores a instalar.

Potencia recuperada

- Potencia total Q_{rp} (kW): potencia total del recuperador tipo placas.
- Potencia sensible Q_{rps} (kW): indica la potencia sensible del recuperador tipo placas.
- Potencia latente Q_{rpl} (kW): indica la potencia latente del recuperador tipo placas.

Datos aire exterior

- T^a entrada aire (°C) y Humedad Relativa (%): son las condiciones de entrada del aire exterior al recuperador, que son las condiciones exteriores del intervalo elegido.

- T^a salida aire (°C) y Humedad Relativa (%): son las condiciones de salida del aire exterior tras pasar por el recuperador, que posteriormente será tratado por las correspondientes baterías de frío o calor antes de ser impulsado al local.
- Eficiencia calculada (%): indica la eficiencia del recuperador en % para las condiciones anteriores y para el caudal (Q_{ae}) de aire exterior mínimo de ventilación de esta aplicación.
- Pérdida de presión (Pa): es la pérdida de presión que se produce en el recuperador en el circuito de aire exterior-impulsión.

Datos aire extracción

- T^a entrada aire (°C) y Humedad Relativa (%): son las condiciones de entrada del aire del recuperador en la extracción, que coinciden con las condiciones interiores del local.
- T^a salida aire (°C) y Humedad Relativa (%): son las condiciones de salida del aire de extracción tras pasar por el recuperador y que se expulsa al exterior.
- Pérdida de presión (Pa): es la pérdida de presión de este lado del recuperador.

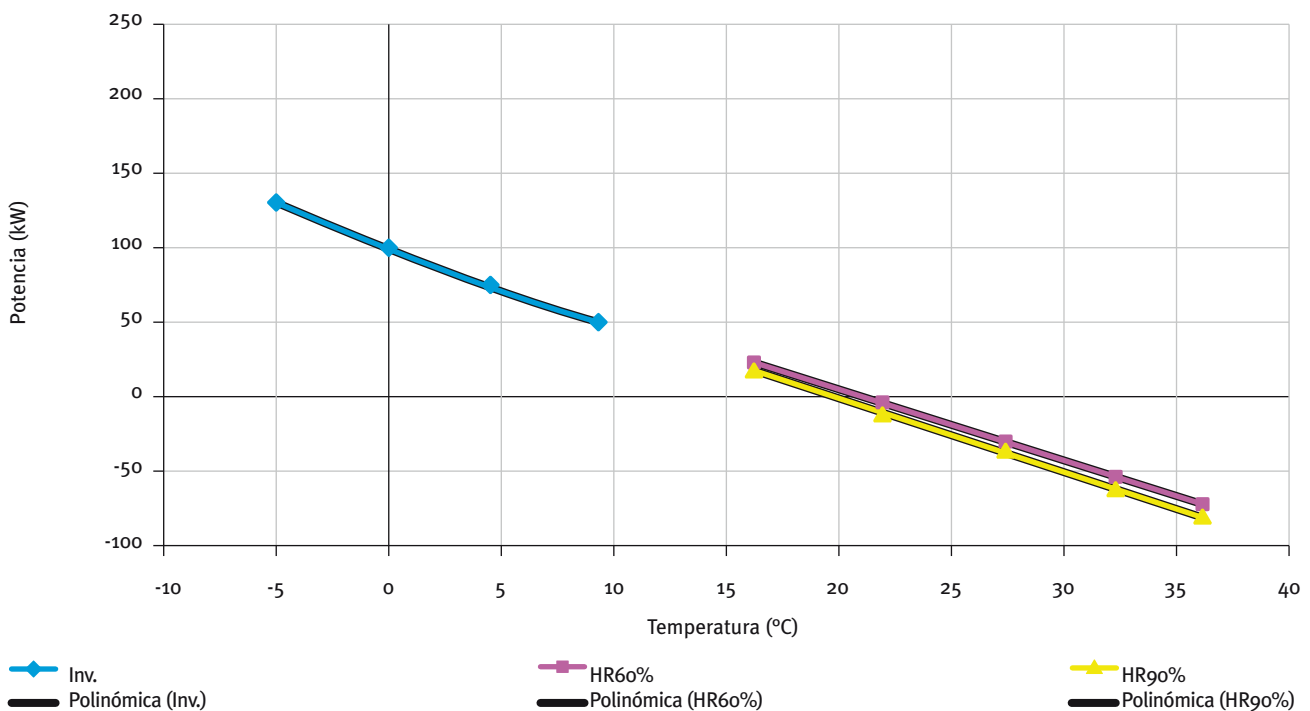
En las tablas que se muestran a continuación se recogen los resultados obtenidos para un recuperador de placas. Además, se utiliza un enfriador adiabático con una eficiencia del 90% en la corriente de aire de extracción procedente del local, colocado antes del propio recuperador. Este sistema permite enfriar la corriente de aire, para aumentar la diferencia de temperatura en el recuperador e intercambiar mayor cantidad de energía sensible, aprovechando mejor de esta manera las condiciones higrotérmicas del aire de extracción antes de ser expulsado.

En condiciones invierno lógicamente no se utiliza enfriamiento evaporativo indirecto.

RECUPERADOR DE PLACAS

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA2								Caudal mín. vent: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Horario: 08-20 h Horas func/año: 3.240 h						Cond. interiores: Inv. 22°C/45%HR Ver. 24°C/52,5%HR Entalpía interior: 51,2 kJ/Kg				
Condiciones exteriores			Características recuperador placas			Potencia recuperada		Datos aire exterior						Datos aire extracción				
Interv	Tª (°C)	% Hr	Modelo	Nº unidades	Prp (kW)	Prps (kW)	Prpl (kW)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Eficiencia calculada (%)	Perdida de presión (Pa)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)
CPI	-4,9	98,0	---	6	128,04	128,04	-	-4,9	98,0	12,4	28	64	19	22	45	7,7	90	22
04-05	4,5	81,5	---	6	73,38	73,38	-	4,53	81,51	15	40	59	20	22	45	12	85	22
09-10	9,5	62,6	---	6	56,16	56,16	-	9,46	62,61	16,6	39	59	21	22	45	14,4	73	22
16-17	16,5	44,0	---	6 + H 60%	17,28	17,28	-	16,45	44	18,4	39	59	21	24	52,5	17,6	90	22
22-23	22,4	35,8	---	6 + H 60%	-8,64	-8,64	-	22,4	35,75	20,8	39	59	22	24	52,5	21,2	73	22
27-28	27,4	26,2	---	6 + H 60%	-30,24	-30,24	-	27,4	26,23	22,9	34	59	22	24	52,5	24,1	63	22
32-33	32,5	17,8	---	6 + H 60%	-51,84	-51,84	-	32,45	17,75	24,9	27	59	23	24	52,5	27,1	51	22
CPV	36,5	32,0	---	6 + H 60%	-69,12	-69,12	-	36,5	32	26,6	56	59	24	24	52,5	29,4	44	22
16-17	16,5	44,0	---	6 + H 90%	17,28	17,28	-	16,45	44	17,2	45	59	22	24	52,5	16,8	100	22
22-23	22,4	35,8	---	6 + H 90%	-17,28	-17,28	-	22,4	35,75	19,6	52	59	22	24	52,5	20,4	82	22
27-28	27,4	26,2	---	6 + H 90%	-38,88	-38,88	-	27,4	26,23	21,7	43	59	22	24	52,5	23,3	68	22
32-33	32,5	17,8	---	6 + H 90%	-60,48	-60,48	-	32,45	17,75	23,8	29	59	23	24	52,5	26,2	57	22
CPV	36,5	32,0	---	6 + H 90%	-77,7	-77,7	-	36,5	32	25,4	60	59	23	24	52,5	28,6	50	22

Madrid. Edificio de oficinas. Recuperador de placas



Las instalaciones reales disponen de sistemas free-cooling y recuperadores de energía dentro del mismo sistema, por lo que debe hacerse el análisis del comportamiento de los sistemas conjuntamente.

En la tabla siguiente se recogen los valores de la potencia térmica requerida Q_t y la potencia obtenida de enfriamiento gratuito Q_{fc} , que es la que se tomará como primera etapa de recuperación, ya que es la más eficiente al no consumir energía en su proceso de recuperación y además proporciona una sobreventilación que es positiva utilizando criterios de bienestar e higiene.

Como segunda etapa actuará el sistema de recuperación de calor que se está analizando.

La nomenclatura utilizada en la tabla es:

- Q_t : es la potencia que es necesario aportar para el intervalo de temperatura.
- Q_{rp} (H90%): potencia del recuperador de placas.
- Q_r : potencia de recuperación que nos aporta el recuperador una vez que ha funcionado el free-cooling en la primera etapa durante el verano.
- Q_c (kW): potencia térmica que falta por aportar, después de haber puesto en funcionamiento el free-cooling en la primera etapa y el recuperador en la segunda etapa.

La potencia frigorífica que aún quede por compensar se hará con los equipos generadores de frío (equipos frigoríficos) de la instalación convencional.

FUNCIONAMIENTO FREE-COOLING TÉRMICO + RECUPERADOR PLACAS (kW)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador placas		
		Pfc	Pc	Prp (H90%)	Pr	Pc
T < 1	390,58			111,90	-111,90	278,68
1-2	360,06			90,50	-90,50	269,56
2-3	342,30			85,24	-85,24	257,05
3-4	325,51			80,31	-80,31	245,20
4-5	307,06			75,70	-75,70	231,36
5-6	288,33			71,40	-71,40	216,92
6-7	270,64			67,43	-67,43	203,21
7-8	251,48			63,78	-63,78	187,71
8-9	234,33			60,45	-60,45	173,88
9-10	215,70			57,44	-57,44	158,26
10-11	197,42			54,75	-54,75	142,67
11-12	181,25			52,38	-52,38	128,87
12-13	162,91			50,33	-50,33	112,58
13-14	145,47			48,60	-48,60	96,86
14-15	127,69			47,20	-47,20	80,49
15-16	106,83			46,11	-46,11	60,72
16-17	87,91			45,35	-45,35	42,56
17-18	70,96			44,91	-44,91	26,05
18-19	49,42			44,78	-44,78	4,64
19-20	24,62			35,00	-24,62	0,00

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador placas		
		Pfc	Pc	Prp (H90%)	Pr	Pc
20-21	-11,65	11,65	0,00	-10,54	0,00	0,00
21-22	-45,80	45,80	0,00	-15,41	0,00	0,00
22-23	-77,70	77,70	0,00	-20,02	0,00	0,00
23-24	-111,88	111,88	0,00	-24,45	0,00	0,00
24-25	-144,05	0,00	-144,05	-28,76	28,76	-115,29
25-26	-174,72	0,00	-174,72	-33,00	33,00	-141,73
26-27	-207,90	0,00	-207,90	-37,20	37,20	-170,70
27-28	-239,08	0,00	-239,08	-41,40	41,40	-197,68
28-29	-271,02	0,00	-271,02	-45,63	45,63	-225,39
29-30	-302,44	0,00	-302,44	-49,90	49,90	-252,54
30-31	-332,90	0,00	-332,90	-54,20	54,20	-278,70
31-32	-365,94	0,00	-365,94	-58,53	58,53	-307,42
32-33	-393,81	0,00	-393,81	-62,87	62,87	-330,95
33-34	-426,55	0,00	-426,55	-67,20	67,20	-359,35
34-35	-455,06	0,00	-455,06	-71,48	71,48	-383,58
35-36	-490,04	0,00	-490,04	-75,66	75,66	-414,38
T > 36	-503,10	0,00	-503,10	-79,69	79,69	-423,41

Finalmente, se muestran las tablas de los cálculos energéticos para el sistema de recuperación analizado. La nomenclatura utilizada en las tablas es:

Intervalo: representa las temperaturas secas medias inferiores en el intervalo correspondiente. Obsérvese que en el caso de $T < 1$ se hace referencia a todas las temperaturas secas inferiores a 1 que existen hasta la condición de proyecto para invierno, calculándose la media aritmética de dichos valores. La misma nomenclatura se utiliza para verano, estableciendo los valores de temperatura superiores a 36 °C como denominando el intervalo como T > 36.

Frecuencias corregidas

- Fii: representa la frecuencia absoluta en % de cada uno de los intervalos de temperatura respecto al total correspondiente a la temporada de invierno.
- Fiv: representa la frecuencia absoluta en % de cada uno de los intervalos de temperatura respecto al total correspondiente a la temporada de verano.
- Fai: representa la frecuencia acumulada en la temporada de invierno.

- Fav: representa la frecuencia acumulada en la temporada de verano.

Potencias instantáneas

- Carga Térmica Total Qt (kW): potencia térmica total requerida por el edificio.
- Q. Total Rec. Invierno (kW): potencia de recuperación que nos aporta el recuperador en condiciones de invierno.
- Qr (kW): potencia de recuperación que nos aporta el recuperador con un humidificador del 90% en condiciones de verano y como segunda etapa, ya que la primera es la del free-cooling que corresponde en cada caso.

Potencias ponderadas. Se calculan las potencias ponderadas para las potencias instantáneas Qt y Qr de cada intervalo, que han sido mencionadas en el párrafo anterior.

- QP (kW): potencia total ponderada. La ponderación se calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$QP = Fi \text{ (verano o invierno)} \cdot \text{Potencia instantánea } Qt \text{ o } Qr / 100$$

- QPA(kW): potencia total ponderada acumulada.
- QPPm (kW): es el resultado final de QPA y representa el valor medio anual de la potencia requerida o, en su caso, el valor medio anual de la potencia recuperada.

Energía demandada y ahorrada o recuperada. Se calculan multiplicando las potencias medias anuales (QPm) por el número de horas de funcionamiento.

- Edi, Edv (kWh): es la demanda anual de energía de la instalación en invierno y en verano, respectivamente.
- Eri, Erv (kWh): es la energía anual recuperada o ahorrada por el sistema de recuperación de la instalación en invierno y en verano, respectivamente.

ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERADOR PLACAS (kWh)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3			Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h						Cond. interiores: Verano 24°C/52,5% HR Horas func/año: 3.240						
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
T < 1	0,11	0,11	0,11		0,11		390,58	111,90		0,41	0,41	0,12	0,12		
1 - 2	0,40	0,51	0,42		0,53		360,06	90,50		1,52	1,93	0,38	0,50		
2 - 3	1,74	2,25	1,30		1,83		342,30	85,24		4,45	6,38	1,11	1,61		
3 - 4	3,17	5,42	1,83		3,65		325,51	80,31		5,95	12,32	1,47	3,07		
4 - 5	3,55	8,97	2,46		6,11		307,06	75,70		7,55	19,87	1,86	4,94		
5 - 6	4,18	13,15	3,51		9,62		288,33	71,40		10,13	30,00	2,51	7,44		
6 - 7	4,74	17,89	4,60		14,23		270,64	67,43		12,45	42,45	3,10	10,55		
7 - 8	5,92	23,81	6,92		21,15		251,48	63,78		17,40	59,85	4,41	14,96		
8 - 9	5,74	29,55	7,38		28,52		234,33	60,45		17,28	77,14	4,46	19,42		
9 - 10	5,47	35,02	7,59		36,11		215,70	57,44		16,36	93,50	4,36	23,78		
10 - 11	4,68	39,70	8,04		44,15		197,42	54,75		15,88	109,38	4,40	28,18		
11 - 12	4,19	43,89	7,52		51,67		181,25	52,38		13,62	123,01	3,94	32,12		
12 - 13	4,16	48,05	7,62		59,29		162,91	50,33		12,42	135,43	3,84	35,95		
13 - 14	3,69	51,74	6,29		65,58		145,47	48,60		9,15	144,57	3,06	39,01		
14 - 15	3,64	55,38	5,73		71,30		127,69	47,20		7,31	151,88	2,70	41,71		
15 - 16	4,19	59,57	6,71		78,01		106,83	46,11		7,17	159,05	3,09	44,80		
16 - 17	3,96	63,53	5,34		83,35		87,91	45,35		4,69	163,74	2,42	47,23		
17 - 18	4,12	67,65	6,04		89,39		70,96	44,91		4,29	168,03	2,71	49,94		
18 - 19	4,38	72,03	5,80		95,19		49,42	44,78		2,86	170,89	2,60	52,53		
19 - 20	4,16	76,19	4,81		100,00		24,62			1,18	172,08	0,00	52,53		
									2,468	PPm	172,08	PP Inv.	52,53		
									Edi	424,771	Eri	129,679			
20 - 21	3,56	3,56		9,59		9,59	-11,65		0,00	-1,12	-1,12			0,00	0,00
21 - 22	3,28	6,84		9,13		18,72	-45,80		0,00	-4,18	-5,30			0,00	0,00
22 - 23	2,71	9,54		9,13		27,85	-77,70		0,00	-7,10	-12,40			0,00	0,00
23 - 24	2,28	11,83		8,61		36,46	-111,88		0,00	-9,63	-22,03			0,00	0,00
24 - 25	1,85	13,68		7,83		44,29	-144,05		28,76	-11,28	-33,31			2,25	2,25

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3			Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h						Cond. interiores: Verano 24°C/52,5% HR Horas func/año: 3.240						
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporada				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
25 - 26	1,75	15,42		8,68		52,97	-174,72		33,00	-15,16	-48,46			2,86	5,11
26 - 27	1,70	17,12		9,07		62,04	-207,90		37,20	-18,85	-67,31			3,37	8,49
27 - 28	1,59	18,71		8,81		70,84	-239,08		41,40	-21,05	-88,37			3,65	12,13
28 - 29	1,34	20,05		7,63		78,47	-271,02		45,63	-20,68	-109,05			3,48	15,62
29 - 30	1,14	21,19		6,52		85,00	-302,44		49,90	-19,73	-128,78			3,25	18,87
30 - 31	0,82	22,01		4,70		89,69	-332,90		54,20	-15,64	-144,42			2,55	21,42
31 - 32	0,62	22,63		3,52		93,22	-365,94		58,53	-12,89	-157,31			2,06	23,48
32 - 33	0,49	23,12		2,80		96,02	-393,81		62,87	-11,05	-168,35			1,76	25,24
33 - 34	0,35	23,47		2,02		98,04	-426,55		67,20	-8,63	-176,98			1,36	26,60
34 - 35	0,22	23,69		1,24		99,28	-455,06		71,48	-5,64	-182,62			0,89	27,49
35 - 36	0,09	23,78		0,52		99,80	-490,04		75,66	-2,56	-185,18			0,39	27,88
T > 36	0,03	23,81		0,20		100,00	-503,10		79,69	-0,98	-186,16			0,16	28,04
									772	PPm	-186,16			PPrpm	28,04
									PPm x Horas Func/Año:	Edv	143,629			Erv	21,631

En la siguiente tabla se muestran resumidos los valores obtenidos para el ejemplo analizado. Puede verse que la energía total anual recuperada es de 151.310 kWh sobre una demanda anual de 568.400 kWh, lo que representa un porcentaje del 27% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

Local	Edificio de oficinas
Ciudad	Madrid
Horas	3.240 h
Horas func:	21.960 m ³ /h
Eficiencia min RITE:	58%
Ocupación	100%

	Demanda instalación (kWh)	Placa Energía recuperada (kWh)
Invierno	424.771	129.679
Verano humidif. 90%	143.629	21.631
Total energía recuperada	568.400	151.310
Porcentajes		27%

El consumo eléctrico en verano, considerando la utilización de un equipo frigorífico con un EER estacional de 3,5, es:

$$143.629 \text{ kWh térmico} / 3,5 = 41.034 \text{ kWh eléctrico}$$

Las emisiones de CO₂ en verano, considerando un factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, será:

$$41.034 \text{ kWh} \times 0,649 = 26.849 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de placas representa un ahorro de energía térmica de 21.631 kWh, correspondiendo, utilizando un equipo de EER estacional = 3,5, un consumo eléctrico de 6.180 kWh.

El exceso de consumo de los motores de los ventiladores para vencer la pérdida de carga de los recuperadores (22 Pa) se calcula según la expresión, (esta pérdida de presión puede ser superior en muchos equipos reales, además del prefiltro que existirá):

$$\text{Pot}_{\text{abs vent}} = \text{Pot}_{\text{vent}} / \eta = (V \times \Delta P) / \eta = (6,1 \text{ m}^3/\text{s} \times 22 \text{ Pa}) / 0,63 = 213 \text{ W}$$

Donde:

V es el caudal de ventilación que pasa a través del recuperador, en m³/s.

η es el rendimiento global (aerólico, transmisión y eléctrico) del ventilador.

Considerando los dos ventiladores (introducción y extracción), el exceso de consumo de motores es:

$$\text{Consumo motores} = 213 \text{ W} \times 2 \times 772 \text{ h} = 329 \text{ kWh}$$

Por lo tanto, el ahorro neto de consumo eléctrico será:

$$6.180 \text{ kWh} - 329 \text{ kWh} = 5.851 \text{ kWh}$$

Lo que se corresponde con una disminución de emisiones de:

$$5.851 \text{ kWh} \times 0,649 = 3.797 \text{ kg CO}_2$$

representando un 14,14% sobre el total de emisiones en la temporada de verano.

Para la temporada de invierno, consideramos que la generación de calor se realiza con una caldera.

Las emisiones de CO₂, considerando un factor de conversión de kWh térmico a kg CO₂ de 0,3827, serán:

$$424.771 \text{ kWh} \times 0,3827 = 162.560 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de placas representa un ahorro de energía térmica de 129.679 kWh, correspondiendo unas emisiones de 49.628 kg CO₂.

El exceso de consumo eléctrico de los motores de dos ventiladores es de:

$$213 \text{ W} \times 2 \times 2.468 \text{ h} = 1.051 \text{ kWh}$$

lo que representa unas emisiones de 682 kg CO₂.

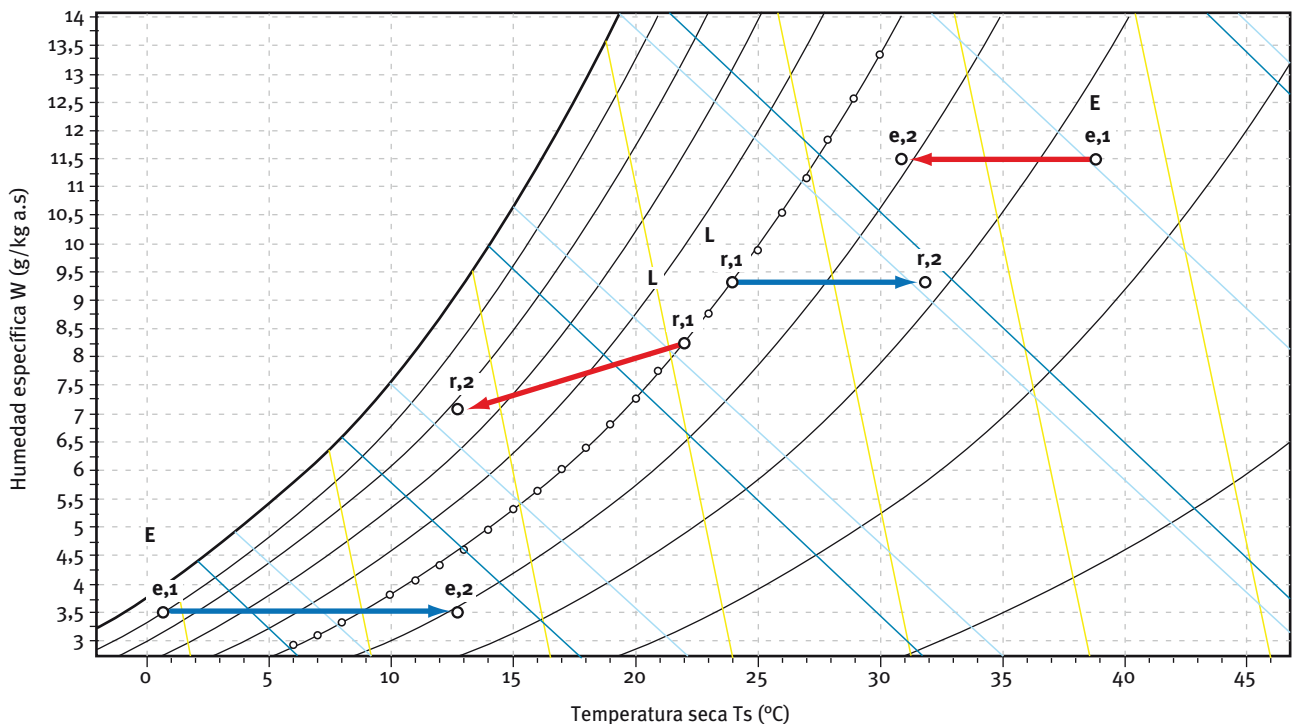
Así pues, la reducción total de emisiones de CO₂ en invierno será de:

$$49.628 \text{ kgCO}_2 - 682 \text{ kgCO}_2 = 48.946 \text{ kg CO}_2$$

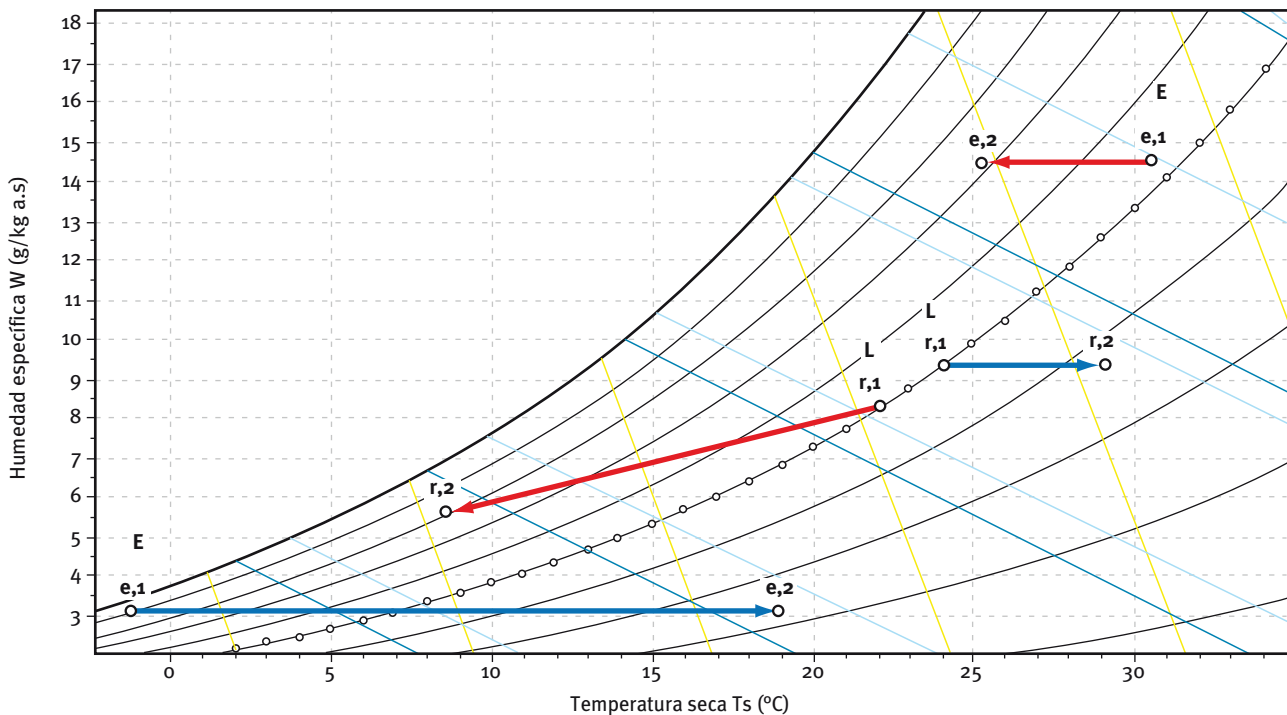
representando un 30,11 % sobre el total de emisiones en la temporada de invierno.

La reducción de emisiones de CO₂ anual debida al uso del recuperador de placas es de 52.743 kg CO₂ frente a 189.409 kg CO₂, lo que representa una disminución del 27,85 %.

Se representan a continuación dos ejemplos sobre el diagrama:



Tipo de recuperador: Placas flujos paralelos
 Caudales del aire exterior y del aire extraído: 2.000 m³/h
 Eficiencia térmica: Invierno=86,4%; Verano=81,5%



Tipo de recuperador: Placas flujos cruzados
 Caudales del aire exterior y del aire extraído: 12.000 m³/h
 Eficiencia térmica: Invierno=56,6%; Verano=83,4%

4.1.2.2 Recuperador rotativo

Están formados por una carcasa que contiene una rueda o tambor que gira construida con un material permeable al aire y caracterizado por una gran superficie de contacto resistente a la abrasión. Dos sectores separan el flujo del aire exterior del flujo de aire de expulsión (adyacente y en contracorriente). Al girar la rueda o tambor, el material de construcción es atravesado alternativamente por las dos corrientes de aire, con un período que queda definido en función de la velocidad de rotación. En la figura se presentan una fotografía del aspecto exterior y el esquema de circulación de las corrientes de aire en el recuperador rotativo.

Puede observarse que durante el giro el rotor absorbe calor de la corriente de aire más caliente, calentando el material de relleno, y lo cede sucesivamente a la corriente de aire más frío, enfriándose. El calentamiento y enfriamiento sucesivo permite transportar energía sensible entre las dos corrientes de aire que circulan a través del recuperador.

De acuerdo con los métodos de clasificación adoptados podríamos definir estos recuperadores como regenerativos, dado que las dos corrientes de aire circulan por el

mismo espacio físico, que en este caso son los caminos de la estructura sólida del recuperador rotativo.

Los recuperadores rotativos pueden, no obstante, intercambiar calor sensible (según se ha explicado anteriormente) o calor sensible y latente (recuperador entálpico o de energía total) según sean las características higroscópicas del rotor.

Recuperador rotativo sensible

Un recuperador rotativo de rotor no higroscópico recupera solo calor sensible y, si en invierno el aire de extracción alcanza la temperatura de rocío, habrá también una cierta recuperación de energía asociada a la condensación de humedad (es decir, sí que existirá una cierta cantidad de agua transferida entre ambas corrientes). Su construcción se basa en colocar en el rotor una masa acumuladora que no tiene ningún tipo de tratamiento superficial que le permita captar y ceder alternativamente humedad. Trabajan de forma similar a los recuperadores estáticos de placas, en verano e invierno, si no se alcanza la curva de saturación. Si hay transferencia de humedad en invierno, ésta se transfiere por la condensación de la humedad contenida en el aire de extracción y posterior evaporación de ésta en el aire exterior seco.

Recuperador rotativo entálpico

Un recuperador rotativo entálpico de rotor higroscópico recupera calor sensible más calor latente; es decir, varía la temperatura y humedad del aire. El rotor, construido de forma idéntica al de un recuperador rotativo sensible, lleva un tratamiento higroscópico de tal forma que toma vapor de agua de la corriente de aire más húmeda y lo cede a la corriente más seca. Cuando el aire de extracción de un local acondicionado pasa a través del rotor tratado higroscópicamente actúa de regenerador del material, pudiendo ser el aire de renovación enfriado y deshumidificado en verano, o calentado y humidificado en invierno.

La transferencia de calor sensible está determinada por la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco de los dos flujos de aire, mientras la transferencia de calor latente (humedad) está determinada por los gradientes de las presiones de vapor entre la superficie tratada y las corrientes de aire entre las que se intercambia humedad.

Los materiales utilizados en la construcción de este tipo de recuperadores pueden ser metales (como por ejemplo, capas alternativas de aluminio corrugado y aluminio plano), que son los materiales más comunes por su elevada densidad y calor específico, pero también se utilizan fibras inorgánicas o polímeros sintéticos y orgánicos, cuando se tratan las superficies higroscó-

picamente para intercambiar humedad. Las secciones de paso del aire pueden tener disposiciones irregulares o estar orientadas en el sentido del flujo.

Para obtener el máximo rendimiento es necesario que:

- 1 El aire de renovación y el de extracción se muevan en contracorriente.
- 2 La instalación posea dispositivos adecuados para drenar agua o hielo que pueda acumularse por condensación.
- 3 Se utilicen ventiladores a velocidad variable.
- 4 En verano, el aire descargado por el recuperador tiene todavía una temperatura de bulbo húmedo relativamente baja, y puede ser empleado para alimentar una torre o un condensador por evaporación.

Un aspecto a considerar en estos equipos es la contaminación de la corriente de aire de impulsión con la de extracción, donde puede alcanzarse hasta un 1 ó 2% de mezcla; para reducirla se dispone en el diseño de una sección de purga, pasando parte del aire exterior al de expulsión eliminando el fluido retenido y manteniendo los conductos del aire exterior a mayor presión que los de retorno.

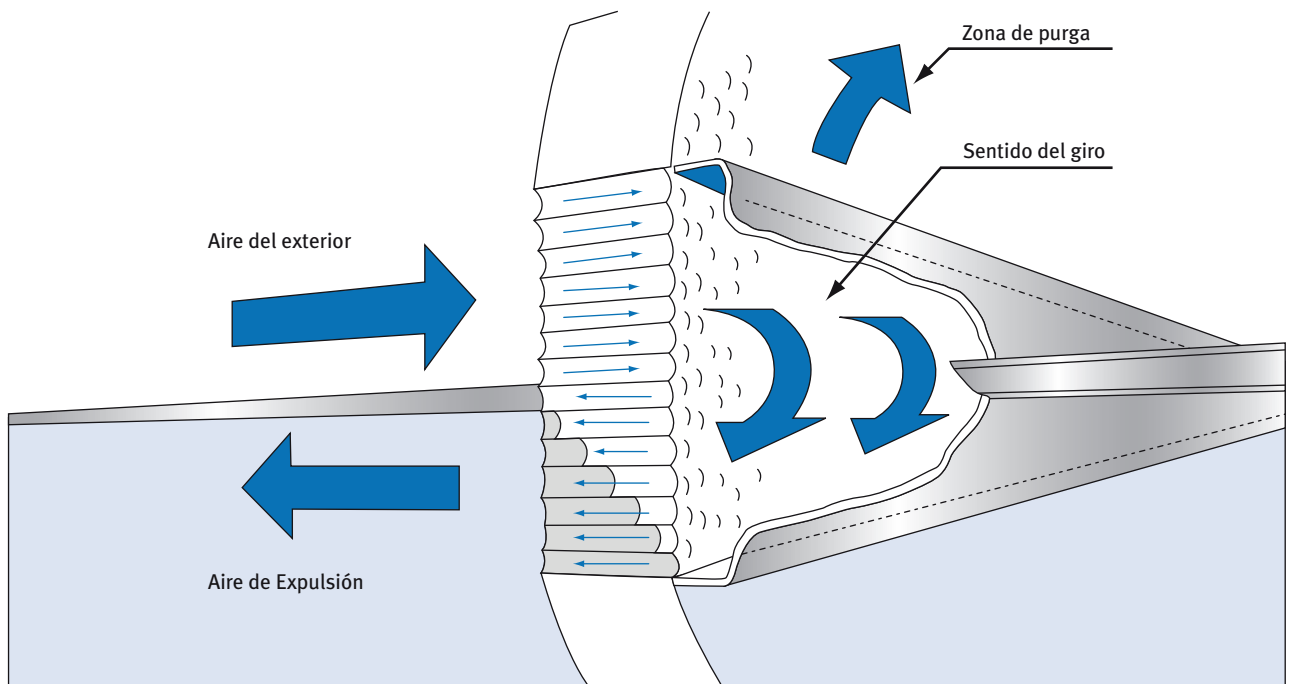


Figura 4.8 A: Recuperador rotativo. Sección de purga



Figura 4.8 B: Recuperador rotativo

Los recuperadores rotativos pueden ser de revoluciones constantes o variables, utilizando como variables de control la temperatura, la humedad y la entalpía, para evitar congelaciones, controlar energía recuperada, etc.

Se utilizan generalmente en instalaciones de climatización que requieren una alta recuperación de calor sensible (temperatura) y una cierta recuperación de calor latente (humedad) tanto en invierno como en verano, y se recomiendan para climas intermedios que no requieren una alta deshumectación del aire exterior en verano.

Como ventajas principales de estos recuperadores pueden señalarse su alta eficiencia y las posibilidades de regulación efectiva de acuerdo a las condiciones de operación.

Como inconvenientes aparece el problema de la contaminación si no hay zona de purga, o si la hay su reducción de eficacia, la necesidad de que los conductos de extracción e impulsión coincidan en el espacio del recuperador, lo que puede ocasionar problemas en la ejecución de la instalación, y las posibles obstrucciones de la masa acumuladora.

Recuperador rotativo de sorción. Rotor higroscópico

Físicamente es idéntico a un recuperador rotativo entálpico, a excepción de que el rotor ha sido tratado superficialmente mediante un recubrimiento de zeolitas.

El vapor de agua queda retenido por capilaridad en la masa acumuladora de aluminio que ha sido recubierta con una capa de zeolitas, que le proporciona una gran porosidad y una adsorción muy selectiva del vapor de agua. No hay formación de olores, ni crecimiento bacteriano. La capa de zeolita formada en el rotor de aluminio es de gran estabilidad, teniendo una alta velocidad de adsorción y de sorción. No requiere regeneración de ningún tipo.

Trabaja a contracorriente. El rotor puede girar a velocidad constante o variable entre las dos corrientes de aire. La masa acumuladora, en su giro, transfiere de una corriente a otra el calor sensible y el vapor de agua retenido.

Debido a su alta eficiencia se suele utilizar en instalaciones de climatización que requieren una alta recuperación de calor sensible (temperatura) y una alta recuperación de calor latente (humedad) tanto en invierno como en verano. Muy recomendado para climas húmedos que requieran una alta deshumectación del aire exterior en verano.



Figura 4.8 C: Recuperador rotativo de sorción

Ejemplo de condiciones de funcionamiento de un recuperador rotativo de sorción.

Condiciones de trabajo				
		Invierno		Verano
Temperatura del aire exterior	°C	0,1		29,3
Humedad relativa del aire exterior	%	90,0		61,0
Caudal del aire exterior estándar	m ³ /h	12.000,0		12.000,0
Temperatura del aire extraído	°C	22,0		24,0
Humedad relativa del aire extraído	%	50,0		50,0
Caudal del aire extraído estándar	m ³ /h	12.000,0		12.000,0
Pérdidas de carga máximas	Pa	150,0		150,0
Altura sobre el nivel del mar	m		0.0	
Temperatura mínima de la zona	°C		0.0	
Datos de funcionamiento				
		Invierno		Verano
Eficacia térmica del recuperador	%	70,9		71,2
Eficacia higrométrica del recuperador	%	74,4		68,1
Temperatura del aire de entrada	°C	15,6		25,5
Humedad relativa del aire de entrada	%HR	63,5		55,4
Temperatura del aire expulsado	°C	6,5		27,8
Humedad relativa del aire expulsado	%HR	77,2		58,0
Potencia recuperada de calor sensible	kW	63,1		16,2
Potencia recuperada de calor sensible + latente	kW	98,6		58,8
Humedad recuperada	kg/h	51,2		61,3
Pérdidas de carga - aire exterior	Pa	106,9		127,1
Pérdidas de carga - aire exterior (cond. estándar)	Pa	120,8		120,8
Pérdidas de carga - aire extracción	Pa	122,1		123,4
Pérdidas de carga - aire extracción (cond. estándar)	Pa	120,8		120,8

Ejemplo de cálculo de la energía ahorrada por un recuperador rotativo entálpico

Utilizamos el mismo método de cálculo de la energía ahorrada y el mismo edificio que en el ejemplo para el recuperador de placas.

Potencia Recuperada

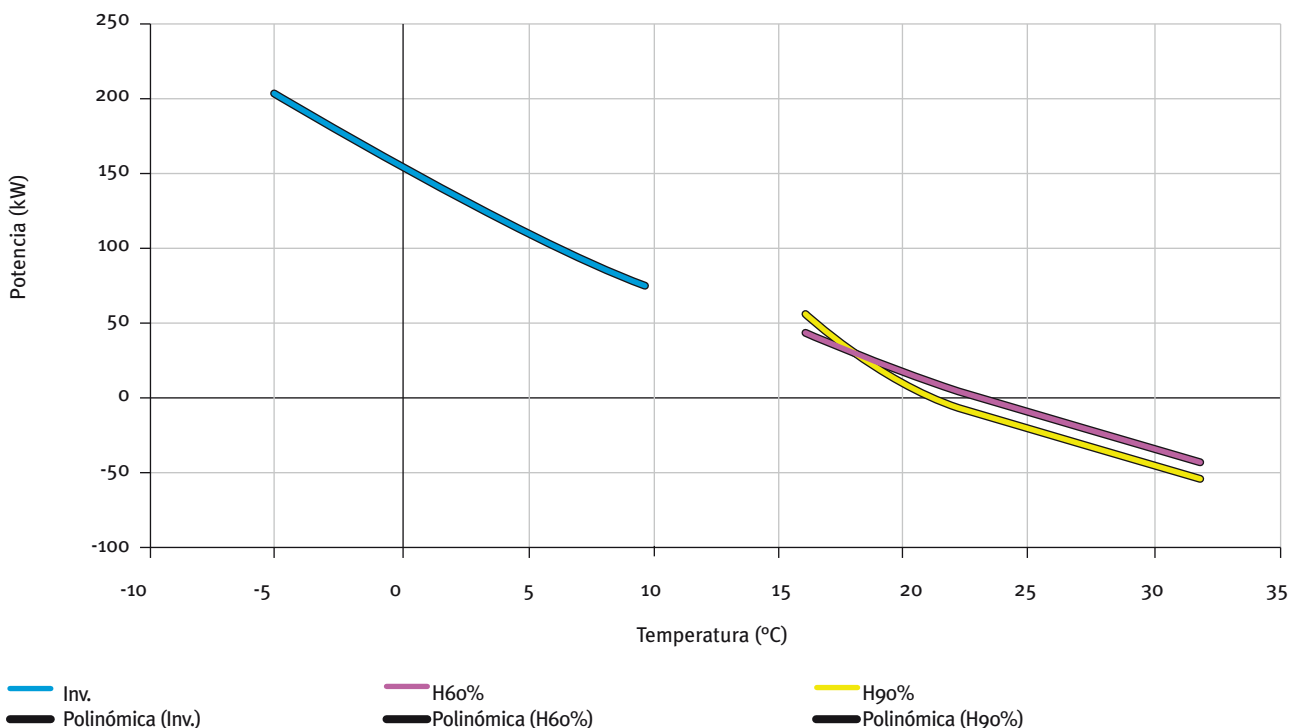
- Potencia total Q_{rr} (kW): potencia total del recuperador tipo rotativo entálpico.
- Potencia sensible Q_{rrs} (kW): indica la potencia sensible del recuperador tipo rotativo entálpico.
- Potencia latente Q_{rrl} (kW): indica la potencia latente del recuperador tipo rotativo entálpico.

En las tablas que se muestran a continuación se recogen los resultados obtenidos para un recuperador rotativo entálpico. Al igual que en el ejemplo anterior, se utiliza un enfriador adiabático con una eficiencia del 90% en la corriente de aire de extracción procedente del local, colocado antes del propio recuperador.

RECUPERADOR ROTATIVO ENTÁLPICO

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA2							Caudal mín. vent: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Horario: 08-20 h Horas func/año: 3.240 h							Cond. interiores: Inv: 22°C/45% HR Ver: 24°C/52,5% HR Entalpía interior: 51,2 kJ/Kg				
Condiciones exteriores			Características recuperador placas		Potencia recuperada			Datos aire exterior						Datos aire extracción				
Interv	Tª (°C)	% Hr	Modelo	Nº unidades	Prp (kW)	Prps (kW)	Prpl (kW)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Eficiencia calculada (%)	Perdida de presión (Pa)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)
CPI	-4,9	98,0	---	2	203,2	150,8	52,4	-4,9	98,0	15,5	49	76	126	22	45	2,0	95	149
04-05	4,5	81,5	---	2	119,2	98,4	20,8	4,5	81,5	17,8	41	76	134	22	45	8,8	89	149
09-10	9,5	62,6	---	2	82,0	70,8	11,2	9,5	62,6	19,0	40	76	139	22	45	12,5	75	149
16-17	16,5	44,0	---	2+H 60%	42,4	20,2	22,2	16,5	44,0	19,1	53	76	145	24	52,5	17,3	83	148
22-23	22,4	35,8	---	2+H 60%	7,2	-13,2	20,4	22,4	35,8	20,6	50	76	150	24	52,5	21,8	63	148
27-28	27,4	26,2	---	2+H 60%	-19,2	-41,6	22,4	27,4	26,2	21,8	44	76	154	24	52,5	25,6	49	148
32-33	32,5	17,8	---	2+H 60%	-45,0	-70,0	25,0	32,5	17,8	22,9	39	76	158	24	52,5	29,5	39	148
CPV	36,5	32,0	---	2+H 60%	-97,2	-93,8	-3,4	36,5	32,0	23,9	65	76	162	24	52,5	32,6	38	148
16-17	16,5	44,0	---	2+H 90%	56,6	9,4	47,2	16,5	44,0	17,6	69	76	145	24	52,5	16,8	80	146
22-23	22,4	35,8	---	2+H 90%	-1,2	-24,6	23,4	22,4	35,8	19,0	57	76	150	24	52,5	21,3	68	146
27-28	27,4	26,2	---	2+H 90%	-27,4	-52,8	25,4	27,4	26,2	20,2	50	76	154	24	52,5	25,1	54	146
32-33	32,5	17,8	---	2+H 90%	-53,2	-81,2	28,0	32,5	17,8	21,4	44	76	158	24	52,5	29,0	42	146
CPV	36,5	32,0	---	2+H 90%	-105,4	-105,0	-0,4	36,5	32,0	22,4	72	76	162	24	52,5	32,1	41	146

Madrid. Edificio de oficinas. Recuperador rotativo entálpico



La nomenclatura utilizada en la tabla es:

- Q_t : es la potencia que es necesario aportar para el intervalo de temperatura.
- Q_{rr} (H90%): potencia del recuperador rotativo entálpico.
- Q_r : potencia de recuperación que nos aporta el recuperador una vez que ha funcionado el free-cooling en la primera etapa durante el verano.
- Q_c (kW): potencia térmica que falta por aportar, después de haber puesto en funcionamiento el free-cooling en la primera etapa y el recuperador en la segunda etapa.

La potencia frigorífica que aún quede por compensar se hará con los equipos generadores de frío (equipos frigoríficos) de la instalación convencional.

FUNCIONAMIENTO FREE-COOLING TÉRMICO + RECUPERADOR ROTATIVO ENTÁLPICO (kW)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador rotativo entálpico		
		Pfc	Pc	Prr (H90%)	Pr	Pc
T < 1	390,58			180,50	-180,50	210,08
1-2	360,06			148,67	-148,67	211,38
2-3	342,30			140,08	-140,08	202,21
3-4	325,51			131,69	-131,69	193,82
4-5	307,06			123,48	-123,48	183,58
5-6	288,33			115,46	-115,46	172,87
6-7	270,64			107,63	-107,63	163,01
7-8	251,48			99,99	-99,99	151,49
8-9	234,33			92,54	-92,54	141,79
9-10	215,70			85,28	-85,28	130,41
10-11	197,42			78,21	-78,21	119,20
11-12	181,25			71,33	-71,33	109,91
12-13	162,91			64,64	-64,64	98,27
13-14	145,47			58,14	-58,14	87,32
14-15	127,69			51,83	-51,83	75,86
15-16	106,83			45,71	-45,71	61,12
16-17	87,91			39,78	-39,78	48,13
17-18	70,96			34,04	-34,04	36,92
18-19	49,42			28,49	-28,49	20,93
19-20	24,62			23,13	-23,13	1,49
20-21	-11,65	11,65	0,00		0,00	0,00
21-22	-45,80	45,80	0,00		0,00	0,00
22-23	-77,70	77,70	0,00	-4,71	0,00	0,00
23-24	-111,88	111,88	0,00	-10,47	0,00	0,00
24-25	-144,05	0,00	-144,05	-15,69	15,69	-128,36
25-26	-174,72	0,00	-174,72	-20,53	20,53	-154,19
26-27	-207,90	0,00	-207,90	-25,12	25,12	-182,77
27-28	-239,08	0,00	-239,08	-29,63	29,63	-209,46

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA ₃		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador rotativo entálpico		
		Pfc	Pc	Prr (H90%)	Pr	Pc
28-29	-271,02	0,00	-271,02	-34,19	34,19	-236,83
29-30	-302,44	0,00	-302,44	-38,95	38,95	-263,49
30-31	-332,90	0,00	-332,90	-44,07	44,07	-288,83
31-32	-365,94	0,00	-365,94	-49,69	49,69	-316,26
32-33	-393,81	0,00	-393,81	-55,95	55,95	-337,86
33-34	-426,55	0,00	-426,55	-63,02	63,02	-363,53
34-35	-455,06	0,00	-455,06	-71,03	71,03	-384,03
35-36	-490,04	0,00	-490,04	-80,14	80,14	-409,91
T > 36	-503,10	0,00	-503,10	-90,48	90,48	-412,62

Energía recuperada

ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERADOR ROTATIVO ENTÁLPICO (kWh)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA ₃		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h		Cond. interiores: Verano 24°C/52,5% HR Horas func/año: 3.240											
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
T < 1	0,11	0,11	0,11		0,11		390,58	180,50		0,41	0,41	0,19	0,19		
1-2	0,40	0,51	0,42		0,53		360,06	148,67		1,52	1,93	0,63	0,82		
2-3	1,74	2,25	1,30		1,83		342,30	140,08		4,45	6,38	1,82	2,64		
3-4	3,17	5,42	1,83		3,65		325,51	131,69		5,95	12,32	2,41	5,04		
4-5	3,55	8,97	2,46		6,11		307,06	123,48		7,55	19,87	3,04	8,08		
5-6	4,18	13,15	3,51		9,62		288,33	115,46		10,13	30,00	4,06	12,13		
6-7	4,74	17,89	4,60		14,23		270,64	107,63		12,45	42,45	4,95	17,09		
7-8	5,92	23,81	6,92		21,15		251,48	99,99		17,40	59,85	6,92	24,01		
8-9	5,74	29,55	7,38		28,52		234,33	92,54		17,28	77,14	6,83	30,83		
9-10	5,47	35,02	7,59		36,11		215,70	85,28		16,36	93,50	6,47	37,30		
10-11	4,68	39,70	8,04		44,15		197,42	78,21		15,88	109,38	6,29	43,59		
11-12	4,19	43,89	7,52		51,67		181,25	71,33		13,62	123,01	5,36	48,96		
12-13	4,16	48,05	7,62		59,29		162,91	64,64		12,42	135,43	4,93	53,88		
13-14	3,69	51,74	6,29		65,58		145,47	58,14		9,15	144,57	3,66	57,54		
14-15	3,64	55,38	5,73		71,30		127,69	51,83		7,31	151,88	2,97	60,51		
15-16	4,19	59,57	6,71		78,01		106,83	45,71		7,17	159,05	3,07	63,57		
16-17	3,96	63,53	5,34		83,35		87,91	39,78		4,69	163,74	2,12	65,70		
17-18	4,12	67,65	6,04		89,39		70,96	34,04		4,29	168,03	2,06	67,75		
18-19	4,38	72,03	5,80		95,19		49,42	28,49		2,86	170,89	1,65	69,40		
19-20	4,16	76,19	4,81		100,00		24,62	23,13		1,18	172,08	1,11	70,52		
									2468	Ppm	172,08	Pp inv.	70,52		
										Edi	424,771	Eri	174,071		

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3			Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h							Cond. interiores: Verano 24 °C/52,5% HR Horas func/año: 3.240					
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
20-21	3,56	3,56		9,59		9,59	-11,65		0,00	-1,12	-1,12			0,00	0,00
21-22	3,28	6,84		9,13		18,72	-45,80		0,00	-4,18	-5,30			0,00	0,00
22-23	2,71	9,54		9,13		27,85	-77,70		0,00	-7,10	-12,40			0,00	0,00
23-24	2,28	11,83		8,61		36,46	-111,88		0,00	-9,63	-22,03			0,00	0,00
24-25	1,85	13,68		7,83		44,29	-144,05		15,69	-11,28	-33,31			1,23	1,23
25-26	1,75	15,42		8,68		52,97	-174,72		20,53	-15,16	-48,46			1,78	3,01
26-27	1,70	17,12		9,07		62,04	-207,90		25,12	-18,85	-67,31			2,28	5,29
27-28	1,59	18,71		8,81		70,84	-239,08		29,63	-21,05	-88,37			2,61	7,90
28-29	1,34	20,05		7,63		78,47	-271,02		34,19	-20,68	-109,05			2,61	10,51
29-30	1,14	21,19		6,52		85,00	-302,44		38,95	-19,73	-128,78			2,54	13,05
30-31	0,82	22,01		4,70		89,69	-332,90		44,07	-15,64	-144,42			2,07	15,12
31-32	0,62	22,63		3,52		93,22	-365,94		49,69	-12,89	-157,31			1,75	16,87
32-33	0,49	23,12		2,80		96,02	-393,81		55,95	-11,05	-168,35			1,57	18,44
33-34	0,35	23,47		2,02		98,04	-426,55		63,02	-8,63	-176,98			1,27	19,71
34-35	0,22	23,69		1,24		99,28	-455,06		71,03	-5,64	-182,62			0,88	20,59
35-36	0,09	23,78		0,52		99,80	-490,04		80,14	-2,56	-185,18			0,42	21,01
T > 36	0,03	23,81		0,20		100,00	-503,10		90,48	-0,98	-186,16			0,18	21,19
									772	Ppm	-186,16			Pppm	21,19
									PPm x horas func/año:	Edv	143,629			Erv	16,345

En la tabla siguiente se muestran resumidos los valores obtenidos para el ejemplo analizado. Puede verse que la energía total anual recuperada es de 190.416 kWh sobre una demanda anual de 568.400 kWh, lo que representa un porcentaje del 34% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

	Demanda instalación (kWh)	Energía recuperada (kWh)	Rotativo entálpico
Invierno	424.771	174.071	
Verano humidif. 90%	143.629	16.345	
Total energía recuperada	568.400	190.416	
Porcentajes			34%

El consumo eléctrico en verano, considerando la utilización de un equipo frigorífico con un EER estacional de 3,5, es:

$$143.629 \text{ kWh térmico} / 3,5 = 41.034 \text{ kWh eléctrico}$$

Las emisiones de CO₂ en verano, considerando un factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, será:

$$41.034 \text{ kWh} \times 0,649 = 26.849 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador rotativo representa un ahorro de energía térmica de 16.345 kWh, correspondiendo, utilizando un equipo de EER estacional = 3,5, un consumo eléctrico de 4.679 kWh.

El exceso de consumo de los motores de los ventiladores para vencer la pérdida de carga de los recuperadores (150 Pa) se calcula según la expresión:

$$Pot_{abs vent} = Pot_{vent} / \eta = (V \times \Delta P) / \eta = (6,1 \text{ m}^3/\text{s} \times 150 \text{ Pa}) / 0,63 = 1.452 \text{ W}$$

Considerando los dos ventiladores (introducción y extracción), el exceso de consumo de motores es:

Consumo motores = $1.452 \text{ W} \times 2 \times 772 \text{ h} = 2.242 \text{ kWh}$

Por lo tanto, el ahorro neto de consumo eléctrico será:

$$4.670 \text{ kWh} - 2.242 \text{ kWh} = 2.428 \text{ kWh}$$

Lo que se corresponde con una disminución de emisiones de:

$$2.428 \text{ kWh} \times 0,649 = 1.576 \text{ kg CO}_2$$

representando un 5,87 % sobre el total de emisiones en la temporada de verano.

Para la temporada de invierno, consideramos que la generación de calor se realiza con una caldera.

Las emisiones de CO₂, considerando un factor de conversión de kWh térmico a kg CO₂ de 0,3827, serán:

$$424.771 \text{ kWh} \times 0,3827 = 162.560 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador rotativo representa un ahorro de energía térmica de 174.071 kWh, correspondiendo unas emisiones de 66.617 kg CO₂.

El exceso de consumo eléctrico de los motores de los ventiladores es de:

$$1.452 \text{ W} \times 2 \times 2.468 \text{ h} = 7.167 \text{ kWh}$$

lo que representa unas emisiones de 4.651 kg CO₂.

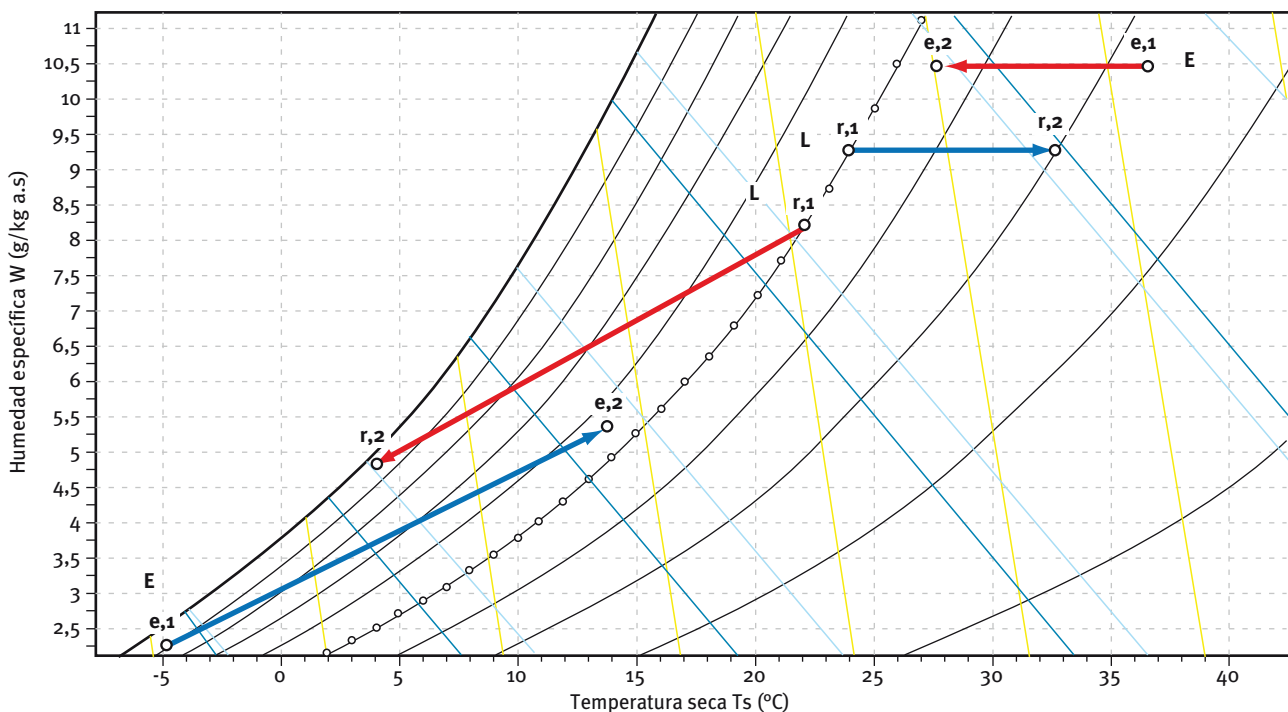
Así pues, la reducción total de emisiones de CO₂ en invierno será de:

$$66.617 \text{ kgCO}_2 - 4.651 \text{ kgCO}_2 = 61.966 \text{ kg CO}_2$$

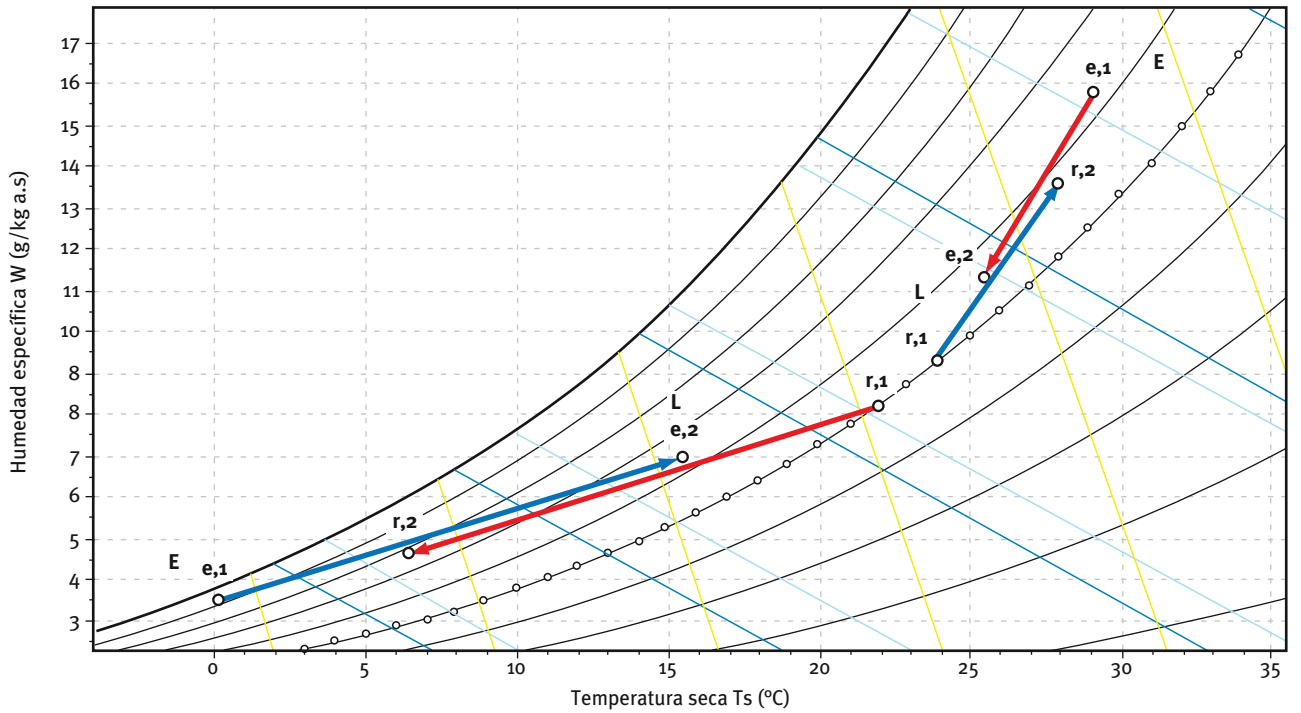
representando un 38,12% sobre el total de emisiones en la temporada de invierno.

La reducción de emisiones de CO₂ anual debida al uso del recuperador rotativo es de 63.542 kg CO₂ frente a 189.409 kg CO₂, lo que representa una disminución del 33,55 %.

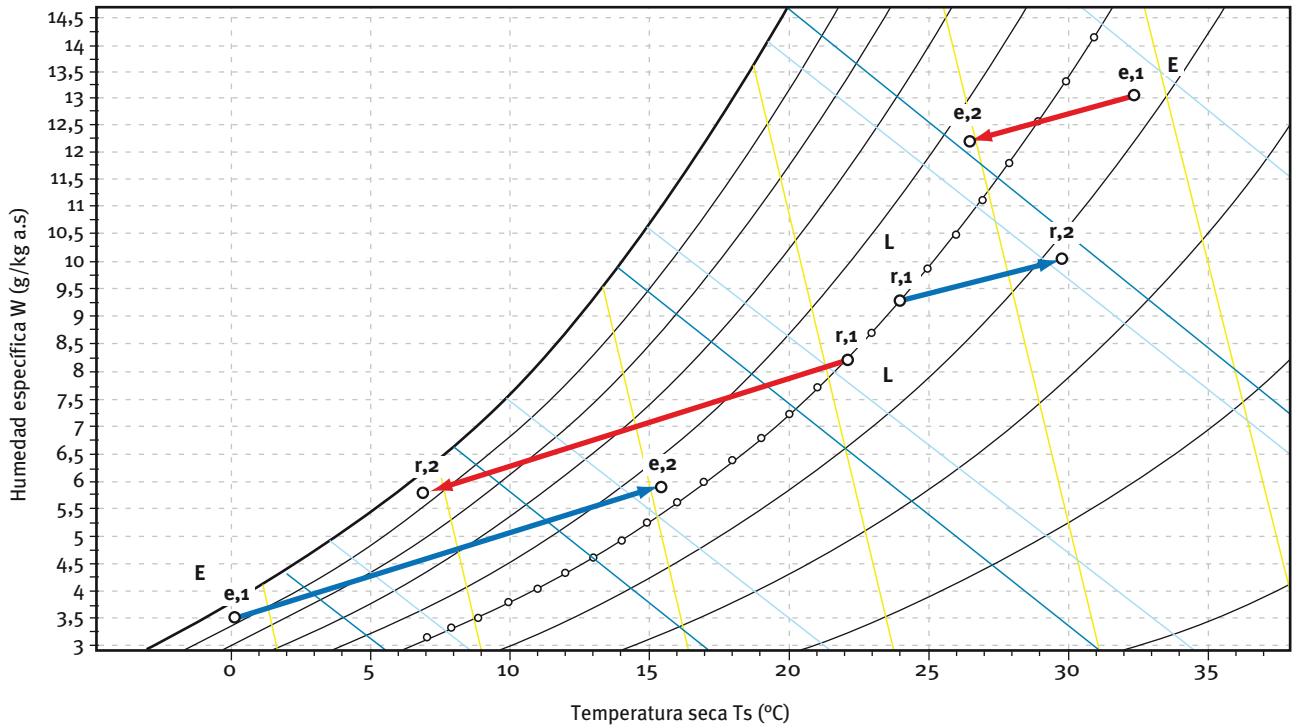
Se representan a continuación tres ejemplos sobre el diagrama:



Tipo de recuperador: Rotativo de calor sensible
 Caudales del aire exterior y del aire extraído: 12.000 m³/h
 Eficiencia térmica: Invierno=69,4%; Verano=70,02%



Tipo de recuperador: Rotativo sorción
 Caudales del aire exterior y del aire extraído: 12.000 m³/h
 Eficiencia térmica: Invierno=70,9%; Verano=71,2%
 Eficiencia higrométrica: Invierno=74,4%; Verano=68,1%



Tipo de recuperador: Rotativo entálpico
 Caudales del aire exterior y del aire extraído: 12.000 m³/h
 Eficiencia térmica: Invierno=69,5%; Verano=70,1%
 Eficiencia higrométrica: Invierno=50,9%; Verano=21,2%

4.1.2.3 Recuperador con tubo de calor (heat pipe)

En su forma más simple estos recuperadores están constituidos por tubos aleteados, que reducen la resistencia a la transmisión de calor por convección en el aire, formando una batería. Los tubos de calor están constituidos esencialmente por un tubo metálico sellado, en el que se ha hecho el vacío y “cargado” con un líquido de trabajo del tipo de los refrigerantes, según se muestra en la figura.

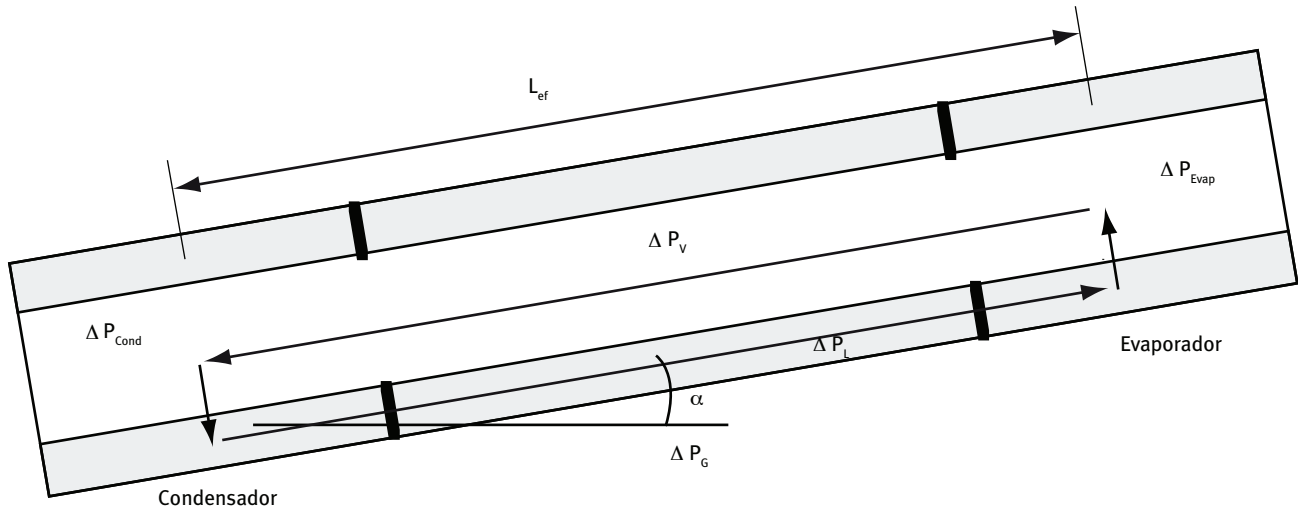


Figura 4.9: Recuperador de tubos de calor

La batería contiene un determinado número de estos dispositivos, los cuales se dividen en dos secciones que actúan como evaporador o condensador dependiendo de la temperatura del aire que recorre cada zona, siendo el evaporador la de mayor temperatura, donde toma calor del ambiente, y el condensador la de menor, cediendo calor al ambiente.

Los materiales de construcción empleados deben ser aptos para las condiciones de trabajo que estén previstas. En el campo del aire acondicionado es normal utilizar bastidores de acero galvanizado, tubos de cobre, tabiques de cobre poroso y aletas de aluminio o cobre. Existen dos tipos de dispositivos dependiendo de cual sea la fuerza que obliga a retornar el fluido desde el condensador al evaporador: termosifones y los dispositivos heat pipe.

Recuperadores por termosifón

Estos dispositivos se colocan de manera vertical, para que el retorno del líquido se produzca por la fuerza de la gravedad, obligando a que el evaporador se coloque en la parte más baja y el condensador en la más alta, según se muestra en la siguiente figura.

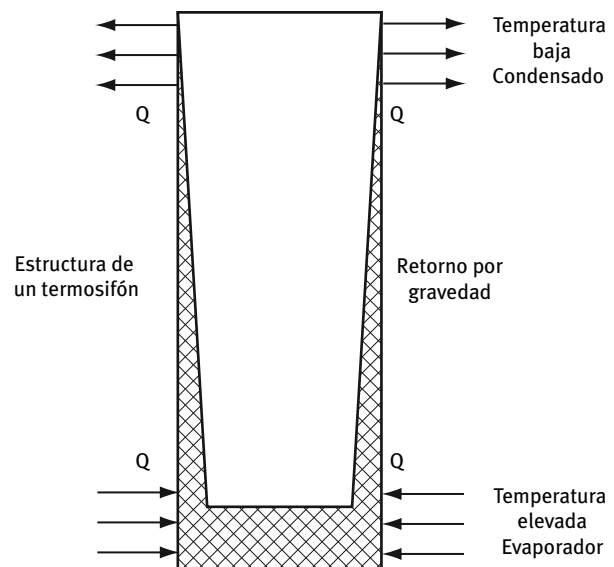


Figura 4.10: Recuperador de tubos de calor por termosifón

Cuando se calienta el extremo inferior del tubo, el fluido de trabajo se evapora y asciende hacia el extremo opuesto, donde se pone en contacto con el aire más frío y condensa. Las gotas de líquido descien-

den por gravedad a la parte inferior de cada tubo, donde se vuelven a evaporar debido al aire caliente, determinando así la continuidad del ciclo. El empleo de un aleteado exterior en los tubos permite mejorar la transmisión del calor. El retorno por gravedad obliga a que el flujo de aire más frío, que provoca la condensación del vapor del refrigerante, atraviese siempre la parte alta del recuperador y que el aire más caliente atraviese siempre la parte baja.

Este tipo de dispositivos se emplean en la actualidad en las instalaciones solares denominadas “colectores solares de alto vacío”.

Existen otros modelos de este intercambiador en forma de anillos cerrados, donde líquido y vapor circulan por tubos diferentes y, en muchos casos, buscando eficacias más elevadas.

El inconveniente de esos dispositivos se pone de manifiesto cuando tienen que operar en estaciones intermedias entre verano e invierno, pues se necesita que la instalación esté dotada de un sistema de conductos y compuertas que permitan poder intercambiar entre ellos el flujo del aire exterior y el de extracción al cam-

bio de las estaciones, de manera que el flujo de aire más frío atraviese siempre la parte superior del intercambiador para que se produzca el retorno por gravedad. En otra situación el dispositivo no puede funcionar.

Entre sus ventajas se pueden citar: la ausencia de cualquier contaminación entre los dos flujos de aire, los costes de mantenimiento reducidos y la adaptabilidad a atmósferas industriales peligrosas.

Como principal inconveniente, además de los ya presentados por la geometría intrínseca del dispositivo, se destaca su elevado coste y las dificultades de instalación, dado que estos sistemas son sellados, deben estar sometidos a vacío antes de la carga del fluido de trabajo y eso requiere sistemas de fabricación más o menos complicados.

Recuperadores de tipo heat pipe

Estos tubos de calor están constituidos esencialmente por un tubo metálico sellado en el que se ha hecho el vacío y “cargado” con un líquido de trabajo del tipo de los refrigerantes. En la figura siguiente se presentan las partes de un tubo de calor o heat pipe.

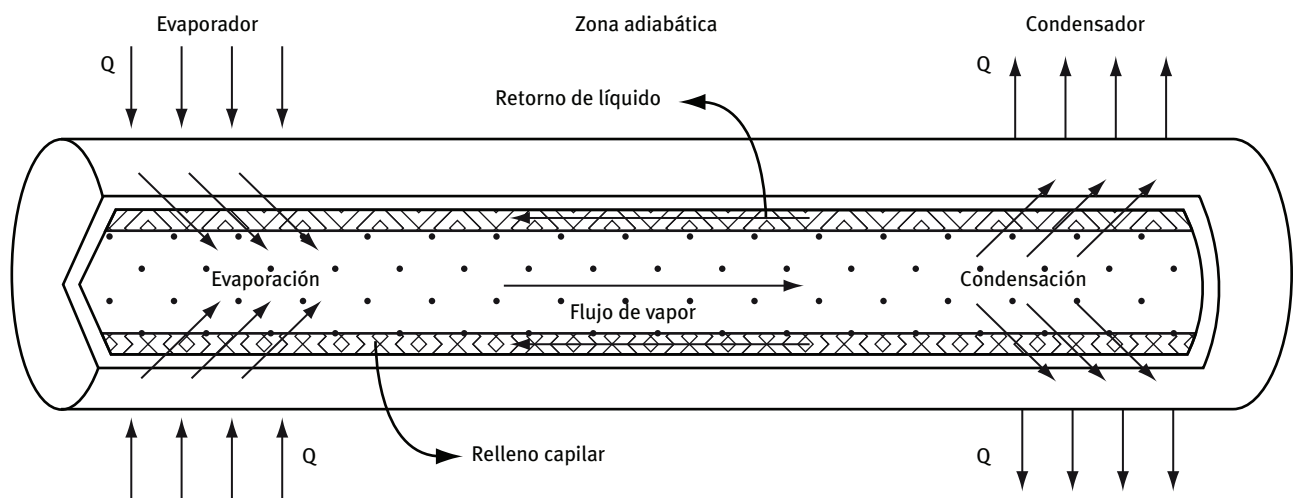


Figura 4.11: Esquema de operación y constructivo de un heat pipe

A diferencia de los termosifones que trabajaban utilizando el retorno por gravedad, los tubos de calor están revestidos interiormente por un material poroso de modo que el retorno del condensado a la extremidad caliente del tubo se realiza por las fuerzas capilares que se desarrollan en el relleno capilar.

Obsérvese que la evaporación del líquido en la extremidad caliente retira de la estructura porosa fluido en fase líquida que será aportado por el transporte capilar existente en la estructura; este proceso determina un

continuo flujo del propio líquido de la sección de condensación a la de evaporación. El flujo del líquido no depende de la fuerza de gravedad, si bien puede ser ayudado por ella.

Al colocar varios tubos de calor en una batería de tubos aleteados se tiene un intercambiador que se monta en un marco metálico con las conexiones a los conductos por los que circulan las corrientes de aire entre las que haya que intercambiar calor. Este dispositivo permite una completa reversibilidad, dado que cada uno de los

dos extremos puede funcionar igual como evaporador o condensador, pudiendo hacerlo tanto en posición horizontal o con inclinación variable, adoptando las configuraciones de asistido o impedido por la gravedad, pudiendo optimizar la posición que permita la máxima recuperación de energía, para un determinado clima, a lo largo de todo el año.

Los materiales de construcción empleados deben ser adecuados a las condiciones de trabajo, teniendo en cuenta las características específicas del fluido caloportador utilizado y la presencia de posibles agentes contaminantes en las corrientes de aire. En la figura 4.12 se presenta una batería de tubos de calor utilizada para recuperación de energía en sistemas de climatización.

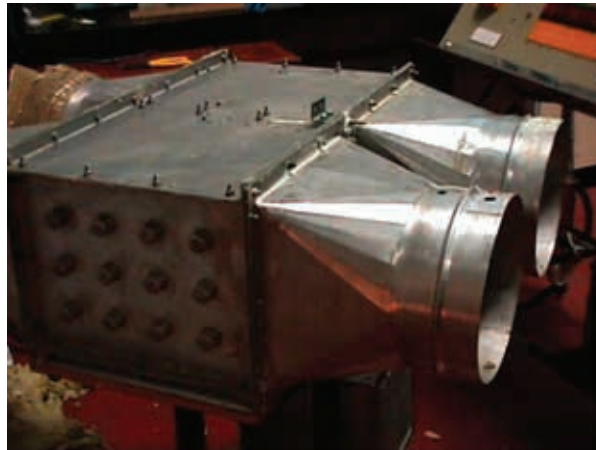


Figura 4.12: Batería de heat pipe aleteados en acero inoxidable

Ejemplo de cálculo de la energía ahorrada por un recuperador tipo tubo de calor

Utilizamos el mismo método de cálculo de la energía ahorrada y el mismo edificio de oficinas en Madrid que en los ejemplos anteriores.

Potencia recuperada

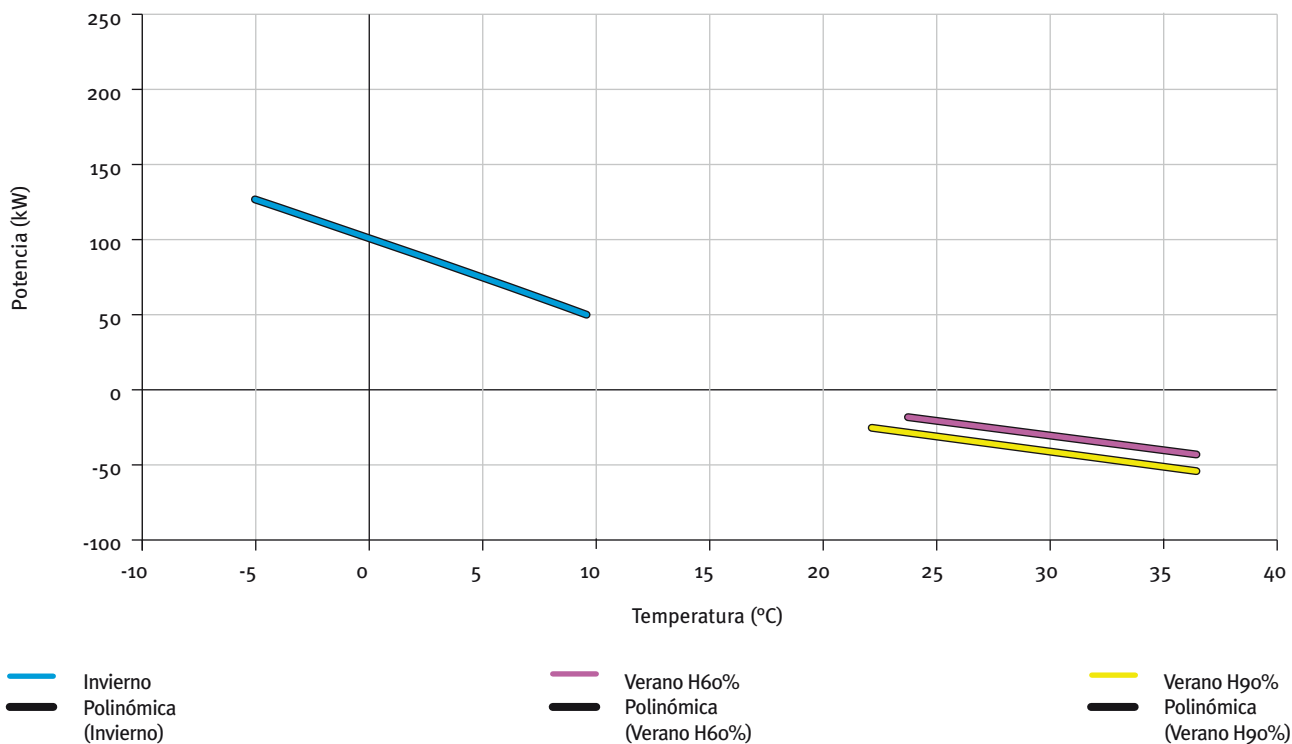
- Potencia total Q_{rh} (kW): potencia total del recuperador tipo tubo de calor (heat pipe).
- Potencia sensible Q_{rhs} (kW): indica la potencia sensible del recuperador tipo tubo de calor (heat pipe).
- Potencia latente Q_{rhl} (kW): indica la potencia latente del recuperador tipo tubo de calor (heat pipe).

En las tablas que se muestran a continuación se recogen los resultados obtenidos para un recuperador tipo tubo de calor. Al igual que en ejemplos anteriores, se utiliza un enfriador adiabático con una eficiencia del 90% en la corriente de aire de extracción procedente del local, colocado antes del propio recuperador.

RECUPERADOR HEAT PIPE

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA2								Caudal mín. vent: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Horario: 08-20 h Horas func/año: 3.240 h						Cond. interiores: Inv: 22°C/45% HR Ver: 24°C/52,5% HR Entalpía interior: 51,2 kJ/Kg				
Condiciones exteriores			Características recuperador placas		Potencia recuperada			Datos aire exterior						Datos aire extracción				
Interv	Tª (°C)	% Hr	Modelo	Nº unidades	Prp (kW)	Prps (kW)	Prpl (kW)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Eficiencia calculada (%)	Perdida de presión (Pa)	Tª entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Tª salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)
CPI	-4,9	98,0	---	6	127,1	127,1	-	-4,9	98,0	12,2	28	58	11	22	45	7,4	99	12
04-05	4,5	81,5	---	6	72,0	72,0	-	4,5	81,5	14,6	32	58	12	22	45	11,6	87	12
09-10	9,5	62,6	---	6	49,5	49,5	-	9,5	62,6	16,5	39	58	12	22	45	14,9	70	12
16-17	16,5	44,0	---	6 + H 60%	7,9	7,9	-	16,5	44,0	17,6	41	58	12	24	52,5	18,8	84	12
23-24	23,4	33,9	---	6 + H 60%	-15,5	-15,5	-	23,4	33,9	21,1	73	58	12	24	52,5	22,3	36	12
27-28	27,4	26,2	---	6 + H 60%	-23,7	-23,7	-	27,4	26,2	23,8	62	58	12	24	52,5	23,6	33	12
32-33	32,5	17,8	---	6 + H 60%	-35,7	-35,7	-	32,5	17,8	27,0	51	58	12	24	52,5	25,3	27	12
CPV	36,5	32,0	---	6 + H 60%	-44,3	-44,3	-	36,5	32,0	29,5	44	58	12	24	52,5	26,7	56	12
22-23	22,4	35,8	---	6 + H 90%	-17,4	-17,4	-	22,4	35,8	19,8	85	58	12	24	52,5	20,7	40	12
27-28	27,4	26,2	---	6 + H 90%	-28,3	-28,3	-	27,4	26,2	23,1	69	58	12	24	52,5	22,3	36	12
32-33	32,5	17,8	---	6 + H 90%	-40,9	-40,9	-	32,5	17,8	26,2	57	58	12	24	52,5	24,1	29	12
CPV	36,5	32,0	---	6 + H 90%	-48,7	-48,7	-	36,5	32,0	28,8	49	58	12	24	52,5	25,5	60	12

Madrid. Edificio de oficinas. Recuperador Heat Pipe



La nomenclatura utilizada en la tabla es:

- Q_t : es la potencia que es necesario aportar para el intervalo de temperatura.
- Q_{rh} (H90%): potencia del recuperador tipo tubo de calor.
- Q_r : potencia de recuperación que nos aporta el recuperador una vez que ha funcionado el free-cooling en la primera etapa durante el verano.
- Q_c (kW): potencia térmica que falta por aportar, después de haber puesto en funcionamiento el free-cooling en la primera etapa y el recuperador en la segunda etapa.

La potencia frigorífica que aún quede por compensar se hará con los equipos generadores de frío (equipos frigoríficos) de la instalación convencional.

FUNCIONAMIENTO FREE-COOLING TÉRMICO + RECUPERADOR HEAT PIPE (kW)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador heat pipe		
		Pfc	Pc	Prh (H90%)	Pr	Pc
T < 1	390,58			111,80	-111,80	278,78
1-2	360,06			90,79	-90,79	269,27
2-3	342,30			85,24	-85,24	257,05
3-4	325,51			79,88	-79,88	245,63
4-5	307,06			74,69	-74,69	232,37
5-6	288,33			69,68	-69,68	218,65
6-7	270,64			64,84	-64,84	205,80
7-8	251,48			60,18	-60,18	191,30
8-9	234,33			55,70	-55,70	178,63
9-10	215,70			51,39	-51,39	164,30
10-11	197,42			47,27	-47,27	150,15
11-12	181,25			43,32	-43,32	137,93
12-13	162,91			39,54	-39,54	123,37
13-14	145,47			35,95	-35,95	109,52
14-15	127,69			32,53	-32,53	95,17
15-16	106,83			29,28	-29,28	77,55
16-17	87,91			26,22	-26,22	61,70
17-18	70,96			23,33	-23,33	47,63
18-19	49,42			20,62	-20,62	28,80
19-20	24,62			18,08	-18,08	6,54
20-21	-11,65	11,65	0,00	-14,91	0,00	0,00
21-22	-45,80	45,80	0,00	-16,29	0,00	0,00
22-23	-77,70	77,70	0,00	-17,94	0,00	0,00
23-24	-111,88	111,88	0,00	-19,82	0,00	0,00
24-25	-144,05	0,00	-144,05	-21,89	21,89	-122,16
25-26	-174,72	0,00	-174,72	-24,12	24,12	-150,60
26-27	-207,90	0,00	-207,90	-26,46	26,46	-181,43

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA ₃		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año:		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador heat pipe		
		Pfc	Pc	Prh (H90%)	Pr	Pc
27-28	-239,08	0,00	-239,08	-28,88	28,88	-210,21
28-29	-271,02	0,00	-271,02	-31,32	31,32	-239,70
29-30	-302,44	0,00	-302,44	-33,76	33,76	-268,68
30-31	-332,90	0,00	-332,90	-36,15	36,15	-296,75
31-32	-365,94	0,00	-365,94	-38,45	38,45	-327,49
32-33	-393,81	0,00	-393,81	-40,63	40,63	-353,19
33-34	-426,55	0,00	-426,55	-42,63	42,63	-383,92
34-35	-455,06	0,00	-455,06	-44,43	44,43	-410,63
35-36	-490,04	0,00	-490,04	-45,97	45,97	-444,07
T > 36	-503,10	0,00	-503,10	-47,23	47,23	-455,87

Cálculos de energía recuperada

ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERADOR HEAT PIPE (kWh)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA ₃		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h		Cond. interiores: Ver. 24°C/52,5% HR Horas func/año: 3.240											
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii Invierno	Fiv Verano	Fai Invierno	Fav Verano	Pt (kW)	P. Total Rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga Térmica Total (kW)		P. Total Rec. Invierno (kW)		P. Total Rec. Verano H90% (kW)	
										PP (kW)	PPA (kW)	PP (kW)	PPA (kW)	PP (kW)	PPA (kW)
T < 1	0,11	0,11	0,11		0,11		390,58	111,80		0,41	0,41	0,12	0,12		
1-2	0,40	0,51	0,42		0,53		360,06	90,79		1,52	1,93	0,38	0,50		
2-3	1,74	2,25	1,30		1,83		342,30	85,24		4,45	6,38	1,11	1,61		
3-4	3,17	5,42	1,83		3,65		325,51	79,88		5,95	12,32	1,46	3,07		
4-5	3,55	8,97	2,46		6,11		307,06	74,69		7,55	19,87	1,84	4,90		
5-6	4,18	13,15	3,51		9,62		288,33	69,68		10,13	30,00	2,45	7,35		
6-7	4,74	17,89	4,60		14,23		270,64	64,84		12,45	42,45	2,98	10,33		
7-8	5,92	23,81	6,92		21,15		251,48	60,18		17,40	59,85	4,16	14,50		
8-9	5,74	29,55	7,38		28,52		234,33	55,70		17,28	77,14	4,11	18,61		
9-10	5,47	35,02	7,59		36,11		215,70	51,39		16,36	93,50	3,90	22,51		
10-11	4,68	39,70	8,04		44,15		197,42	47,27		15,88	109,38	3,80	26,31		
11-12	4,19	43,89	7,52		51,67		181,25	43,32		13,62	123,01	3,26	29,56		
12-13	4,16	48,05	7,62		59,29		162,91	39,54		12,42	135,43	3,01	32,58		
13-14	3,69	51,74	6,29		65,58		145,47	35,95		9,15	144,57	2,26	34,84		
14-15	3,64	55,38	5,73		71,30		127,69	32,53		7,31	151,88	1,86	36,70		
15-16	4,19	59,57	6,71		78,01		106,83	29,28		7,17	159,05	1,96	38,67		
16-17	3,96	63,53	5,34		83,35		87,91	26,22		4,69	163,74	1,40	40,06		
17-18	4,12	67,65	6,04		89,39		70,96	23,33		4,29	168,03	1,41	41,47		
18-19	4,38	72,03	5,80		95,19		49,42	20,62		2,86	170,89	1,19	42,67		
19-20	4,16	76,19	4,81		100,00		24,62	18,08		1,18	172,08	0,87	43,54		
									2468	PPm	172,08	PP Inv.	43,54		
									Edi	424,771	Eri	107,476			

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3			Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h						Cond. interiores: Ver. 24°C/52,5% HR Horas func/año: 3.240						
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii Invierno	Fiv Verano	Fai Invierno	Fav Verano	Pt (kW)	P. Total Rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga Térmica Total (kW)		P. Total Rec. Invierno (kW)		P. Total Rec. Verano H90% (kW)	
									PP (kW)	PPA (kW)	PP (kW)	PPA (kW)	PP (kW)	PPA (kW)	
20-21	3,56	3,56		9,59		9,59	-11,65		0,00	-1,12	-1,12			0,00	0,00
21-22	3,28	6,84		9,13		18,72	-45,80		0,00	-4,18	-5,30			0,00	0,00
22-23	2,71	9,54		9,13		27,85	-77,70		0,00	-7,10	-12,40			0,00	0,00
23-24	2,28	11,83		8,61		36,46	-111,88		0,00	-9,63	-22,03			0,00	0,00
24-25	1,85	13,68		7,83		44,29	-144,05		21,89	-11,28	-33,31			1,71	1,71
25-26	1,75	15,42		8,68		52,97	-174,72		24,12	-15,16	-48,46			2,09	3,81
26-27	1,70	17,12		9,07		62,04	-207,90		26,46	-18,85	-67,31			2,40	6,21
27-28	1,59	18,71		8,81		70,84	-239,08		28,88	-21,05	-88,37			2,54	8,75
28-29	1,34	20,05		7,63		78,47	-271,02		31,32	-20,68	-109,05			2,39	11,14
29-30	1,14	21,19		6,52		85,00	-302,44		33,76	-19,73	-128,78			2,20	13,34
30-31	0,82	22,01		4,70		89,69	-332,90		36,15	-15,64	-144,42			1,70	15,04
31-32	0,62	22,63		3,52		93,22	-365,94		38,45	-12,89	-157,31			1,35	16,39
32-33	0,49	23,12		2,80		96,02	-393,81		40,63	-11,05	-168,35			1,14	17,53
33-34	0,35	23,47		2,02		98,04	-426,55		42,63	-8,63	-176,98			0,86	18,40
34-35	0,22	23,69		1,24		99,28	-455,06		44,43	-5,64	-182,62			0,55	18,95
35-36	0,09	23,78		0,52		99,80	-490,04		45,97	-2,56	-185,18			0,24	19,19
T > 36	0,03	23,81		0,20		100,00	-503,10		47,23	-0,98	-186,16			0,09	19,28
									772	PPm	-186,16			PPPrm	19,28
PPm x Horas Func/Año:									Edv	143,629			Erv	14,874	

En la siguiente tabla se muestran resumidos los valores obtenidos para el ejemplo analizado. Puede verse que la energía total anual recuperada es de 122.350 kWh sobre una demanda anual de 568.400 kWh, lo que representa un porcentaje del 22% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

	Heat Pipe	
	Demanda instalación (kWh)	Energía recuperada (kWh)
Invierno	424.771	107.476
Verano humidif. 90%	143.629	14.874
Total energía recuperada	568.400	122.350
Porcentajes		22%

El consumo eléctrico en verano, considerando la utilización de un equipo frigorífico con un EER estacional de 3,5, es:

$$143.629 \text{ kWh térmico} / 3,5 = 41.034 \text{ kWh eléctrico}$$

Las emisiones de CO₂ en verano, considerando un factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, será:

$$41.034 \text{ kWh} \times 0,649 = 26.849 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de tubos de calor representa un ahorro de energía térmica de 14.874 kWh, correspondiendo, utilizando un equipo de EER estacional = 3,5, un consumo eléctrico de 4.250 kWh.

El exceso de consumo de los motores de los ventiladores para vencer la pérdida de carga de los recuperadores (12 Pa), (esta pérdida de presión puede ser más elevada según el modelo y la contabilización de prefiltros) se calcula según la expresión:

$$\begin{aligned} \text{Pot}_{\text{abs vent}} &= \text{Pot}_{\text{vent}} / \eta = (V \Delta P) / \eta = \\ &= (6,1 \text{ m}^3/\text{s} \times 12 \text{ Pa}) / 0,63 = 116 \text{ W} \end{aligned}$$

Considerando los dos ventiladores (introducción y extracción), el exceso de consumo de motores es:

$$\text{Consumo motores} = 116 \text{ W} \times 2 \times 772 \text{ h} = 179 \text{ kWh}$$

Por lo tanto, el ahorro neto de consumo eléctrico será:

$$4.250 \text{ kWh} - 179 \text{ kWh} = 4.071 \text{ kWh}$$

Lo que se corresponde con una disminución de emisiones de:

$$4.071 \text{ kWh} \times 0,649 = 2.642 \text{ kg CO}_2$$

representando un 9,8% sobre el total de emisiones en la temporada de verano.

Para la temporada de invierno, consideramos que la generación de calor se realiza con una caldera.

Las emisiones de CO₂, considerando un factor de conversión de kWh térmico a kg CO₂ de 0,3827, serán:

$$424.771 \text{ kWh} \times 0,3827 = 162.560 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de tubos de calor representa un ahorro de energía térmica de 107.476 kWh, correspondiendo unas emisiones de 41.131 kg CO₂.

El exceso de consumo eléctrico de los motores de los ventiladores es de: 116 W x 2 x 2.468 h = 573 kWh, lo que representa unas emisiones de 372 kg CO₂.

Así pues, la reducción total de emisiones de CO₂ en invierno será de:

$$41.131 \text{ kgCO}_2 - 372 \text{ kgCO}_2 = 40.759 \text{ kg CO}_2$$

representando un 25,07% sobre el total de emisiones en la temporada de invierno.

La reducción de emisiones de CO₂ anual debida al uso del recuperador de tubos de calor es de 43.401 kg CO₂ frente a 189.409 kg CO₂, lo que representa una disminución del 22,91 %.

4.1.2.4 Recuperador de dos baterías con bomba

Estas instalaciones, también llamadas *run-around*, están constituidas por dos baterías aleteadas unidas entre sí mediante un circuito de transferencia de la energía térmica recuperada. Una bomba hace circular el líquido portador de calor (normalmente agua o una solución acuosa de etilenglicol cuando hay peligro de congelación) entre las dos baterías.

El calor es absorbido del flujo de aire con temperatura más elevada y cedido al flujo de aire con temperatura más baja. Durante el invierno, por lo tanto, el calor será cedido del aire de extracción al aire de renovación, mientras que durante el verano, el calor será cedido del aire de renovación al aire de extracción. Un esquema de operación se presenta en la figura 4.13.

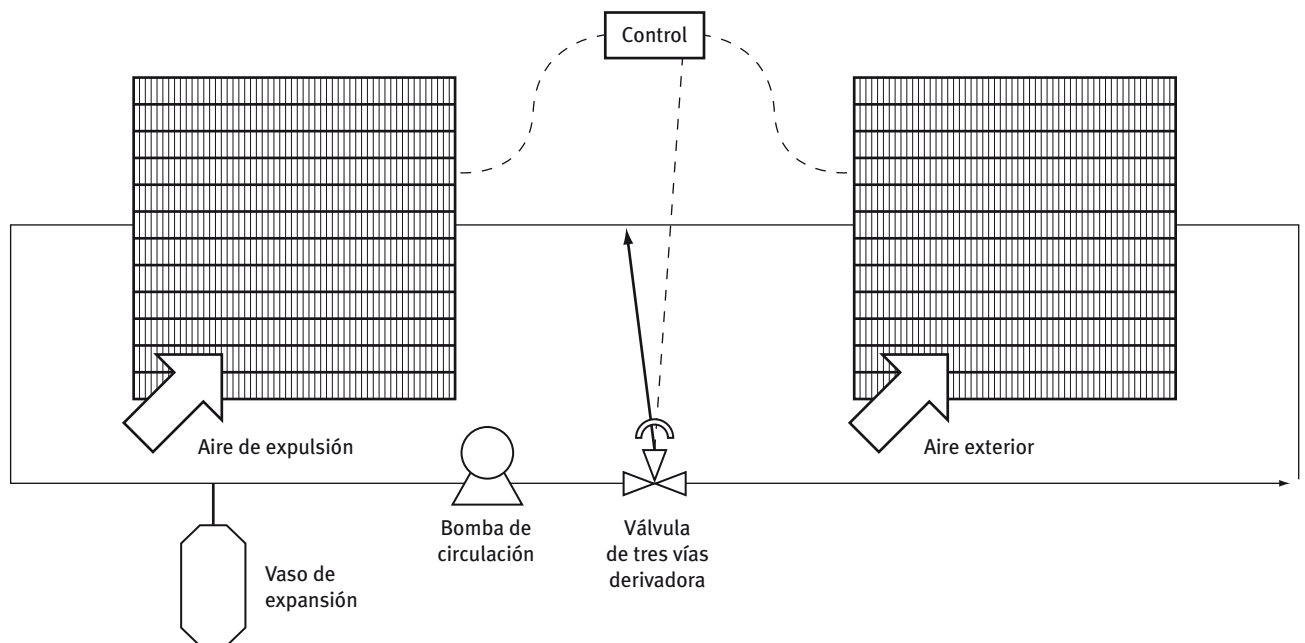


Figura 4.13: Recuperador de dos baterías con bomba

Las baterías están formadas por un conjunto de tubos de cobre con aletas, normalmente de lámina de aluminio al ser menor su coste, o aletas de cobre en el caso de ambientes salinos para evitar la corrosión por par galvánico. No se precisan otras especificaciones para el resto de los componentes. Este sistema se adopta generalmente para recuperar sólo el calor sensible, por lo que se aplican las mismas consideraciones ya hechas para los intercambiadores de placas, con respecto a la posibilidad de condensación que provocan caídas de presión elevadas, corrosión y congelación.

Para evitar problemas como el de la congelación durante la temporada invernal se dispone de la válvula de 3 vías, con lo que se garantiza un caudal suficiente de líquido de manera que la temperatura del mismo a la entrada de la batería de enfriamiento permanezca suficientemente elevada y pueda evitar la congelación del agua condensado en la corriente de aire de

expulsión. De forma similar permite controlar la temperatura del aire de renovación en un límite prefijado.

Como todas las instalaciones en circuito cerrado, dado que se modifica la temperatura, se provocan variaciones en la densidad del líquido que se encuentra en circulación por lo que siempre es necesario poner el correspondiente vaso de expansión que absorba las variaciones de volumen que experimenta el fluido caloportador y la válvula de seguridad que corresponda.

La instalación de recuperación de calor de dos baterías es muy flexible, puesto que puede ser utilizada aunque las tomas de aire exterior y de extracción estén distantes entre sí, o cuando existen más tomas de aire exterior y/o de extracción (ver figura 4.14). Se presta, por tanto, para ser aplicadas a instalaciones de acondicionamiento existentes o en instalaciones industriales, donde normalmente se utilizan grandes caudales de aire.

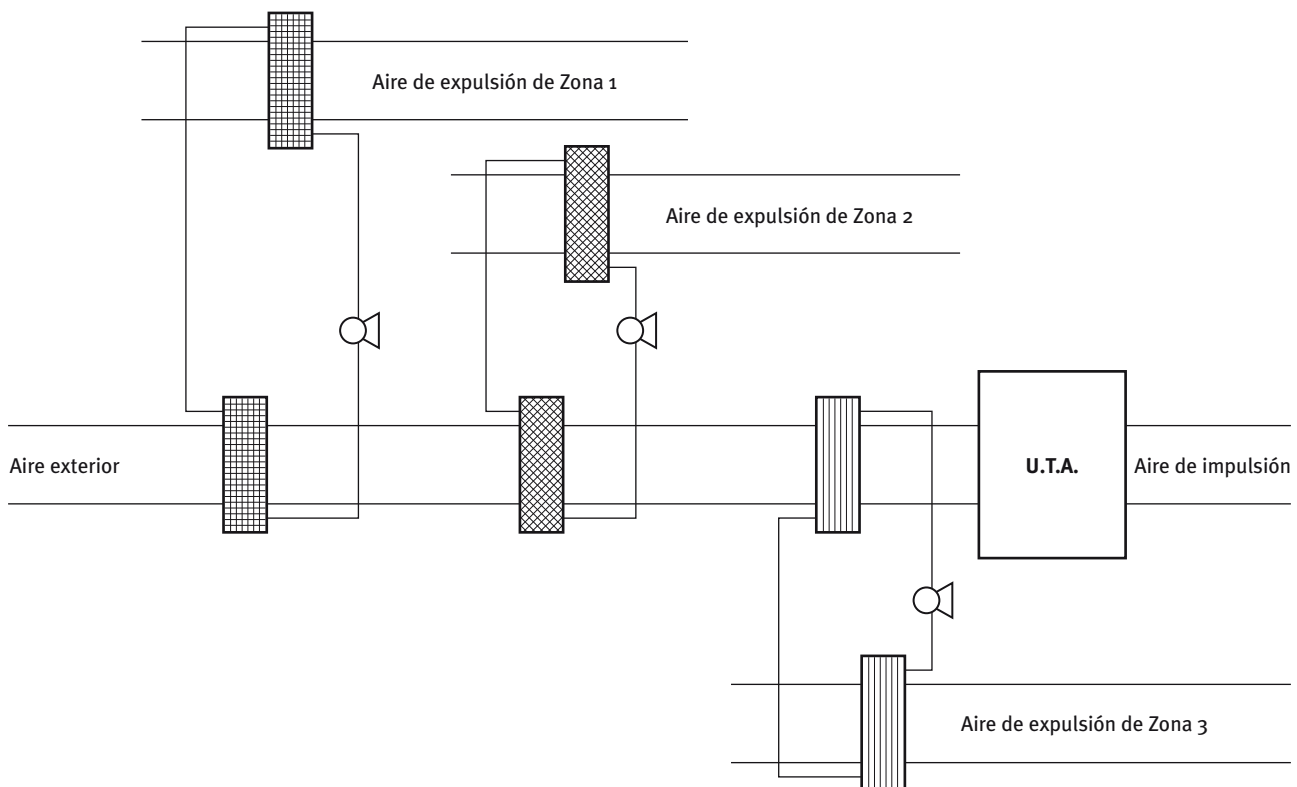


Figura 4.14: Sistemas de varios recuperadores de dos baterías con bomba en una instalación con diferentes zonas de extracción

Como inconvenientes principales debe señalarse su reducción de la eficiencia por el doble intercambio térmico aire-líquido-aire. Además hay peligro de oxidación y/o corrosión, por lo que se recomienda la utilización de soluciones con inhibidores y el control periódico del PH del fluido caloportador que circula entre las baterías.

Cuando se tenga que trabajar la temporada de invierno, lo más normal es que el fluido del circuito sea una mezcla de agua con anticongelante en la proporción que se ajuste a las temperaturas requeridas por las condiciones climáticas y las propias del intercambio térmico aire-agua de la batería del lado exterior.

Ejemplo de cálculo de la energía ahorrada por un recuperador de doble batería

Temporada de invierno

Utilizando el mismo procedimiento y en el mismo edificio de oficinas en Madrid que en los ejemplos de otros recuperadores vistos anteriormente, a continuación se determina la energía ahorrada durante la temporada de invierno.

Potencia del recuperador

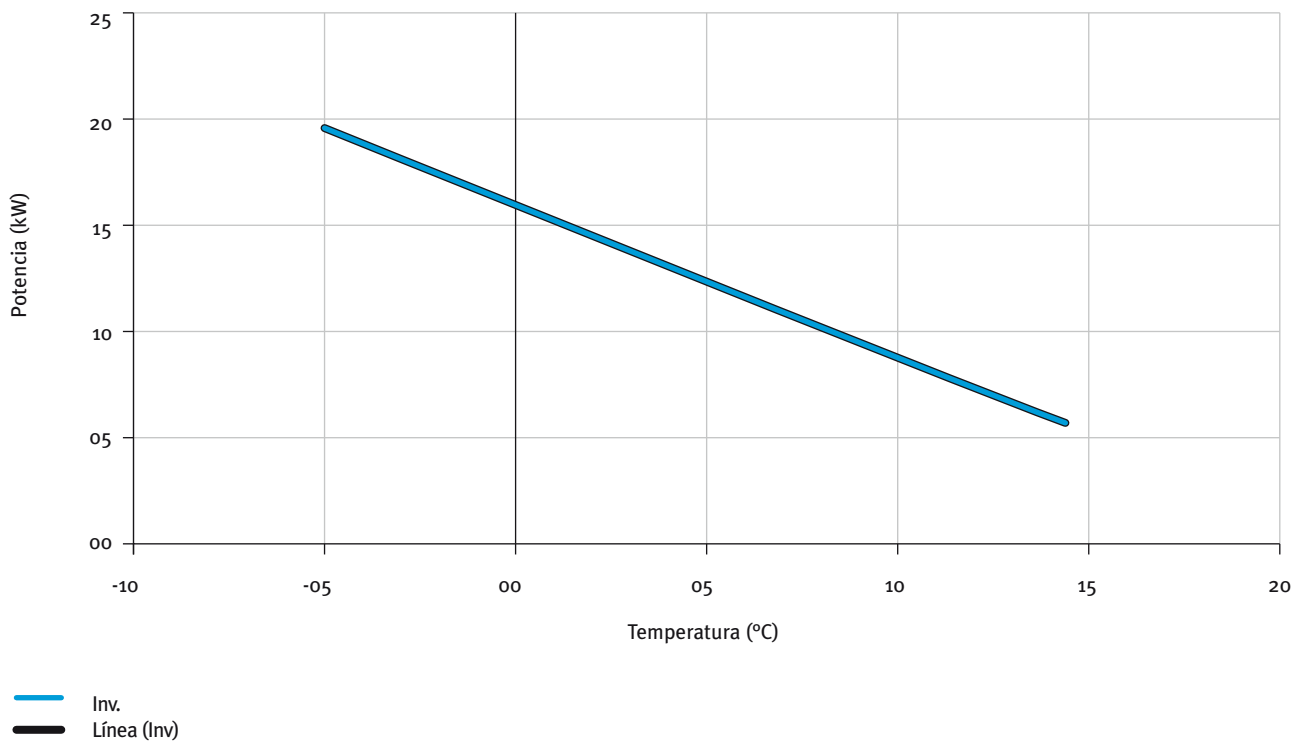
- Potencia total Q_{rw} (kW): potencia total del recuperador tipo doble batería.
- Potencia sensible Q_{rws} (kW): indica la potencia sensible del recuperador tipo doble batería.
- Potencia latente Q_{rwl} (kW): indica la potencia latente del recuperador tipo doble batería, que en este caso es cero.

En las tablas que se muestran a continuación se recogen los resultados obtenidos para un recuperador de doble batería funcionando sólo en la temporada de invierno.

RECUPERADOR AGUA GLICOLADA

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA2					Horario: 08-20 h Caudal mín. vent: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Horas func/año:									Cond. interiores: Inv. 22°C/45% HR Ver. 24°C/52,5% HR Entalpía interior: 51,2 kJ/Kg				
Condiciones exteriores			Características recuperador de agua glicolada		Potencia recuperada			Datos aire exterior						Datos aire extracción				
Interv.	T ^a (°C)	% Hr	Modelo	Nº unidades	Prw (kW)	Prws (kW)	Prwl (kW)	T ^a entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	T ^a salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Eficiencia calculada (%)	Perdida de presión (Pa)	T ^a entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	T ^a salida aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)
CPI	-4,9	98,0	---	6 (8 Filas / 15 circuitos)	19,5	19,5	-	-4,9	98,0	10,7	31	58	26	22	45	8,1	99	30
04-05	4,5	81,5	---	6 (8 Filas / 15 circuitos)	12,2	12,2	-	4,5	81,5	14,5	42	58	26	22	45	12,0	85	30
09-10	9,5	62,6	---	6 (8 Filas / 15 circuitos)	8,8	8,8	-	9,5	62,6	16,6	39	58	27	22	45	14,9	70	30
14-15	14,4	47,2	---	6 (8 Filas / 15 circuitos)	5,3	5,3	-	14,4	47,2	18,8	36	58	27	22	45	17,6	59	30

Madrid. Edificio de oficinas. Recuperador agua glicolada



Análisis del sistema de recuperación.

La nomenclatura utilizada en la tabla es:

- Q_t : es la potencia que es necesario aportar para el intervalo de temperatura.
- Q_{rw} : potencia del recuperador doble batería.
- Q_r : potencia recuperada, que en este caso coincide con P_{rw} .
- Q_c (kW): potencia térmica que falta por aportar.

FUNCIONAMIENTO FREE-COOLING TÉRMICO + RECUPERADOR DOBLE BATERÍA (kW)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Invierno: 22°C/45% HR Horas func/año: 2.468 h		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador doble batería		
		Pfc	Pc	Prw	Pr	Pc
T < 1	390,58			105,64	-105,64	284,94
1-2	360,06			90,22	-90,22	269,84
2-3	342,30			85,81	-85,81	256,48
3-4	325,51			81,41	-81,41	244,10
4-5	307,06			77,00	-77,00	230,05
5-6	288,33			72,60	-72,60	215,73
6-7	270,64			68,19	-68,19	202,45
7-8	251,48			63,79	-63,79	187,70
8-9	234,33			59,38	-59,38	174,95
9-10	215,70			54,97	-54,97	160,72
10-11	197,42			50,57	-50,57	146,85
11-12	181,25			46,16	-46,16	135,09
12-13	162,91			41,76	-41,76	121,16
13-14	145,47			37,35	-37,35	108,12
14-15	127,69			32,94	-32,94	94,75
15-16	106,83			28,54	-28,54	78,29
16-17	87,91			24,13	-24,13	63,78
17-18	70,96			19,73	-19,73	51,23
18-19	49,42			15,32	-15,32	34,10
19-20	24,62			10,92	-10,92	13,70

Cálculo de energía recuperada

D3.02.17 ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERADOR AGUA GLICOLADA (kWh)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 22°C/52,5% HR Horas func/año: 2.468 h											
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
T < 1	0,11	0,11	0,11		0,11		390,58	105,64		0,41	0,41	0,11	0,11		
1-2	0,40	0,51	0,42		0,53		360,06	90,22		1,52	1,93	0,38	0,49		
2-3	1,74	2,25	1,30		1,83		342,30	85,81		4,45	6,38	1,12	1,61		
3-4	3,17	5,42	1,83		3,65		325,51	81,41		5,95	12,32	1,49	3,09		
4-5	3,55	8,97	2,46		6,11		307,06	77,00		7,55	19,87	1,89	4,99		
5-6	4,18	13,15	3,51		9,62		288,33	72,60		10,13	30,00	2,55	7,54		
6-7	4,74	17,89	4,60		14,23		270,64	68,19		12,45	42,45	3,14	10,67		
7-8	5,92	23,81	6,92		21,15		251,48	63,79		17,40	59,85	4,41	15,09		

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: edificio de oficinas Calidad aire: IDA3			Horario: 08-20 h Caudal mín: 21.960 m ³ /h (6,1 m ³ /s) Caudal nominal: 85.800 m ³ /h						Cond. interiores: Verano: 22°C/52,5% HR Horas func/año: 2.468 h						
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporal				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas					
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)	
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)
8 - 9	5,74	29,55	7,38		28,52		234,33	59,38		17,28	77,14	4,38	19,47		
9 - 10	5,47	35,02	7,59		36,11		215,70	54,97		16,36	93,50	4,17	23,64		
10 - 11	4,68	39,70	8,04		44,15		197,42	50,57		15,88	109,38	4,07	27,71		
11 - 12	4,19	43,89	7,52		51,67		181,25	46,16		13,62	123,01	3,47	31,18		
12 - 13	4,16	48,05	7,62		59,29		162,91	41,76		12,42	135,43	3,18	34,36		
13 - 14	3,69	51,74	6,29		65,58		145,47	37,35		9,15	144,57	2,35	36,71		
14 - 15	3,64	55,38	5,73		71,30		127,69	32,94		7,31	151,88	1,89	38,59		
15 - 16	4,19	59,57	6,71		78,01		106,83	28,54		7,17	159,05	1,91	40,51		
16 - 17	3,96	63,53	5,34		83,35		87,91	24,13		4,69	163,74	1,29	41,80		
17 - 18	4,12	67,65	6,04		89,39		70,96	19,73		4,29	168,03	1,19	42,99		
18 - 19	4,38	72,03	5,80		95,19		49,42	15,32		2,86	170,89	0,89	43,88		
19 - 20	4,16	76,19	4,81		100,00		24,62	10,92		1,18	172,08	0,53	44,40		
									2468	PPm	172,08	PP Inv.	44,40		
										Edi	424,771	Eri	109,605		

En la tabla siguiente, donde se muestran resumidos los valores obtenidos para el ejemplo analizado, puede verse que la energía total recuperada es de 109.605 kWh sobre una demanda en la temporada (2.468 h) de invierno de 424.771 kWh, lo que representa un porcentaje del 26% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

	Doble batería
	Energía recuperada (kWh)
Verano humidif. 90%	109.665
Total energía recuperada	109.665
Porcentajes	26%

Si se considera que la generación de calor se realiza con una caldera, las emisiones de CO₂, considerando un factor de conversión de kWh térmico a kg CO₂ de 0,3827, serán:

$$424.771 \text{ kWh} \times 0,3827 = 162.560 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de doble batería representa un ahorro de energía térmica de 109.605 kWh, correspondiendo unas emisiones de 41.946 kg CO₂.

El exceso de consumo de los motores eléctricos para producir este ahorro es:

a) Lado agua. Bomba de circulación.

La potencia eléctrica absorbida (P_{abs}) por la bomba de circulación es directamente proporcional al caudal volumétrico (V) a circular y a la diferencia de presión (ΔP) que tiene que dar, y se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Pot_{abs \text{ bomba}} = V \Delta P / \eta$$

Siendo,

$Pot_{abs \text{ bomba}}$ la potencia absorbida en W.

V , el caudal volumétrico en m³/s.

ΔP , la presión diferencial en Pa.

η , el rendimiento global considerando el de la bomba y el del motor eléctrico.

Si se trabaja con un salto térmico en agua de 6 °C, para una potencia de batería de 105.640

W la bomba ha de mover un caudal de 15,2 m³/h de solución agua y 30% etilenglicol (punto congelación -12,8 °C), con una pérdida de presión de 10 m c.a. (≈100.000 Pa).

Si se considera que la densidad es ρ=1,024 y se supone un rendimiento global η = 0,6, el consumo de esta bomba es de 707 W.

b) Lado aire. Ventiladores.

La potencia de los ventiladores para vencer la pérdida de carga de los recuperadores (30 Pa) se calcula según la expresión:

$$Pot_{abs\ vent} = Pot_{vent} / \eta = V \Delta P / \eta = (6,1 \text{ m}^3/\text{s} \times 30 \text{ Pa}) / 0,63 = 290,5 \text{ W}$$

Considerando los dos ventiladores (introducción y extracción), el exceso de consumo de motores de ventiladores es de 581 W.

Teniendo en cuenta los dos consumos anteriores de bomba y extra de ventiladores, el consumo eléctrico en la temporada de invierno es:

Consumo motores eléctricos
(707+ 581) W x 2.468 h = 3.179 kWh

y considerando el factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, representa unas emisiones de 2.063 kg CO₂.

Así pues, la reducción total de emisiones de CO₂ en invierno será de:

$$41.946 \text{ kgCO}_2 - 2.063 \text{ kgCO}_2 = 39.883 \text{ kg CO}_2$$

representando una reducción neta del 24,6 % sobre el total de emisiones (162.560 kg CO₂) en la temporada de invierno.

Temporada de verano

Se utiliza el mismo procedimiento para determinar el cálculo de la energía ahorrada para un Edificio tipo “Área de Servicio” en Madrid, de funcionamiento 24 horas al día, con un total de 2.834 horas en la temporada de verano.

Análisis del sistema de recuperación.

En las tablas que se muestran a continuación se recogen los resultados obtenidos para un recuperador de doble batería funcionando sólo en la temporada de verano. En este caso, se utiliza un enfriador adiabático con una eficiencia del 90% en la corriente de aire de extracción procedente del local, colocado antes del propio recuperador.

FUNCIONAMIENTO FREE-COOLING TÉRMICO + RECUPERADOR DOBLE BATERÍA (kW)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA3		Horario: 08-20 h Caudal mín: 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año: 2.834 h		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador doble batería		
		Pfc	Pc	Prw	Pr	Pc
18-19	-3,27	3,27	0,00			
19-20	-8,03	8,03	0,00			
20-21	-11,01	11,01	0,00			
21-22	-14,27	14,27	0,00			
22-23	-16,66	16,66	0,00			
23-24	-19,67	19,67	0,00			
24-25	-22,19	0,00	-22,19	6,70	6,70	-15,49
25-26	-24,64	0,00	-24,64	7,70	7,70	-16,94
26-27	-27,74	0,00	-27,74	8,70	8,70	-19,04
27-28	-30,85	0,00	-30,85	9,70	9,70	-21,15
28-29	-33,69	0,00	-33,69	10,60	10,60	-23,09
29-30	-36,65	0,00	-36,65	11,60	11,60	-25,05
30-31	-39,56	0,00	-39,56	12,60	12,60	-26,96
31-32	-42,87	0,00	-42,87	13,60	13,60	-29,27
32-33	-44,58	0,00	-44,58	14,60	14,60	-29,98

(continuación)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA ₃		Horario: 08-20 h Caudal mín: 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año: 2.834 h		
Intervalo	Pt	FC Térmico		Recuperador doble batería		
		Pfc	Pc	Prw	Pr	Pc
33-34	-48,77	0,00	-48,77	15,60	15,60	-33,17
34-35	-51,64	0,00	-51,64	16,50	16,50	-35,14
35-36	-55,03	0,00	-55,03	17,50	17,50	-37,53
T > 36	-55,29	0,00	-55,29	18,10	18,10	-37,19

Cálculo de la energía recuperada.

ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERADOR DOBLE BATERÍA (kWh)

Ciudad: Madrid Local: área de servicio Calidad aire: IDA ₃			Horario: 00-24 h Caudal mín: 5.760 m ³ /h (1,6 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h			Cond. interiores: Verano: 24°C/52,5% HR Horas func/año: 2.834 h										
Intervalo	Frec anuales		Frecuencia temporada				Potencias instantáneas			Potencias ponderadas						
	Fi	Fa	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	P. Total rec. Invierno (kW)	Pr (kW)	Carga térmica total (kW)		P. Total rec. Invierno (kW)		P. Total rec. Verano H90% (kW)		
										Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	Pp (kW)	Ppa (kW)	
18-19	4,38	4,38		13,55		13,55	-3,27			-0,44	-0,44					
19-20	4,16	8,54		12,84		26,40	-8,03			-1,03	-1,47					
20-21	3,56	12,10		11,01		37,40	-11,01			-1,21	-2,69					
21-22	3,28	15,38		10,13		47,53	-14,27			-1,45	-4,13					
22-23	2,71	18,08		8,36		55,90	-16,66			-1,39	-5,52					
23-24	2,28	20,37		7,06		62,95	-19,67			-1,39	-6,91					
24-25	1,85	22,21		5,72		68,67	-22,19	6,70		-1,27	-8,18			0,38	0,38	
25-26	1,75	23,96		5,40		74,07	-24,64	7,70		-1,33	-9,51			0,42	0,80	
26-27	1,70	25,66		5,26		79,33	-27,74	8,70		-1,46	-10,97			0,46	1,26	
27-28	1,59	27,25		4,90		84,23	-30,85	9,70		-1,51	-12,48			0,48	1,73	
28-29	1,34	28,58		4,13		88,36	-33,69	10,60		-1,39	-13,87			0,44	2,17	
29-30	1,14	29,73		3,53		91,89	-36,65	11,60		-1,29	-15,17			0,41	2,58	
30-31	0,82	30,55		2,54		94,43	-39,56	12,60		-1,01	-16,17			0,32	2,90	
31-32	0,62	31,16		1,91		96,34	-42,87	13,60		-0,82	-16,99			0,26	3,16	
32-33	0,49	31,66		1,52		97,85	-44,58	14,60		-0,68	-17,67			0,22	3,38	
33-34	0,35	32,01		1,09		98,95	-48,77	15,60		-0,53	-18,20			0,17	3,55	
34-35	0,22	32,23		0,67		99,62	-51,64	16,50		-0,35	-18,55			0,11	3,66	
35-36	0,09	32,32		0,28		99,90	-55,03	17,50		-0,16	-18,70			0,05	3,71	
T > 36	0,03	32,35		0,11		100,00	-55,29	18,10		-0,06	-18,76			0,02	3,73	
									2834	PPm	-18,76			PPrpm	3,73	
									PPm x Horas Func/Año:		Edv	53.166			Erv	10.570

En la tabla siguiente, donde se muestran resumidos los valores obtenidos para el ejemplo analizado, puede verse que la energía total recuperada es de 10.570 kWh sobre una demanda en la temporada de verano de 53.166 kWh, lo que representa un porcentaje del 20% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

		Doble batería
	Demanda instalación (kWh)	Energía recuperada (kWh)
Verano humidif. 90%	53.166	10.570
Total energía recuperada	53.166	10.570
Porcentajes		20%

El consumo eléctrico en verano para satisfacer la demanda, considerando la utilización de un equipo frigorífico con un EER estacional de 3,5, es:

$$53.166 \text{ kWh térmico} / 3,5 = 15.190 \text{ kWh eléctrico}$$

Las emisiones de CO₂ en verano, considerando el factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, será:

$$15.190 \text{ kWh} \times 0,649 = 9.859 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del recuperador de doble batería representa un ahorro de energía térmica de 10.570 kWh, correspondiendo, utilizando un equipo frigorífico de EER estacional = 3,5, un consumo eléctrico de 3.020 kWh con unas emisiones de:

$$3.020 \text{ kWh} \times 0,649 = 1.960 \text{ kg CO}_2$$

El exceso de consumo de los motores eléctricos por el sistema de recuperación para producir este ahorro es:

a) Lado agua. Bomba de circulación.

Si se trabaja con un salto térmico en agua de 6 °C, para una potencia de batería de 18.100 W, la bomba ha de mover un caudal de 2,6 m³/h de agua, con una presión de 10 m c.a.

Si se considera que se trabaja con agua la densidad es $\rho = 1,0$ y se supone un rendimiento global $\eta = 0,55$, el consumo de esta bomba (utilizando las ecuaciones vistas anteriormente) será de 129 W.

b) Lado aire de los ventiladores. Para vencer la pérdida de carga de las dos baterías (63 Pa) se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Pot}_{\text{abs vent}} &= \text{Pot}_{\text{vent}} / \eta = V \Delta P / \eta = \\ &= 2 \times (1,6 \text{ m}^3/\text{s} \times 63 \text{ Pa}) / 0,63 = 320 \text{ W} \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta los dos consumos anteriores de bomba y extra de ventiladores el consumo eléctrico en la temporada de verano es:

$$\text{Consumo motores eléctricos} \\ (0,129+0,320) \text{ kW} \times 2.468 \text{ h} = 1.108 \text{ kWh}$$

y considerando el factor de conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ de 0,649, representa unas emisiones de 719 kg CO₂.

Así pues, la reducción total de emisiones de CO₂ en verano será de:

$$1.960 \text{ kg CO}_2 - 719 \text{ kg CO}_2 = 1.241 \text{ kg CO}_2$$

representando una reducción del 12,6 % sobre el total de emisiones en la temporada de verano.

4.1.2.5 Batería en bucle de agua

Las instalaciones en bucle de agua se caracterizan porque, durante su funcionamiento, las bombas de calor vuelcan (en modo frío) o captan (en modo calor) del agua que circula por el bucle el calor necesario para su funcionamiento.

Para garantizar el funcionamiento de dichas bombas de calor, la temperatura del agua que circula por el bucle se debe mantener entre unos márgenes prefijados, impidiendo que baje por debajo de un cierto límite inferior, que se suele fijar en 15 °C, o que suba por encima de un límite superior que se establece generalmente en 35 °C (estos valores pueden variar a criterio del proyectista de acuerdo con las características de los equipos seleccionados para la instalación).

El atemperamiento del agua del bucle se logra habitualmente empleando unos dispositivos centrales, cuya función es añadir o retirar calor del sistema cuando se traspasan los límites fijados. Dichos dispositivos centrales suelen ser una caldera (a gas o a gasóleo) y una torre de refrigeración (seca o evaporativa). También se suele recurrir a una captación geotérmica para el atemperamiento del agua del bucle.

El principio de trabajo del sistema de recuperación propuesto en este apartado consiste en emplear como primera etapa de atemperamiento una batería aire-agua que se conecta hidráulicamente en serie con el bucle de agua y por la que se hace pasar el aire de extracción antes de su expulsión al ambiente exterior del edificio. De este modo, conseguiremos, en condiciones de invierno, una elevación de la temperatura del agua del anillo, y

en verano, una reducción de la misma, lo que dará lugar a una reducción del tiempo de funcionamiento de la caldera y la torre, con la consecuente disminución de consumos energéticos de estos equipos.

Como se ve, en lugar de emplear la energía recuperada para precalentar o preenfriar el aire primario de ventilación que se introduce al edificio, tal y como ocurre en sistemas convencionales de recuperación de calor, en este caso la energía recuperada se emplea para mejorar la eficiencia global de la instalación al reducir el consumo de determinados equipos.

En la figura 4.15 se ha representado una unidad de tratamiento de aire de extracción diseñada para poder efectuar la recuperación del calor de dicho aire y su aprovechamiento en el atemperamiento del bucle de agua, en su disposición más habitual.

La unidad de tratamiento consta de las siguientes secciones:

- Una sección de entrada con embocadura de conexión para el conducto de extracción que llega del edificio.
- Una sección de filtración para proteger los restantes elementos de la unidad.
- Una batería de tratamiento de aire, con tubos de cobre y aletas de aluminio.
- Un ventilador de extracción con su motor eléctrico de accionamiento.
- Y una sección de salida con caperuza antilluvia y malla antipájaros en la descarga de aire al exterior.

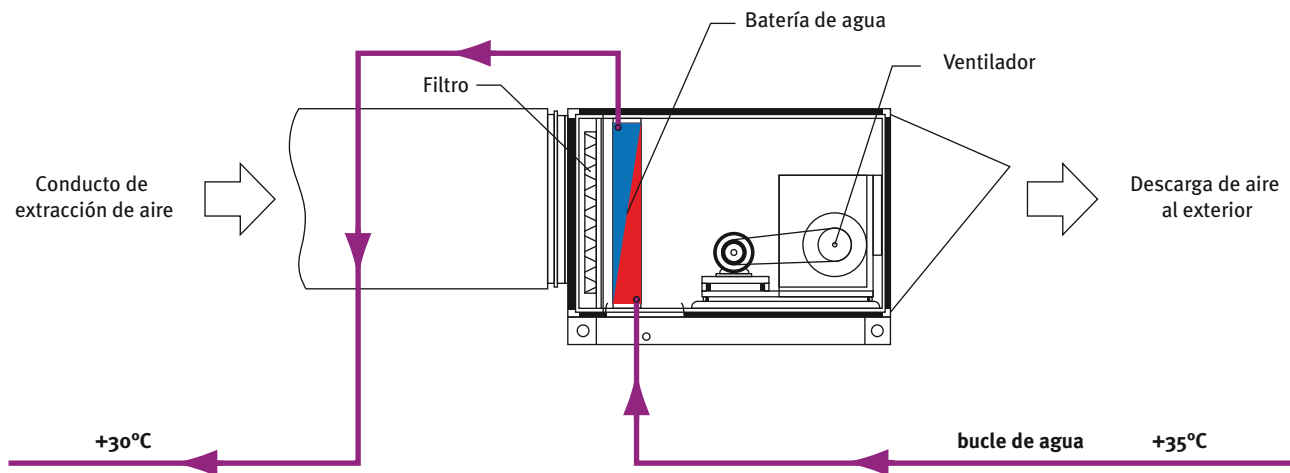


Figura 4.15: Esquema básico de la recuperación de calor con batería en bucle de agua

La conexión puede ser en serie directa, o bien puede tener un by-pass comandado por una válvula de dos o tres vías, siendo especialmente interesante en diseños el bucle de agua a caudal variable.

En la tabla mostrada a continuación se recogen los ahorros energéticos que se obtienen al enfriar o calentar el agua del anillo aprovechando la energía del aire extraído en condiciones interiores de proyecto, en un ejemplo con una extracción de aire de 3 m³/s, y un caudal de agua derivada del anillo de 3.200 l/h.

	Condiciones de invierno	Condiciones de verano
Caudal de aire de extracción	10.800 m ³ /h	
Caudal de agua derivado del bucle al recuperador	3.200 l/h	
Temperatura de entrada del aire de extracción	20 °CBS / 50% H.R.	27 °CBS / 47% H.R.
Temperatura de entrada del agua del bucle	10 °C	35 °C
Temperatura de salida del agua del bucle	15 °C	30 °C
Potencia calorífica o frigorífica recuperada para el bucle	18.400 W	15.700 W
Potencia absorbida por el motor del ventilador (P.E.D. 150 Pa)	2.870 W	

Partiendo de la instalación básica de una batería mostrada en el apartado anterior, existen diversas variantes que pasan por emplear varias unidades de extracción, de menor tamaño, colocadas donde interese y conectadas al anillo. En el

límite, se pueden emplear incluso unidades ventilconvectoras con presión disponible como elementos del sistema de recuperación, colocadas por plantas o por zonas del edificio. Ello da una gran flexibilidad y facilidad de instalación del sistema.

Por otra parte, existe la posibilidad de realizar un “free-cooling” para refrigerar el agua del bucle con aire exterior cuando sus condiciones térmicas sean más adecuadas que las del aire interior. Se debe valorar esta posibilidad en función de las condiciones climáticas de la zona geográfica en la que se proyecte la instalación.

Para disponer de esta funcionalidad, solo es necesario prever una sección de mezcla de dos compuertas en la unidad de tratamiento de aire de recuperación, tal y como se muestra en la figura 4.16. Con ella, se puede optar bien por el aire exterior, bien por el aire extraído, para realizar el atemperamiento del anillo. Esta posibilidad debe conjugarse con las necesidades de extracción de aire en función de su grado de contaminación.

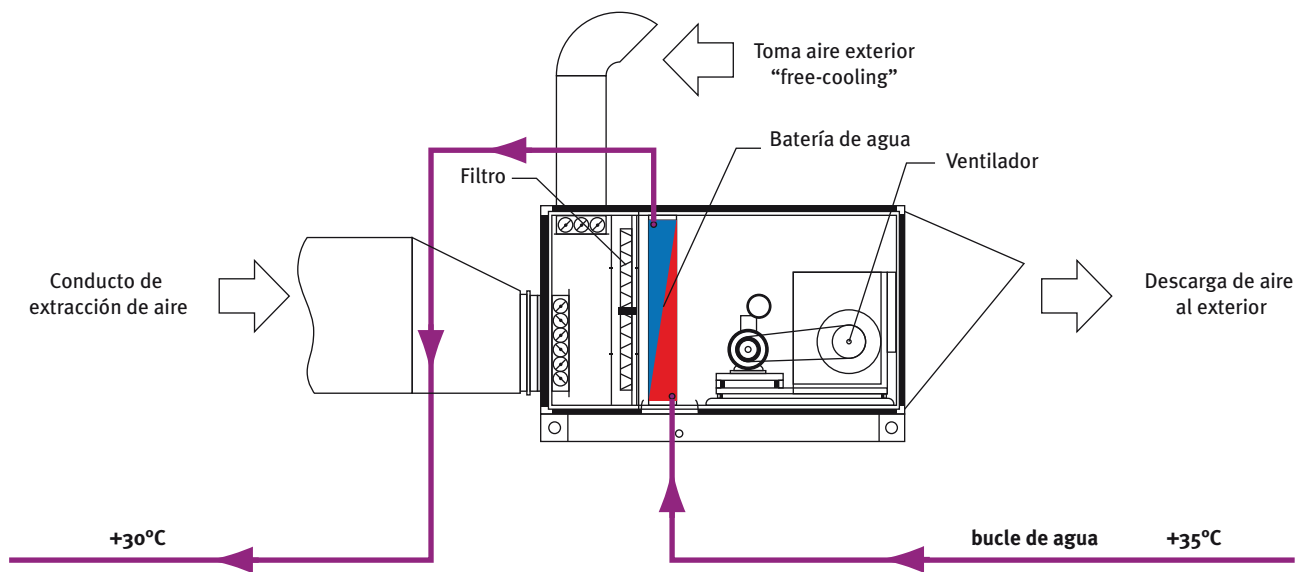


Figura 4.16: Variante con posibilidad de “free-cooling” sobre el bucle de agua

Otra variante que permite aumentar la eficiencia de la recuperación consiste en poder regular la velocidad del ventilador mediante un dispositivo variador de frecuencia, con lo que el caudal extraído se podrá adaptar en cada caso en función del grado de contaminación del ambiente y a las necesidades y posibilidades de recuperación de calor.

En el estudio de viabilidad energética de este tipo de recuperación de calor hay que tener en cuenta que a la energía recuperada se le debe deducir la energía consumida por los siguientes conceptos:

- Potencia absorbida por el motor eléctrico de accionamiento del ventilador de extracción: dependerá del caudal de aire extraído y de la pérdida de carga en el recorrido del aire desde las rejillas interiores hasta su descarga al exterior.
- Potencia adicional absorbida por las bombas de circulación del bucle de agua para vencer la pérdida de carga adicional en el paso del agua por la batería de la unidad de recuperación de calor.

4.1.2.6 Recuperación activa por circuito frigorífico

Este sistema utiliza una máquina a compresión mecánica que transfiere energía de una fuente fría a una caliente, utilizando un fluido intermedio que absorbe o cede calor en un ciclo termodinámico o circuito frigorífico.

La utilización de un sistema de bomba de calor como recuperador se basa en colocar la que se conoce como unidad exterior, que cede calor en verano actuando como condensador y toma calor en invierno actuando como evaporador del ciclo frigorífico, en el conducto de aire de expulsión, aprovechando el nivel térmico más adecuado de esta corriente de aire. En

definitiva, es bastante más eficiente en invierno calentar el evaporador de una máquina frigorífica con aire de expulsión a 20°C , que con aire exterior a -4 ó -5°C , y también es más eficiente refrigerar la unidad condensadora con aire de expulsión a 25°C que con aire exterior a 35 ó 40°C . Tanto en el ciclo de calefacción como en el de refrigeración, el COP y EER del equipo será del orden de un 50% superior operando con el aire de extracción que con el aire exterior.

En el caso de que opere como recuperador de energía en sistemas de climatización del tipo aire/aire, una unidad se encuentra en el aire de extracción o expulsión al exterior y la otra en el aire nuevo de ventilación a introducir en los locales a climatizar.

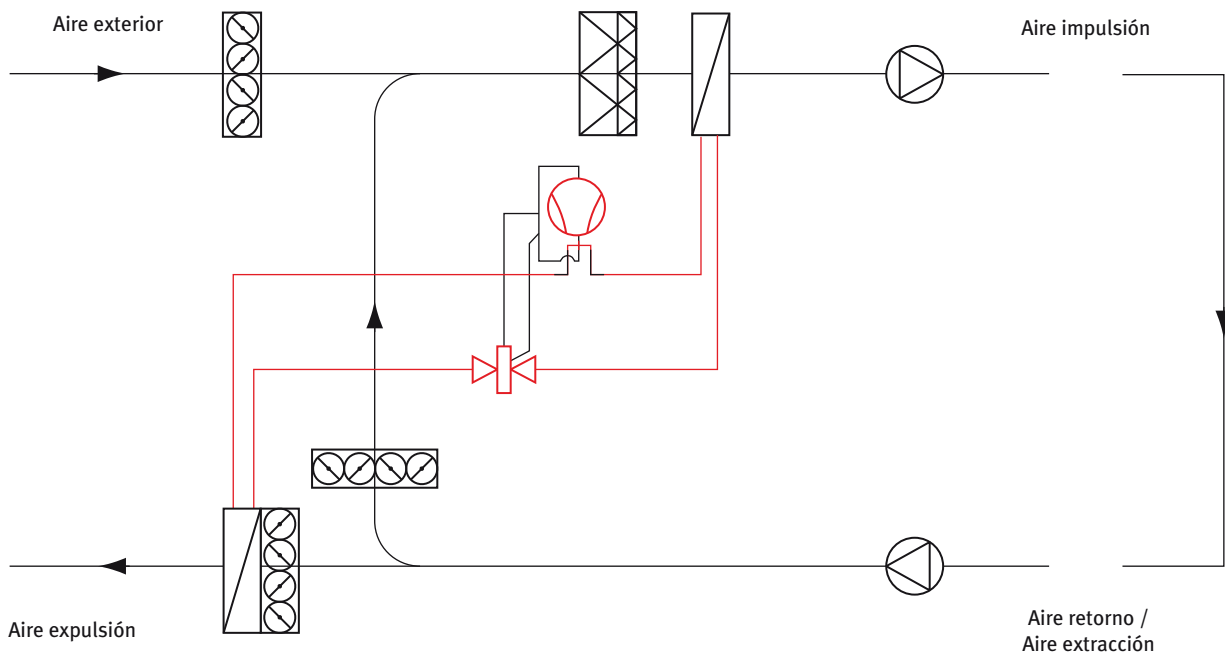


Figura 4.17: Esquema recuperación activa por circuito frigorífico

En sistemas de climatización que utilicen agua como fluido caloportador la recuperación de calor del aire de extracción puede hacerse con una bomba de calor aire-agua de ventilador centrífugo que es el encargado de la extracción del aire. La energía recuperada en el lado interior sobre agua puede utilizarse tanto para refrigeración, calefacción, integración como generador frío/calor en un bucle de agua o precalentamiento de agua caliente sanitaria.

Es evidente que el inconveniente que presenta este tipo de instalaciones, al igual que en la utilización de otros tipos de recuperadores de energía, reside en la necesidad de disponer de un conducto de aire de retorno donde colocar la unidad exterior de la bomba de calor. En muchas de las instalaciones existentes, sobre todo de tamaño reducido, el retorno no es conducido, y el aire expulsado sale por exfiltración impidiendo la recuperación energética de esta corriente.

Ejemplo de recuperación activo mediante circuito frigorífico en un sistema aire-aire

Con el mismo procedimiento utilizado en ejemplos anteriores para determinar el cálculo de la energía ahorrada, en este caso se hará para un edificio tipo "Sala de espectáculos" en Barcelona, con horario de funcionamiento de 16 h (p.m.) a 01 horas (a.m.), con un total de 1.980 horas anuales.

En primer lugar, se parte de los datos característicos del sistema de recuperación y de la instalación donde se va a aplicar.

Potencia del sistema de recuperación activa

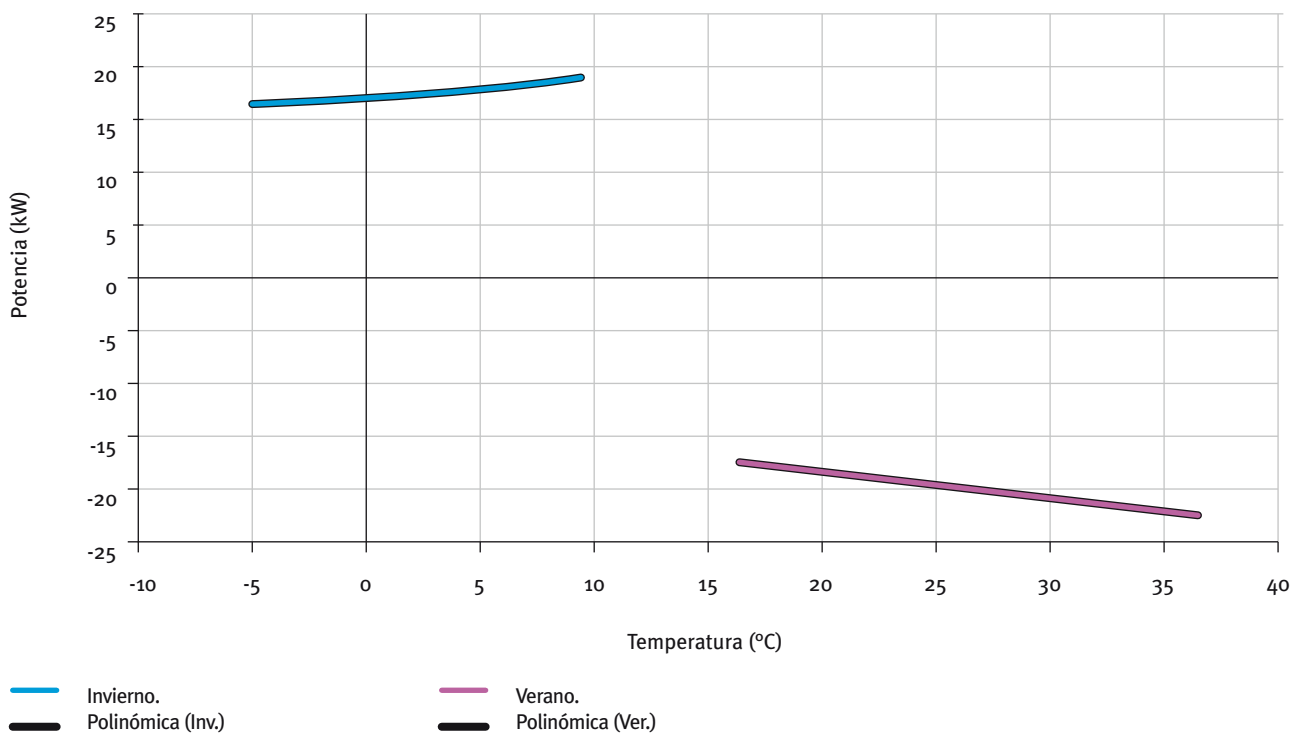
- Potencia total Q_{ra} (kW): potencia total del sistema de recuperación activa que es la potencia térmica cedida por el circuito frigorífico (condensador en invierno y evaporador en verano) en el lado de aire interior.
- Potencia absorbida Q_{abs} (kW): indica la potencia absorbida por los compresores.

En las tablas siguientes se muestran los datos característicos del sistema de recuperación. En este ejemplo no se utiliza el enfriamiento adiabático previo del aire de expulsión ya que no influye prácticamente en la mejora de la eficiencia del circuito frigorífico de recuperación.

RECUPERACIÓN ACTIVA

Condiciones exteriores			Características recuperación activa		Datos aire exterior			Datos aire extracción			Potencia circuito de recuperación	
Interv	T ^a (°C)	% Hr	Modelo	Nº Unidades	T ^a entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)	T ^a entrada aire (°C)	Humedad relativa (%)	Perdida de presión (Pa)	Pt (kW)	Pabs (kW)
Ciudad: Barcelona Local: sala de espectáculos Calidad aire: IDA ₃			Horario: 16-01 h Caudal mín: 5.241 m ³ /h (1,5 m ³ /s) Horas func/año: 1.980			Cond. interiores: Inv. 22°C/45% HR Ver. 24°C/52,5% HR Entalpía interior: 51,2 kJ/Kg						
CPI	-4,9	98,0		1	-4,9	98,0	35	22	45,0	30	15,9	3,5
04-05	4,5	77,2		1	4,5	77,2	35	22	45,0	30	17,9	3,8
09-10	9,4	65,2		1	9,4	65,2	35	22	45,0	30	19,5	4,0
16-17	16,4	52,4		1	16,4	52,4	35	24	52,5	30	-17,8	4,3
22-23	22,4	38,4		1	22,4	38,4	35	24	52,5	30	-19,3	4,4
27-28	27,4	26,3		1	27,4	26,3	35	24	52,5	30	-20,4	4,4
32-33	32,5	17,8		1	32,5	17,8	35	24	52,5	30	-21,7	4,5
CPV	36,5	32,0		1	36,5	32,0	35	24	52,5	30	-22,7	4,6

Barcelona. Sala de espectáculos. Recuperación activa



Los datos de la integración del sistema de recuperación en la curva de demanda de la instalación se pueden ver en la tabla siguiente.

La nomenclatura utilizada en la tabla es:

- Qt: es la potencia que es necesario aportar para el intervalo de temperatura.
- Qra: potencia total del sistema de recuperación.
- Qr: potencia recuperada.
- Qc (kW): potencia térmica que falta por aportar.

FUNCIONAMIENTO RECUPERADORES

Ciudad: Barcelona Local: sala de espectáculos Calidad aire: IDA3		Horario: 16-01 h Caudal mín: 5.241 m ³ /h (1,5 m ³ /s) Caudal nominal: 14.300 m ³ /h		Cond. interiores: Ver. 24°C/52,5% HR Horas func/año: 8.760 h	
		Recuperación activa			
Intervalo	P total (kW)	Pra (kW)	Pr (kW)	Pc (kW)	
T<3	51,87	16,35	16,35	35,53	
3-4	48,89	16,80	16,80	32,09	
4-5	45,29	17,18	17,18	28,11	
5-6	41,97	17,43	17,43	24,54	
6-7	39,13	17,63	17,63	21,50	
7-8	34,87	17,80	17,80	17,07	
8-9	31,12	17,96	17,96	13,16	
9-10	27,02	18,12	18,12	8,91	
10-11	23,54	18,27	18,27	5,27	
11-12	19,42	18,44	18,44	0,98	
12-13	15,54	18,65	15,54	0,00	
13-14	10,57	18,84	10,57	0,00	
14-15	6,71	19,15	6,71	0,00	
15-16	1,61	19,52	1,61	0,00	
16-17	-0,01	-17,80	-0,01	0,00	
17-18	-0,03	-17,97	-0,03	0,00	
18-19	-5,48	-18,15	-5,48	0,00	
19-20	-9,86	-18,32	-9,86	0,00	
20-21	-16,87	-18,49	-16,87	0,00	
21-22	-21,97	-18,77	-18,77	-3,20	
22-23	-25,08	-19,06	-19,06	-6,01	
23-24	-29,22	-19,35	-19,35	-9,88	
24-25	-31,38	-19,63	-19,63	-11,74	
25-26	-34,93	-19,92	-19,92	-15,01	
26-27	-37,71	-20,21	-20,21	-17,50	
27-28	-41,03	-20,49	-20,49	-20,53	
28-29	-43,82	-20,78	-20,78	-23,04	
29-30	-46,20	-21,07	-21,07	-25,14	
30-31	-48,39	-21,45	-21,45	-26,93	
T>31	-51,37	-21,74	-21,74	-29,62	

Como puede apreciarse, la potencia térmica Q_t necesaria en cada intervalo de temperatura se compensa en parte con la potencia Q_{ra} suministrada por el sistema de recuperación, quedando la diferencia de potencia Q_c para ser compensada por los generadores de frío y calor de la instalación, siendo Q_r la potencia recuperada en dicho intervalo. Como puede verse en el rango de temperaturas exteriores desde 12 °C a 21 °C la potencia recuperada Q_r es menor que la que podría suministrar el sistema Q_{ra} por el hecho de que la carga Q_t es menor que la potencia disponible Q_{ra} . Las conclusiones que se pueden sacar es que los sistemas de recuperación disminuyen la potencia en los generadores principales de la instalación y también que el exceso de potencia ($Q_{ra}-Q_r$) es susceptible de

emplearse en otros servicios a través de condensadores de aire o agua suplementarios.

Multiplicando en cada intervalo de temperatura los datos anteriores de potencia por su correspondiente frecuencia acumulada por temporada (F_{ai} , para invierno y F_{av} para verano) se obtienen las potencias ponderadas medias (Q_{Pm} en kW) para las cargas, para la recuperación y para la potencia absorbida.

Si estas potencias Q_{Pm} se multiplican por el número de horas de cada temporada, concretamente 1.029 h en invierno y 951 h en verano, se tiene la energía demandada E_v (kWh), la energía recuperada E_r y la energía absorbida por los compresores, tal como puede verse en la tabla siguiente:

ENERGÍA AHORRADA POR RECUPERACIÓN ACTIVA (kWh)

Ciudad: Barcelona Local: sala de espectáculos Calidad aire: IDA3				Horario: 16-01 h Caudal mín: 5.241 m³/h (1,5 m³/s) Caudal nominal: 12.000 m³/h				Cond. interiores: Ver. 24°C/52,5% HR Horas func/año: 1.980 h				
Intervalo	Frecuencia temporada				Potencias instantáneas		Potencias ponderadas			Pot. Abs. compresor recup.		
	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	Potencia recuperada	Carga térmica total	Potencia recuperada total	Potencia compresor	P. Inst.	P. Abs. total	
						Pr (kW)						PPA (kW)
2-3	0,05		0,05		51,87	16,35	0,03		0,01	3,60	0,01	0,01
3-4	0,37		0,42		48,89	16,80	0,21		0,07	3,70	0,05	0,07
4-5	1,48		1,90		45,29	17,18	0,88		0,32	3,80	0,09	0,16
5-6	2,37		4,27		41,97	17,43	1,87		0,74	3,83	0,12	0,28
6-7	3,06		7,33		39,13	17,63	3,07		1,28	3,86	0,23	0,51
7-8	5,96		13,28		34,87	17,80	5,15		2,34	3,90	0,38	0,88
8-9	9,70		22,98		31,12	17,96	8,16		4,08	3,95	0,46	1,34
9-10	11,65		34,64		27,02	18,12	11,31		6,19	4,00	0,50	1,84
10-11	12,39		47,02		23,54	18,27	14,23		8,45	4,05	0,51	2,35
11-12	12,65		59,68		19,42	18,44	16,69		10,79	4,10	0,45	2,80
12-13	10,91		70,59		15,54	15,54	18,38		12,48	3,46	0,33	3,13
13-14	9,65		80,24		10,57	10,57	19,40		13,50	2,33	0,24	3,37
14-15	10,39		90,62		6,71	6,71	20,10		14,20	1,47	0,14	3,51
15-16	9,38		100,01		1,61	1,61	20,25		14,35	0,35	0,00	3,51
					1029	PPm	20,25	PPm	14,35		PPcm	3,51
						Edi	20.838	Eri	14.768		Eci	3.614
16-17		10,90		10,90	-0,01	-0,01	0,00	0,00	0,00	0,002	0,000	0,00
17-18		10,61		21,50	-0,03	-0,03	0,00	0,00	0,00	0,01	0,000	0,00
18-19		9,41		30,92	-5,48	-5,48	-0,52	-0,52	-0,52	1,30	0,000	0,00
19-20		10,27		41,18	-9,86	-9,86	-1,53	-1,01	-1,53	2,31	0,000	0,00
20-21		10,44		51,62	-16,87	-16,87	-3,29	-1,76	-3,29	4,01	0,46	0,46
21-22		11,52		63,15	-21,97	-18,77	-5,83	-2,16	-5,46	4,40	0,44	0,90

(continuación)

Ciudad: Barcelona Local: sala de espectáculos Calidad aire: IDA3				Horario: 16-01 h Caudal mín: 5.241 m ³ /h (1,5 m ³ /s) Caudal nominal: 12.000 m ³ /h				Cond. interiores: Ver. 24°C/52,5% HR Horas func/año: 1.980 h				
Intervalo	Frecuencia temporal				Potencias instantáneas		Potencias ponderadas			Pot. Abs. compresor recup.		
	Fii invierno	Fiv verano	Fai invierno	Fav verano	Pt (kW)	Potencia recuperada	Carga térmica total	Potencia recuperada total	Potencia compresor	P. Inst.	P. Abs. total	
						Pr (kW)						PPA (kW)
22-23		9,93		73,07	-25,08	-19,06	-8,31	-1,89	-7,35	4,40	0,32	1,22
23-24		7,24		80,32	-29,22	-19,35	-10,43	-1,40	-8,75	4,40	0,27	1,48
24-25		6,05		86,36	-31,38	-19,63	-12,33	-1,19	-9,94	4,40	0,20	1,68
25-26		4,56		90,92	-34,93	-19,92	-13,92	-0,91	-10,85	4,40	0,15	1,84
26-27		3,48		94,40	-37,71	-20,21	-15,23	-0,70	-11,55	4,40	0,12	1,95
27-28		2,62		97,03	-41,03	-20,49	-16,31	-0,54	-12,09	4,40	0,08	2,03
28-29		1,77		98,80	-43,82	-20,78	-17,09	-0,37	-12,45	4,40	0,03	2,06
29-30		0,57		99,37	-46,20	-21,07	-17,35	-0,12	-12,58	4,40	0,02	2,07
30-31		0,40		99,77	-48,39	-21,45	-17,54	-0,09	-12,66	4,50	0,01	2,08
T>31		0,23		99,99	-51,37	-21,74	-17,66	-0,05	-12,71	4,50	0,00	2,08
					951	PPm	-17,66	PPrm	-12,71		PPcm	2,08
PPm x Horas Func/Año:						Edv	16.793	Erv	12.087		Ecv	1.982

A modo de resumen, en la tabla siguiente se muestran los valores obtenidos para el ejemplo analizado. Puede verse que la energía total recuperada durante todo el año es de 26.855 kWh sobre una demanda anual de 37.631 kWh, lo que representa un porcentaje del 71,36% de energía ahorrada sobre la demanda total de la instalación.

Local	Sala de espectáculos
Ciudad	Barcelona
Horas	1.980 h
Horas func:	5.241 m ³ /h
Eficiencia min RITE:	44%
Ocupación	100%

	Recuperación activa	
	Demanda instalación (kWh)	Energía recuperada (kWh)
Invierno	20.838	14.768
Verano	16.793	12.087
Total energía recuperada	37.631	26.855
Porcentajes		71%

Temporada de invierno

Si se considera que la generación de calor se realiza con una caldera, las emisiones de CO₂, considerando un factor de conversión de kWh térmico a kg CO₂ de 0,3827, serán:

$$20.838 \text{ kWh} \times 0,3827 = 7.975 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del sistema de recuperación activa representa un ahorro de energía térmica de 14.768 kWh, correspondiendo unas emisiones de 5.652 kg CO₂.

Para producir este ahorro el consumo de energía eléctrica es el siguiente:

- Compresores : 3.614 kWh.
- Potencia ventilador de extracción:

Para un caudal de 5.241 m³/h y una pérdida de presión de 30 Pa

$$\text{Pot}_{\text{abs vent}^*} = V \Delta P / (3.600 \times \eta) = \\ = (5.241 / 3.600) 30 / 0,6 = 73 \text{ W}$$

- Potencia ventilador de impulsión, para el mismo caudal y 35 Pa.

$$Pot_{abs\ vent} = V \Delta P / (3.600 \times \eta) = (5.241 / 3.600) 35 / 0,6 = 85 \text{ W}$$

El consumo eléctrico de los dos ventiladores es:

$$(0,073 + 0,085) \times 1.029 \text{ h} = 163 \text{ kWh}$$

Y el consumo eléctrico global es de:

$$E = 3.614 + 163 = 3.777 \text{ kWh}$$

Siendo 0,649 el factor de conversión a kg CO₂, supone unas emisiones de 2.451 kg CO₂.

Por tanto, la reducción es 5.652 – 2.451 = 3.201 kg CO₂.

O lo que es lo mismo, el sistema de recuperación activa permite reducir las emisiones de CO₂ en un 40% respecto a las emisiones de la demanda.

Temporada de verano

Si se considera que la generación de frío se realiza con un equipo frigorífico de una eficiencia media de 3,5, y el factor de emisiones de la electricidad es 0,649, la demanda provoca unas emisiones globales de:

$$0,649 \times 16.793 \text{ kWh} / 3,5 = 3.114 \text{ kg CO}_2$$

La utilización del sistema de recuperación activa representa un ahorro de energía térmica equivalente a unas emisiones de:

$$0,649 \times 12.087 \text{ kWh} / 3,5 = 2.241 \text{ kg CO}_2$$

Para producir este ahorro el consumo de energía eléctrica es el siguiente:

- Compresor: 1.982 kWh.
- De los dos ventiladores es:

$$0,158 \times 951 \text{ h} = 150 \text{ kWh}$$

Y el consumo eléctrico global es de:

$$E = 1.982 + 150 = 2.132 \text{ kWh}$$

que supone unas emisiones de 1.384 kg CO₂

Por tanto, la reducción es 2.241 – 1.384 = 857 kg CO₂.

Lo que es lo mismo, el sistema de recuperación activa permite reducir las emisiones de CO₂ en un 27,52% respecto a la demanda.

En el cómputo global del año, el sistema de recuperación activa permite una reducción de emisiones de 4.058 kg CO₂, que respecto de las 11.089 kg CO₂ emitidas por la demanda, supone un 36,6% de reducción global.

4.2 RECUPERACIÓN TOTAL O PARCIAL DEL CALOR GENERADO EN EL CICLO FRIGORÍFICO

4.2.1 Introducción

En la figura 4.18 se representa el ciclo frigorífico en el diagrama P-h.

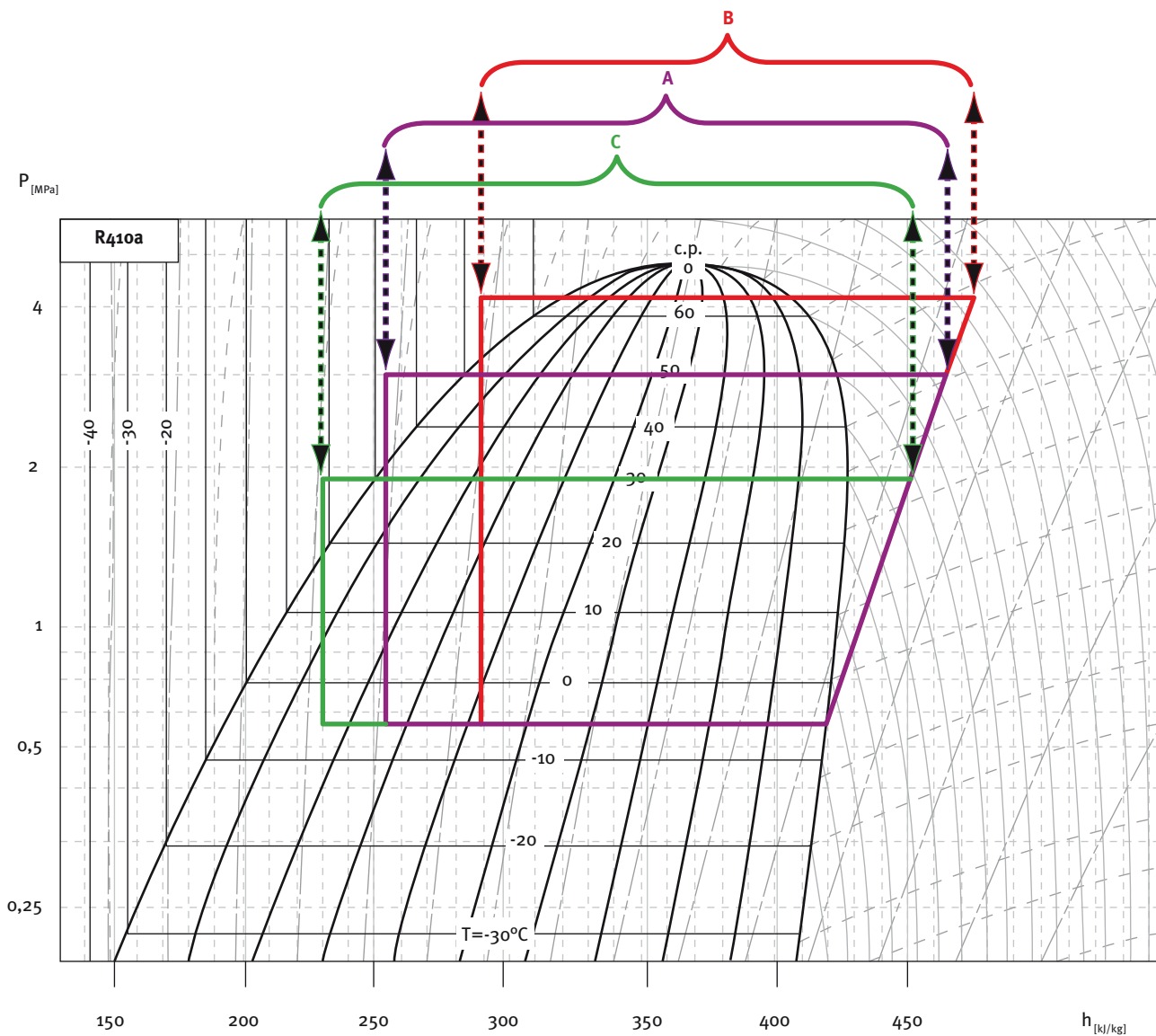


Figura 4.18: Ciclo frigorífico en el diagrama P-h

De forma convencional, cuando el condensador está formado por un intercambiador refrigerante-aire (unidades aire-agua), el calor es disipado a la atmósfera sin que exista aprovechamiento energético alguno del mismo. Cuando el intercambiador es de tipo refrigerante-agua (unidades agua-agua y agua-aire), el calor es disipado al agua, repitiéndose el proceso de nulo aprovechamiento energético del mismo.

El objetivo de los sistemas de recuperación total o parcial del calor generado en el ciclo frigorífico es la utilización de dicha energía, de forma íntegra (calor de condensación) o sólo de parte (calor de compresión), para la producción de agua caliente destinada a diferentes usos: calefacción, ACS, procesos industriales, calentamiento de piscinas.

Como se puede ver en la figura 4.18, partiendo de las condiciones de un ciclo estándar (en violeta) se muestra un ciclo para temperatura de condensación más elevada (en rojo) y otro para una temperatura de condensación menor (en verde).

Tal y como se ha definido, existirá producción de agua caliente cuando, simultáneamente y de forma prioritaria, exista demanda de refrigeración a cubrir en otros puntos de la instalación, dado que solo se dispondrá de calor a recuperar si existe en paralelo y de forma simultánea efecto refrigeración y calor de compresión.

4.2.1.1 Recuperación de calor y normativa vigente asociada

Código Técnico de la Edificación. Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo

La recuperación de calor está relacionada con los condicionantes detallados en el Documento Básico DB HE de “Ahorro de Energía”. En la sección HE 4, “Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria”, se cuantifica esta contribución en base a la demanda de ACS, la zona climática y la fuente de energía de apoyo.

En el punto 1.1, “Ambito de aplicación”, apartado 2, se especifica que “la contribución solar mínima determinada en aplicación de la exigencia básica que se desarrolla en esta Sección, podrá disminuirse justificadamente en los siguientes casos:

- a) Cuando se cubra ese aporte energético de agua caliente mediante el aprovechamiento de energías renovables, procesos de cogeneración o fuentes de energía residual procedentes de la instalación de recuperadores de calor ajenos a la propia generación de calor del edificio”.

Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE, Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio), siendo este Reglamento el Documento Básico DB HE, Sección HE 2: “Rendimiento de las Instalaciones Térmicas”.

Al analizar la IT 1.2 (Exigencia de Eficiencia Energética), el punto 5 de la IT 1.2.3 introduce la necesidad de documentar la eficiencia del sistema definido en el proyecto

de las instalaciones: “En el proyecto o memoria técnica se justificará el sistema de climatización y de producción de agua caliente sanitaria elegido desde el punto de vista de la eficiencia energética”.

En las instalaciones a las que aplique el punto 6, esta justificación incluirá “la comparación del sistema de producción de energía elegido con otros alternativos”, entendiéndose como tales aquellos que sean “viables técnica, medioambiental y económicamente, en función del clima y de las características específicas del edificio y su entorno”, como:

- d) La calefacción y refrigeración centralizada.

Caso de no haberse considerado en el diseño de partida, la recuperación del calor de condensación quedaría inmersa dentro de los requisitos del mencionado punto 6.

Por otro lado, al tratar la “Recuperación de Energía”, IT 1.2.4.5, el RITE abarca el enfriamiento gratuito por aire exterior, la recuperación de calor del aire de extracción, la estratificación, la zonificación y el ahorro de energía en piscinas.

Bajo este epígrafe, la recuperación del calor de condensación tiene su aplicación al evaluar:

- La “Zonificación” (IT 1.2.4.5.4).

En particular, las necesidades de refrigeración y calefacción simultáneas:

- El “Tratamiento de piscinas” (IT 1.2.4.5.5).

En el apartado de “Aprovechamiento de Energías Renovables” (IT 1.2.4.6), la recuperación de calor es aplicable al punto de “Climatización de espacios abiertos” (IT 1.2.4.6.4) mediante energías residuales.

En el apartado de “Limitación de la Utilización de la Energía Convencional” (IT 1.2.4.7), la recuperación está relacionada con los apartados:

- 7.1 “Limitación de la utilización de la energía convencional para la producción de calefacción”.
- 7.2 “Locales sin climatización”.
- 7.3 “Acción simultánea de fluidos con temperatura opuesta”.

4.2.1.2 Aplicaciones

Siempre que se requiera de forma simultánea refrigeración en otra zona de la instalación, el calor de condensación recuperado presenta múltiples aplicaciones:

- Climatización en instalaciones de demanda simultánea frío-calor:
 - Calentamiento de zonas.
 - Calentamiento del aire de ventilación.
 - Recalentamiento.
- Generación de agua caliente sanitaria:
 - O precalentamiento si la temperatura alcanzada no es suficiente.
- Generación de agua caliente:
 - Zonas de lavandería (hoteles, apartamentos, hospitales,...).
 - Procesos industriales.
 - Procesos de deshumidificación asociados a confort ambiental.
- Aplicación en piscinas:
 - Tratamiento en deshumidificación del ambiente.
 - Calentamiento del agua del vaso.
 - Instalaciones de Spa.

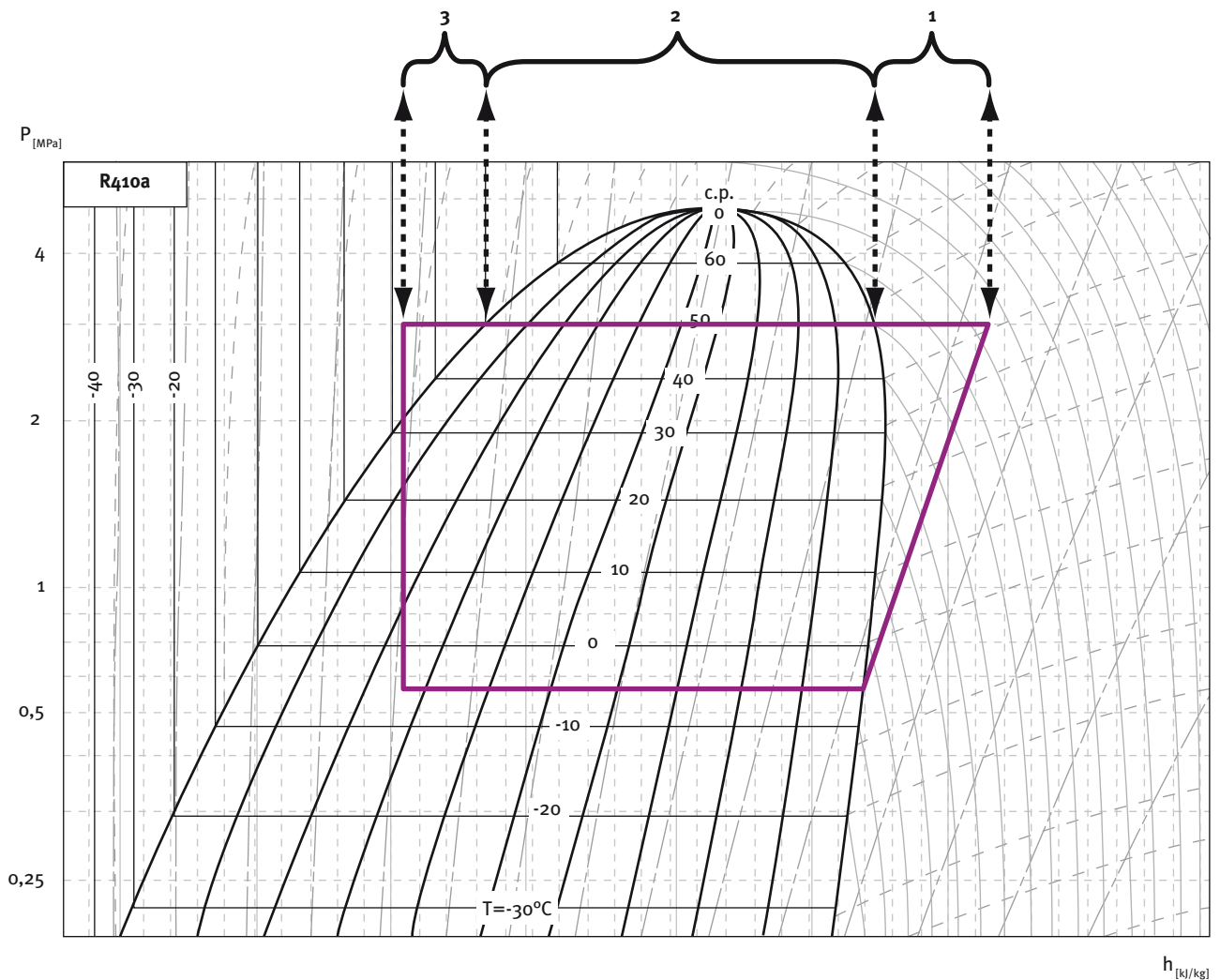
En algunas aplicaciones, puede ser necesaria la instalación de un intercambiador intermedio para la transferencia de calor entre el circuito hidráulico de recuperación y la instalación tratada. Estos casos están asociados a condicionantes de tipo:

- Efectos de corrosión (tratamiento de piscinas).
- Normativa sobre calentamiento de agua potable y riesgos de contaminación de la misma.

4.2.2 Generación de agua caliente mediante la recuperación del calor de condensación

4.2.2.1 Calor recuperado

El objetivo de los sistemas de recuperación TOTAL del calor de condensación generado en el ciclo frigorífico es el aprovechamiento de la energía representada por la suma de los diferenciales de entalpía 1,2 y 3 de la figura 4.19, para la producción de agua caliente sanitaria destinada a los usos mencionados en el apartado 4.2.1.3, previamente desarrollado.



Notas.

1. Calor de sobrecalentamiento.
2. Calor de cambio de estado de condensación.
3. Calor de subenfriamiento.
- 1+2+3. Calor TOTAL de condensación.

Figura 4.19: Ciclo frigorífico en el diagrama P-h

4.2.2.2 Medida de la eficiencia energética

En función del tipo de equipo analizado, la eficiencia energética se evaluará bajo unas condiciones específicas para cada uno de los fluidos implicados en el ciclo frigorífico.

De forma general, las enfriadoras aire-agua certifican su eficiencia energética mediante el programa LCP / A (condensadas por aire) / P (compactas) / C (solo frío) / AC (aplicaciones de aire acondicionado) de Eurovent. Este programa permite certificar equipos de hasta 600 kW, pero excluye explícitamente la recuperación de calor.

Las enfriadoras agua-agua certifican su eficiencia energética mediante el programa LCP / W (condensadas por agua) / P (compactas) / C (solo frío) / N (sin conductos) de Eurovent. Este programa permite certificar equipos de hasta 1.500 kW, pero excluye explícitamente aplicaciones de free-cooling así como de recuperación de calor.

En ausencia de Programa Eurovent específico, los ratios de eficiencia de las unidades de recuperación podrán establecerse, según los modos de trabajo, bajo las siguientes condiciones:

- Temperaturas de entrada/salida de generación de agua fría de:

12 °C/7 °C (idénticas a las del Programa LCP).

- Temperatura seca de entrada de aire exterior (unidades aire-agua):

35 °C (Programa LCP).

- Temperaturas de entrada/salida del agua de condensación (unidades agua-agua):

30 °C/35 °C (Programa LCP).

- Temperaturas de entrada/salida de generación de agua caliente recuperada:

40 °C/45 °C.

- En el caso de cargas parciales, se considerará la curva de ponderación, los ratios de carga en máquina y las temperaturas de entrada de aire establecidos en Eurovent para la determinación del ESEER.

A continuación se detallan los ratios de evaluación de la Eficiencia a Plena Carga de las unidades con capacidad de recuperación:

- Cuando el equipo aire-agua condensa exclusivamente mediante las baterías de aire o cuando la unidad agua-agua condensa exclusivamente mediante agua de torre (modo de refrigeración y modo de recuperación sin demanda de calor), la eficiencia se determina mediante un ratio idéntico al definido por Eurovent para el EER.
- Cuando el equipo aire-agua condensa exclusivamente mediante el intercambiador de agua o cuando la unidad agua-agua trabaja en régimen de aprovechamiento de la energía (modo de recuperación con demanda de calor), se podrán utilizar los siguientes ratios:

Eficiencia de Calor =
Cap. Calor Recuperado (kW) / Cap. Consumida (kW)

Eficiencia de Frío =
Cap. Frigorífica (kW) / Cap. Consumida (kW)

EER Combinado =
Cap. Frigorífica (kW) + Cap. Calor Recuperada (kW)

Capacidad Consumida (kW)

La eficiencia a carga parcial se establecerá mediante:

- Cuando el equipo aire-agua condensa exclusivamente mediante las baterías de aire o la unidad agua-agua condensa mediante la torre, utilizando un ratio de eficiencia estacional idéntico al definido por Eurovent para el ESEER.
- Cuando los equipos aire-agua o agua-agua trabajan en régimen de aprovechamiento energético del calor del ciclo, utilizando el SPLV (*System Part Load Value*) COMBINADO aportado por el fabricante, que permite considerar cargas parciales en la unidad y generación constante de agua caliente en valores próximos a 45 °C, para el perfil climático específico de la instalación evaluada.

A modo de ejemplo, supongamos un equipo aire-agua, compresor de tornillo en el entorno de los 500 kW ($\pm 5\%$).

- Si la unidad NO incorporase recuperador de calor, estaría caracterizada por los siguientes ratios de eficiencia en condiciones Eurovent:
 - Cap. Frigorífica: 522,4 kW
 - Consumo total: 156,7 kW (sin incluir bombas o elementos hidráulicos)
 - EER: 3,33
 - ESEER: 4,37
- Al incorporar la opción de condensadores de recuperación, esa misma unidad se caracterizaría por:
 - Funcionamiento condensando exclusivamente mediante ventiladores:
 - Cap. Frigorífica: 513,5 kW
 - Consumo total: 155,4 kW (según lo descrito anteriormente)
 - EER: 3,30
 - ESEER: 4,33
 - Trabajando contra las baterías de aire, la capacidad frigorífica del equipo se reduciría ligeramente frente a su versión sin recuperación.

- Funcionamiento condensando exclusivamente mediante el recuperador (en condiciones de temperatura del agua caliente de 40 °C/45 °C):
 - Cap. Frigorífica: 505,4 kW
 - Cap. Calorífica: 633,4 kW (recuperada)
 - Consumo total: 140,7 kW (según lo descrito anteriormente)
 - EER-Frío: 3,59
 - COP-Calor: 4,50
 - EER-Combinado: 8,09
- El consumo considerado es, fundamentalmente, el de los compresores.

Si la unidad es agua-agua, está equipada con compresores scroll y un condensador sin circuito de calor adicional, y su capacidad se sitúa en el entorno de los 300 kW.

- Si la unidad NO operase en recuperación de calor, estaría caracterizada por los siguientes ratios de eficiencia en condiciones Eurovent:
 - Cap. Frigorífica: 300 kW
 - Consumo total: 62 kW (sin incluir bombas o elementos hidráulicos)
 - EER: 4,84
 - ESEER: 6,38
- En la condición de recuperación de agua a 40 °C/45 °C, la misma unidad queda como sigue:
 - Cap. Frigorífica: 270 kW
 - Consumo total: 75,4 kW (según lo descrito anteriormente)
 - EER-Frío: 3,58
 - COP-Calor: 4,52
 - EER-Combinado: 8,10

- Si las condiciones de recuperación se establecieran para mayores temperaturas de salida de agua caliente, manteniendo un salto de 5 °C entre las temperaturas de entrada y salida del recuperador, se produciría un doble fenómeno al evaluar la eficiencia del equipo condensando totalmente por agua:
 - Por un lado, la capacidad frigorífica y la de calor recuperado se reducirían.
 - Por otro, los coeficientes de eficiencia de frío y calor (EER y COP), también disminuirían.
 - La situación sería la contraria al establecerse menores temperaturas de generación de agua caliente.

En el cálculo de los ratios de eficiencia considerados, se ha evaluado el consumo bajo criterios Eurovent, sin considerar el consumo asociado a bombas u otros elementos hidráulicos.

En el modo recuperación, al consumo establecido en el circuito hidráulico para la producción de agua fría (principalmente asociado al bombeo), habría que sumar el consumo del circuito hidráulico del lado de recuperación, caracterizado por su propio sistema de bombas.

4.2.2.3 Unidades aire-agua

Principios de operación

Las unidades aire-agua con capacidad para llevar a cabo el proceso de recuperación de calor incorporan, adicionalmente a las baterías refrigerante-aire, intercambiadores refrigerante-agua que pueden actuar como condensadores en el modo recuperación.

Desde el punto de vista constructivo, puede existir un único condensador de agua o múltiples intercambiadores, en función del número de circuitos frigoríficos que presente la unidad y del número de circuitos de agua que presenten los condensadores de recuperación.

Los condensadores de recuperación total más habituales son de tipo carcasa y tubos (multitubulares), tanto de expansión directa como inundados, y de placas (en los sistemas que recuperan exclusivamente el calor de la descarga de los compresores, los intercambiadores de agua suelen ser de placas).

De esta forma, estos equipos presentan dos modos de operación diferenciados:

- Modo refrigeración

En el que la unidad trabaja de forma convencional, produciendo agua fría en función de la demanda existente y disipando el calor de condensación a la atmósfera mediante la batería refrigerante-aire.

El equipo podrá trabajar con uno o más circuitos en modo refrigeración.

- Modo recuperación.

En el que la unidad producirá agua fría en función de la demanda existente y generará agua caliente al utilizar los intercambiadores de agua como condensadores.

En este modo, la unidad podrá trabajar sólo con los condensadores de agua, con ambos tipos de condensadores, agua y aire, o solo con los condensadores de aire, en función de la demanda de calor existente.

Por tanto, el equipo podrá trabajar con todos los circuitos activos en recuperación, con algún circuito activo en recuperación y otro/s en condensación por aire o podrá trabajar con todos los circuitos activos condensando por aire.

En el modo refrigeración, los límites operativos a régimen de las unidades aire-agua suelen situarse en el siguiente entorno, dependiendo de la tecnología de los equipos:

- Temperatura de salida de agua (evaporador):

- Máxima: Entre 15 y 20 °C.
- Mínima: En función del fluido utilizado y del control de la unidad, desde -10 a -12 °C.

- Temperatura de entrada del aire al condensador de aire:

- Máxima: En función de la gestión existente de la carga parcial, desde 48 a 55 °C.
- Mínima: En función del control de presión de condensación, hasta -20 °C.

En el modo recuperación, los límites operativos a régimen del condensador de agua se sitúan en el entorno de:

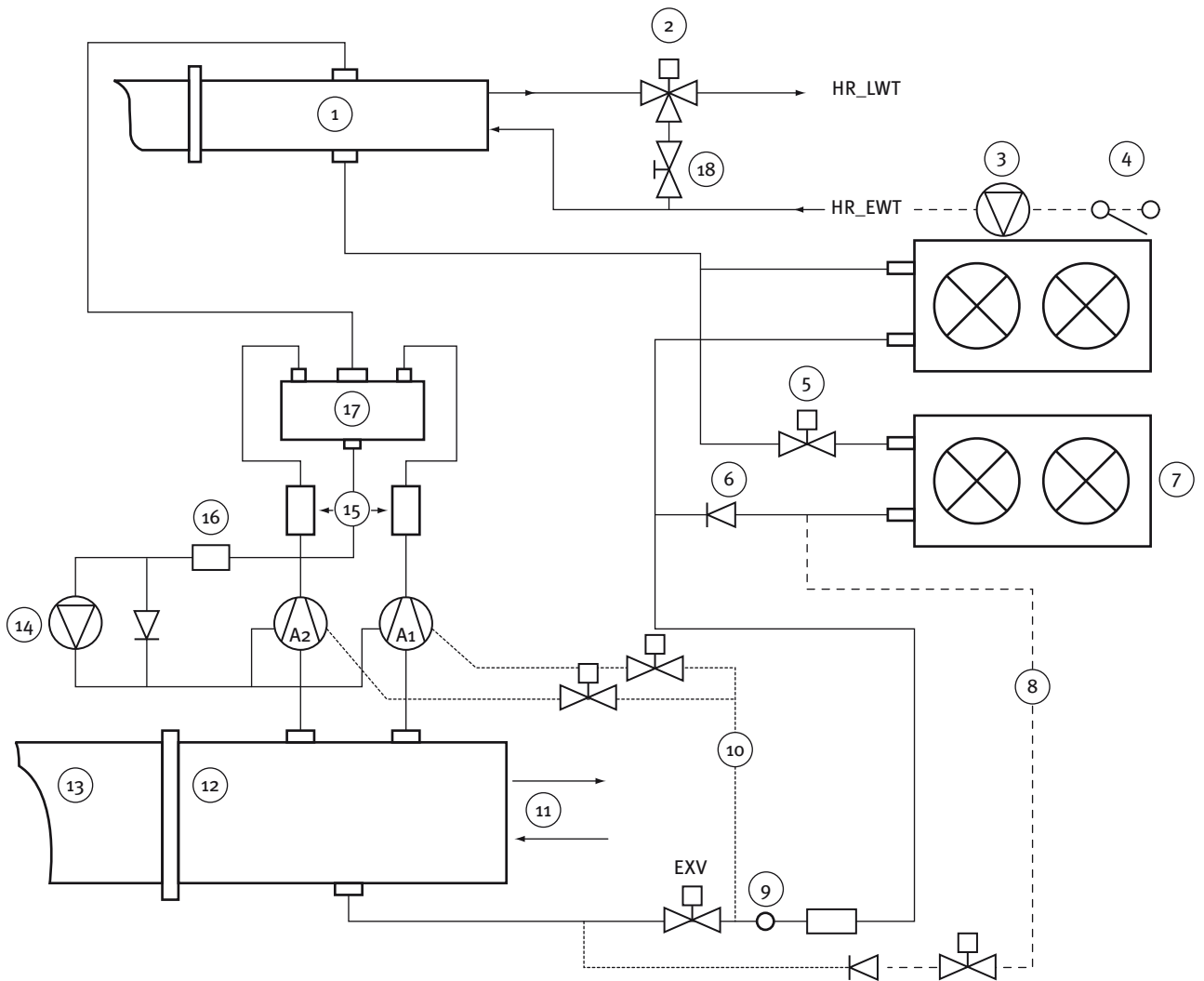
- Temperatura de salida de agua:

- Máxima: Entre 55 y 60 °C.
- Mínima: Entre 20 y 25 °C.

- Para temperaturas de entrada por debajo de 12,5-15°C (tanto en procesos de arranque como de operación a régimen), se hace necesaria la instalación de una válvula proporcional de tres vías como elemento de control de la presión de condensación.

Arquitectura constructiva: implantación, componentes y operativa

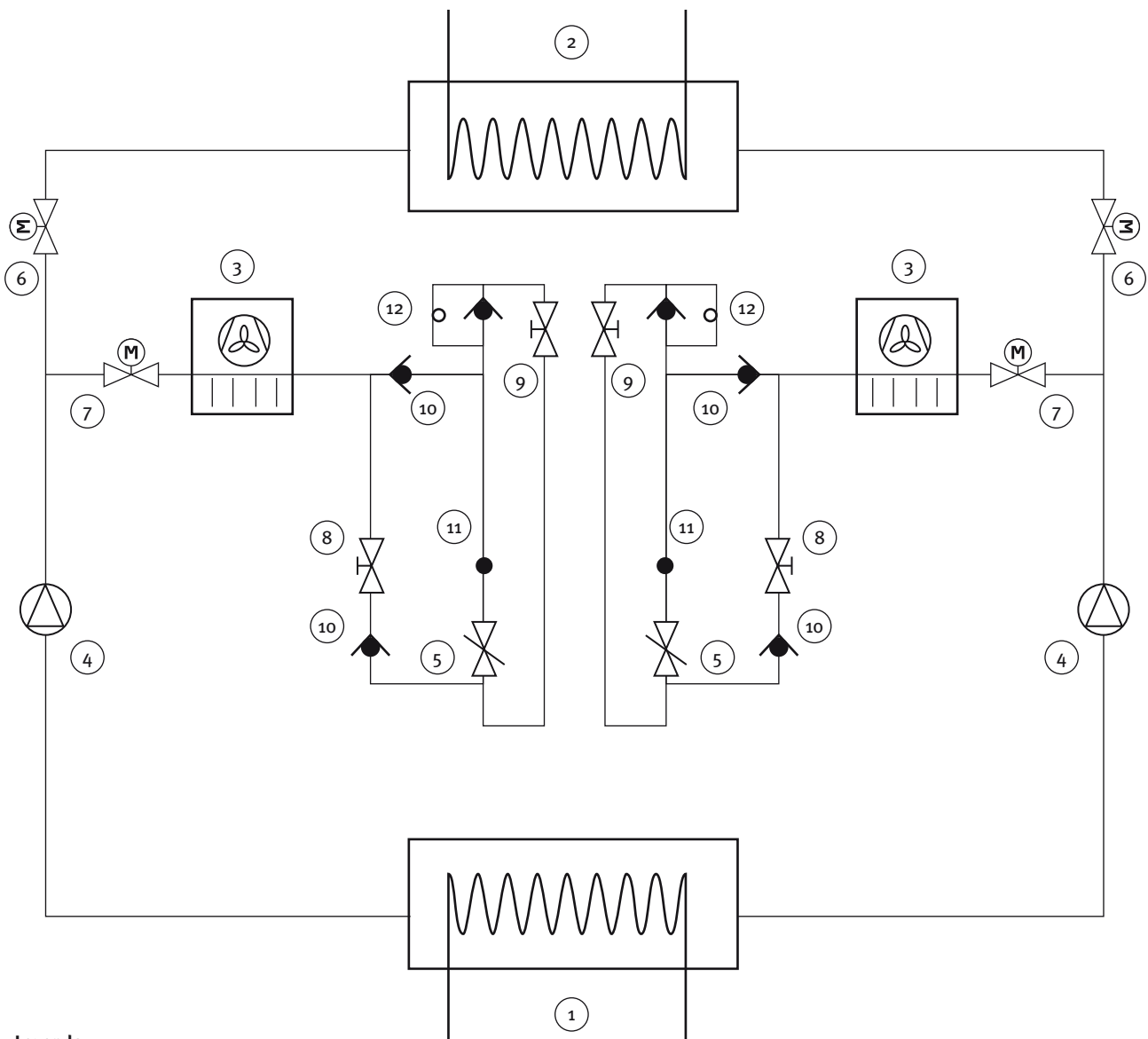
Dos son las arquitecturas viables en la implantación de los condensadores de recuperación de agua caliente en un equipo aire-agua: en serie con la baterías de aire (figura 4.20) o en paralelo con dichas baterías (figura 4.21).



Leyenda

- 1 Condensador de recuperación de calor circuito A
 - 2 Válvula de tres vías
 - 3 Bomba de condensador
 - 4 Interruptor de desconexión-dispositivo de seguridad del cliente en el circuito de agua
 - 5 Válvula de corte del condensador motorizada
 - 6 Válvula de retención del condensador
 - 7 Condensador refrigerado por aire, fuera del circuito en modo de recuperación de calor
 - 8 - - - Línea de descarga (válvula de retención y de solenoide de la línea de líquido)
 - 9 Mirilla de líquido
 - 10 Circuito de refrigeración del motor
 - 11 Entrada y salida de agua del evaporador
 - 12 Lado del evaporador circuito A
 - 13 Lado del evaporador circuito B
 - 14 Bombas de aceite
 - 15 Silenciador
 - 16 Filtro de aceite previo
 - 17 Separador de aceite circuito A
 - 18 Opción 50B (véase el diagrama en la sección "Válvula de tres vías")
- HR_EWT Entrada de agua al condensador de recuperación de calor
 HR_LWT Salida de agua al condensador de recuperación de calor
 A1, A2 Compresores

Figura 4.20: Condensadores de aire y agua en serie



Leyenda

- 1 Evaporador
- 2 Condensador de recuperación de calor
- 3 Condensador de aire (baterías)
- 4 Compresor
- 5 Dispositivo de expansión (EXV)
- 6 Válvula motorizada: modo de recuperación de calor
- 7 Válvula motorizada: modo de refrigeración
- 8 Válvula de solenoide: recuperación de carga en modo de recuperación de calor
- 9 Válvula de solenoide: recuperación de carga en modo de refrigeración
- 10 Válvula de retención
- 11 Medición de presión y temperatura para calcular el subenfriamiento del líquido para optimizar la recuperación de carga
- 12 Válvula de retención con capilar

Figura 4.21: Condensadores de aire y agua en paralelo

Los condensadores en paralelo presentan la ventaja de permitir optimizar la carga de refrigerante en la unidad aire-agua con recuperación (comparándola con la versión del equipo sin recuperación).

Si se toma como referencia actual la implantación de condensadores de agua en paralelo, ante la existencia de demanda de generación de agua caliente se establecerá el siguiente proceso funcional:

- Puesta en marcha de la bomba del condensador de recuperación.
- Verificación del estado del interruptor de flujo del circuito hidráulico de recuperación.
- Activación de la secuencia de evacuación o purga de refrigerante de las baterías de aire. Este proceso se controla en base a las temperaturas saturadas de condensación y aspiración, y al subenfriamiento:
 - Apertura mínima de la EXV (componente 5 de la figura 4.21).
 - Cierre de la válvula de aislamiento de la/s batería/s de aire (7).
 - Apertura de la válvula de aislamiento del condensador de agua (6).
 - Apertura de la solenoide de recogida de refrigerante en modo recuperación de calor (8).
 - Cierre de la solenoide de recogida de refrigerante en modo refrigeración (9).
- La secuencia será inversa cuando desaparezca la demanda de calor, llevándose a cabo la evacuación del refrigerante del condensador de agua caliente.

Gestión de la demanda

Mientras exista demanda de refrigeración, la gestión de la demanda de calefacción y la determinación de la capacidad de calor a suministrar se llevará a cabo por el control integrado en la unidad enfriadora.

En el modo de recuperación, se establecen dos bucles de control:

- Un bucle prioritario de lógica PID, asociado a la producción de agua fría.

Las necesidades de refrigeración de la instalación generan una determinada demanda que, identificada por el control del equipo, le llevará a activar un determinado % de capacidad de la unidad.

Deberá existir demanda de refrigeración para que exista recuperación. Y el control de la demanda

de refrigeración es el que determina la capacidad a activar del equipo y, por tanto, el calor a disipar disponible.

- Un bucle secundario, colateral al anterior, asociado a la producción de agua caliente mediante la recuperación.

La activación de una capacidad frigorífica específica en la unidad implicará la existencia de su correspondiente calor de condensación.

Este calor se disipará a través de las baterías de aire, de los intercambiadores de agua o de ambos, en función de la demanda de agua caliente identificada por el control del equipo.

La identificación de la demanda de calor será función de la comparación establecida entre el punto de consigna de calor configurado por el usuario y la temperatura de agua medida (retorno e impulsión) en el bucle hidráulico de recuperación.

En función de la demanda y de la velocidad de cambio de temperatura del sistema, se activará la capacidad de calor requerida. La estabilidad de la temperatura del bucle de calor será función de la capacidad del propio control y del volumen de agua de la instalación (el gobierno de esta variable puede ser especialmente significativo en aplicaciones sobre procesos industriales).

Si la capacidad de calor se gestiona mediante un número concreto de etapas (asociadas, generalmente, al número de circuitos frigoríficos existentes en la unidad):

- Los circuitos cuyo calor de condensación se requiera para cubrir la demanda de generación de agua caliente condensarán mediante el intercambiador de agua.
- El resto de circuitos condensarán mediante la batería de aire.
- Si no existe demanda de calor, todos los circuitos condensarán por aire.
- En el modo recuperación, para cada uno de los circuitos frigoríficos existirá un número máximo de cambios entre condensación por aire y condensación por agua.

El control del equipo podrá gestionar, asimismo, la/s bomba/s del condensador de recuperación, la seguridad asociada a la detección de caudal de agua, las protecciones anticongelación por condiciones ambien-

tales externas y la presión de condensación. La protección anticongelación incluye procesos de activación de la bomba y del calefactor del condensador en función de la temperatura exterior.

Cuando la temperatura de entrada del agua del circuito de recuperación es baja (ver apartado de “principios de operación”) es recomendable la instalación de una válvula proporcional de tres vías, comandada por el control del equipo, al objeto de estabilizar la presión de condensación, garantizar el funcionamiento de la recuperación y mantener la temperatura de salida. O bien una bomba de caudal variable.

En las figuras 4.22 y 4.23 se detallan algunas implantaciones comunes en el bucle hidráulico de recuperación.

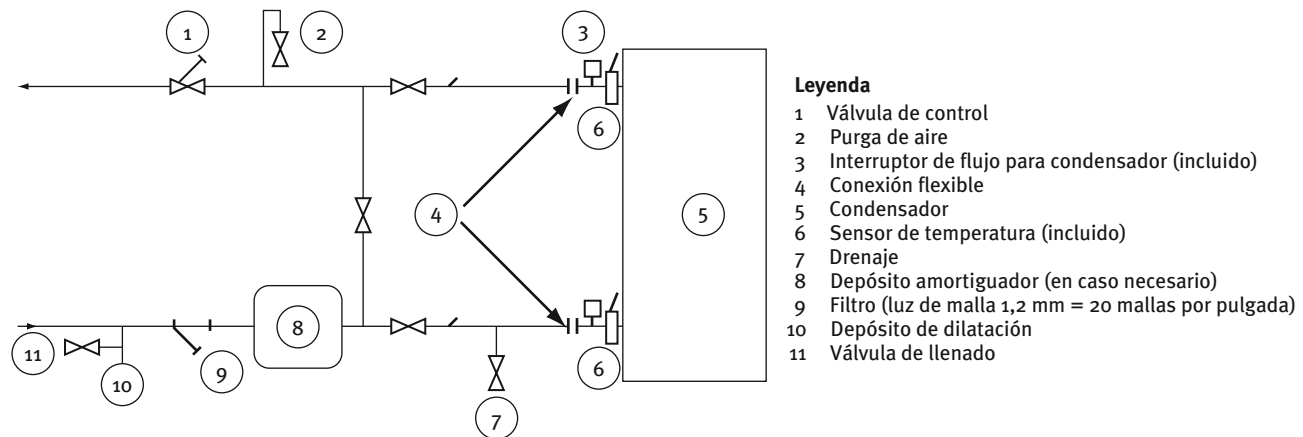


Figura 4.22

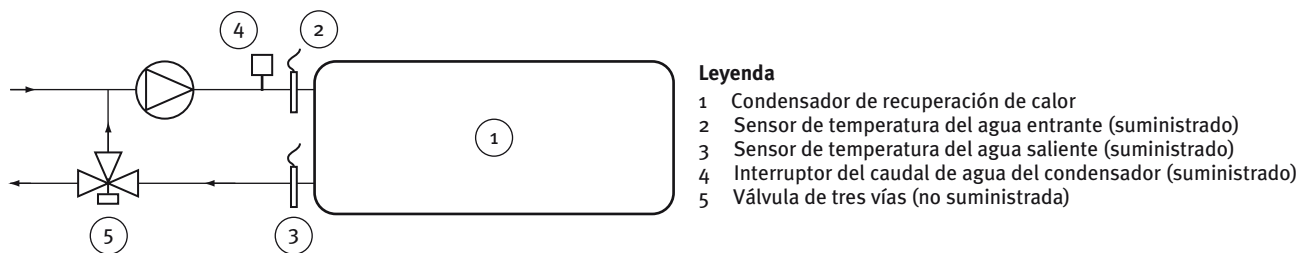


Figura 4.23

Simulación energética

Para la elaboración de este ejemplo se ha optado por analizar una instalación del sector hotelero, realizando, mediante aplicaciones informáticas específicas, simulaciones energéticas para un periodo completo de un año.

Estas simulaciones incluirán tanto el establecimiento de los consumos de energía anuales como los ahorros energéticos y los niveles de emisiones de CO₂ asociados a que hubiere lugar en cada uno de los escenarios planteados.

Las consideraciones generales de diseño aplicadas en el análisis se estructuran bajo los siguientes parámetros:

- Como perfil climático de referencia, se ha utilizado el facilitado por el CIEMAT para Madrid: se utilizarán los datos climatológicos medios estadísticos para cada hora del año (Madrid TMY - Typical Meteorological Year).
- Los perfiles de carga y los horarios de funcionamiento se corresponden con los de las aplicaciones tipo del sector:
 - Horario de operación de la instalación: 24 horas/día, 365 días/año.
 - Perfil de cargas lineal desde la capacidad frigorífica máxima de la enfriadora a 36,2 °C, hasta una carga del 30% de la capacidad frigorífica máxima de la enfriadora a 16 °C de temperatura exterior.

En la figura 4.24 se detalla el perfil climático de Madrid y las curvas de carga de refrigeración para cuatro instalaciones tipo con necesidades de 250 kW / 500 kW / 1.000 kW / 1.400 kW.

El número total de horas-año correspondientes a cada temperatura exterior (para el perfil climático seleccionado y la programación horaria detallada para la instalación) establece el tiempo durante el cual podrán entrar en funcionamiento los equipos y cuáles serán las condiciones de trabajo asociadas a dicha operación. En base a estas variables, el proceso de simulación energética evaluará los rendimientos propios de cada unidad.

Asimismo, en la simulación energética se consideran las curvas de carga o, lo que es lo mismo, los hipotéticos perfiles de demanda de la instalación. Estos perfiles determinan el régimen operativo o porcentaje de capacidad exigible al equipo analizado, permitiendo así considerar el efecto que tiene la eficiencia a carga parcial sobre el cómputo energético global.

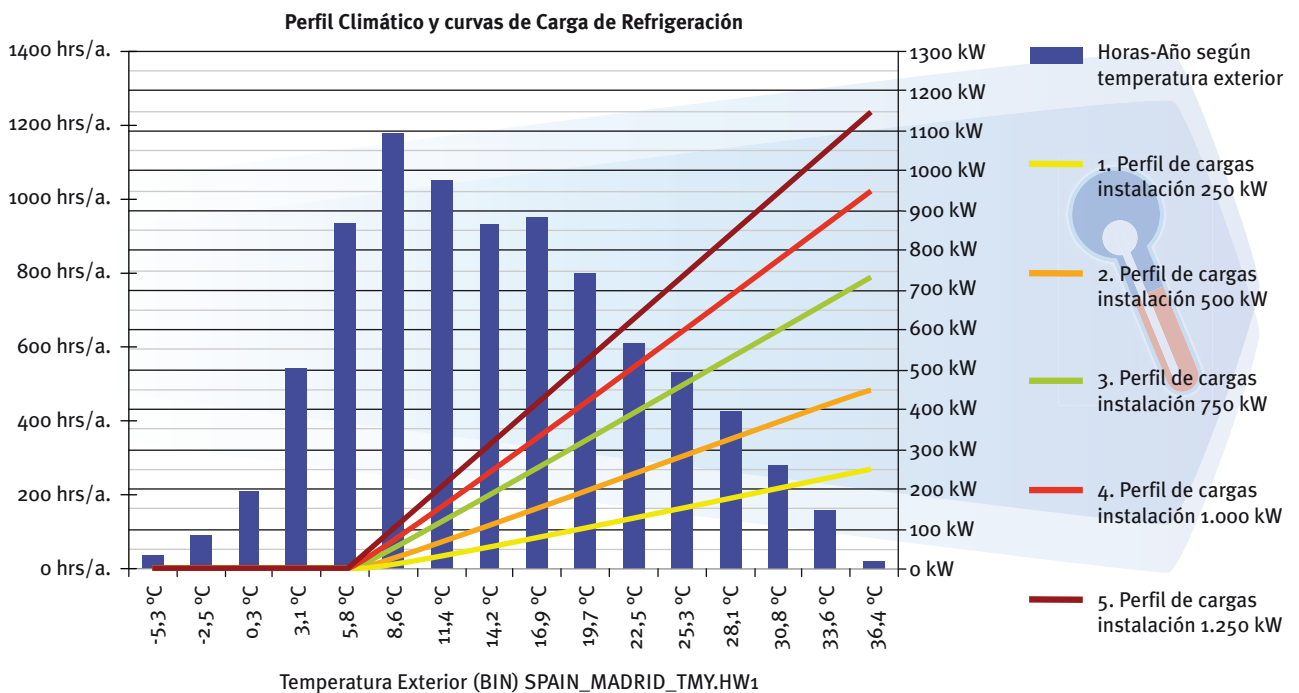


Figura 4.24

Por lo que respecta al tipo de unidad implicado en el diseño del proyecto, para evaluar la eficiencia energética de la recuperación de calor, se comparará el comportamiento de dos equipos en tres escenarios diferentes de climatización (figura 4.25).

Sistema 1: utilización de una enfriadora aire-agua sin recuperación de calor. El modelo seleccionado es una unidad de tornillo con gestión de capacidad mediante válvula de corredera, refrigerante R-134a y evaporador inundado.

No se considera la aplicación de sistemas free-cooling en las enfriadoras, sea por migración de refrigerante o mediante baterías agua-aire adicionales.

Sistema 2: utilización de la misma unidad enfriadora aire-agua del Sistema 1, equipada en este caso con la opción de recuperación de calor.

El modelo recoge el comportamiento de la unidad si ésta no llegase a entrar en el modo recuperación (al no

existir demanda de agua caliente), trabajando exclusivamente mediante condensación por aire.

Sistema 3: utilización de la misma unidad enfriadora aire-agua del Sistema 1, equipada en este caso con la opción de recuperación de calor.

El modelo recoge el comportamiento de la unidad generando agua caliente (trabajando exclusivamente mediante condensación por agua) y se caracteriza por:

- El equipo presentará dos ratios de rendimiento energético a plena carga: uno asociado a la capacidad de refrigeración y otro asociado a la capacidad de generación de agua caliente.
- A carga parcial se ha optado por considerar los ratios de rendimiento combinado, como variables representativas del comportamiento en recuperación.

Instalación de referencia: 500 kW			
Sistema	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
Tipo sistema	1 x enfriadora aire/agua	1 x enfriadora aire/agua	1 x enfriadora aire/agua
Refrigerante	R-134 a	R-134 a	R-134 a
Modelo analizado	Unidad con compresores de tornillo. Equipo sin opción de recuperación de calor.	Unidad con compresores de tornillo. Equipo con opción de recuperación de calor. Condensando por aire.	Unidad con compresores de tornillo. Equipo con opción de recuperación de calor. Condensando por agua.
EER (Eficiencia a plena carga s/Eurovent)	3,33	3,30 (1)	3,59 frío (2)
COP (Eficiencia a plena carga)	n.a.	n.a.	4,50 calor (2)
EER combinado (Eficiencia a plena carga)	n.a.	n.a.	8,09 (2)
ESEER (Eficiencia a carga parcial/Eurovent)	4,37	4,33 (1)	x
SPLV (Eficiencia a carga parcial)	4,67	4,63	7,78/3,48 (3)

Notas.

(1). Ratios fuera del Programa de Certificación Eurovent. Calculados bajo las condiciones del Programa LCP de Eurovent.

(2). Ratios fuera del Programa de Certificación Eurovent. Calculados en las siguientes condiciones simultáneas de temperatura de agua fría y caliente: 12 °C/7 °C y 40 °C/45 °C, respectivamente.

(3). Ratio de eficiencia a carga parcial COMBINADA / En REFRIGERACIÓN fuera del Programa Eurovent. Calculado en las siguientes condiciones simultáneas de temperatura de agua fría y caliente, mantenidas de forma constante: Salida agua fría a 7 °C y salida de agua caliente en el entorno de 45 °C.

Figura 4.25

Por tanto, para la simulación energética se tendrán en cuenta:

- Las curvas de carga o demanda de la instalación.
- El número total de horas-año en cada condición de temperatura exterior que, según lo descrito, es función de los horarios de funcionamiento de la instalación y del perfil climático preestablecido.
- Los rendimientos energéticos de los equipos según los porcentajes de capacidad que sea preciso activar (plena carga y carga parcial) y las condiciones de trabajo.
- Unos factores de suciedad de 0,0180 m²K/kW, tanto en evaporador como en condensador.
- Una generación continua de agua caliente en el sistema 3, asumiendo que existe demanda suficiente para aprovechar dicha capacidad calorífica.

En las figuras 4.25, 4.26 y 4.27 se detallan los resultados de la evaluación, incluyendo:

- Condiciones de temperatura exterior.
- Carga del edificio.
- Capacidad frigorífica generada.
- Eficiencia en la generación de la capacidad frigorífica.
- Capacidad calorífica generada.
- Eficiencia combinada de las capacidades de frío y calor generadas.
- Consumo energético.
- Nivel de emisiones de CO₂.

Sistema 3. Unidad con opción de recuperación. Trabajando bajo demanda continua de agua caliente							
Bin temp. (°C)	Carga edificio (kW)	Horas funcionamiento (h)	Energía frigorífica (kWh)	EER refrigeración	Calor recuperado (kW)	Energía recuperada (kWh)	Eficiencia combinada
36,4	490	20	9.801	4,35	605,81	12.116	9,70
33,6	446	160	71.360	4,17	551,41	88.226	9,32
30,8	402	279	112.156	4,22	497,01	138.666	9,46
28,1	358	427	152.860	4,33	442,61	188.995	9,65
25,3	314	530	166.407	4,46	388,21	205.753	10,03
22,5	270	610	164.684	4,10	333,81	203.626	9,15
19,7	226	801	180.998	3,58	279,41	223.811	8,02
16,9	182	954	173.592	3,02	225,01	214.664	6,78
14,2	138	932	128.576	2,40	170,62	159.014	5,41
11,4	94	1.051	98.743	1,72	116,22	122.144	3,82
8,6	50	1.180	58.935	0,96	61,82	72.944	2,15
5,8	6	938	5.571	0,31	7,42	6.958	0,71
		7.882	1.323.684			1.636.917	

Figura 4.26

	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	
	Capacidad generada anual			
Eficiencia carga parcial	4,67	4,63	7,78	SPLV
Incremento de la eficiencia	x	x	67,30	% S3 v S1
Capacidad refrigeración aportada	1.323.684	1.323.684	1.323.684	kWh/año
Capacidad calefacción aportada	n.a.	n.a.	1.636.917	kWh/año
	Consumo energético anual			
	287.047	289.606	456.737	kWh/año
	Emisiones de CO ₂ asociadas al consumo energético			
Conversión: 0,649 Kg CO ₂ / kWh	186	188	296	T/año
	Ahorro de emisiones asociado a la recuperación			
Conversión: 0,3827 Kg CO ₂ / kWh	n.a.	n.a.	626	T/año

Figura 4.27

Conclusiones:

- Frente a un equipo aire-agua sin opción de recuperación, la incorporación de dicha opción reducirá ligeramente la eficiencia energética en refrigeración a plena carga y a carga parcial de la unidad recuperadora, cuando ésta condense exclusivamente mediante aire.
- Cuando la unidad con la opción de recuperación condense exclusivamente por agua, su eficiencia en refrigeración a plena carga será superior a la eficiencia energética a plena carga de dicho equipo condensando exclusivamente por aire. Sin embargo, la eficiencia en refrigeración a carga parcial será menor, dado que el funcionamiento parcial del sistema irá parejo a la necesidad de mantener la temperatura de salida del agua caliente recuperada en el entorno

de los 45 °C (no se producirá una reducción significativa de la temperatura del agua caliente).

- Esta menor eficiencia parcial en refrigeración queda compensada por una elevada eficiencia combinada (considerando de forma simultánea la capacidad aportada en refrigeración y calefacción).

Obtener valores de incremento en el entorno del 65-70% frente a la eficiencia del sistema sin recuperación es una situación factible.

- La menor eficiencia en refrigeración a carga parcial implicará un mayor consumo para conseguir generar la misma capacidad frigorífica anual.
- Este mayor consumo es uno de los costes de operación asociados a la producción de agua caliente.

4.2.2.4 Unidades agua-agua

Principios de operación

Las unidades agua-agua, con capacidad para llevar a cabo el proceso de recuperación de calor, pueden ser de dos tipos si nos atenemos a la parte constructiva frigorífica:

- a) Incorporando un circuito de calor extra del tipo carcasa-tubos (multitubulares), refrigerante-agua, y quedando por lo tanto con un intercambiador que dispone de 3 circuitos independientes.

Circuito N° 1: El refrigerante circula por el interior de la carcasa y exteriormente a los tubos.

Circuito N° 2: El agua de enfriamiento que proviene de la torre de refrigeración** circula a través de los tubos, por su propio circuito.

Circuito N° 3: El agua para calefacción*, que recupera el calor sobrante, circula a través de los tubos por su propio circuito.

* Torre de refrigeración, de pozo, de río, de agua de mar, etc.

** Calefacción, proceso industrial, etc.

El intercambiador de calor, en su lado “agua de recuperación”, está calculado para poder disipar todo el calor generado por el sistema, igual que en el lado “torre de refrigeración***”.

- b) Sin incorporar circuito adicional. Que a su vez pueden ser de dos tipos si nos atenemos a la parte electrónica de control. Es decir, la máquina podrá estar gestionada mediante diferentes alternativas de control:

I) La unidad dispone de un único punto de consigna que permite controlar la demanda de frío. Las etapas de compresión se activarán en función de la demanda de refrigeración existente y el calor de condensación evacuado permitirá producir agua caliente mediante dispositivos externos auxiliares que regularán la temperatura.

II) La unidad dispone de dos consignas alternativas de temperatura. Una permite controlar

en base a la demanda de frío –como en el caso anterior. La otra permite gestionar el equipo en base a las necesidades del lado de calor. Cuando trabaja controlando por calor se activarán las etapas de compresión para satisfacer la consigna de temperatura del lado de condensación. Se generará una capacidad de refrigeración asociada que deberá ser disipada en el evaporador y que quedará controlada solamente por el límite que marque el dispositivo antihielo que llevan todas las enfriadoras. Podemos decir entonces que la máquina recupera frío. A este tipo de máquinas se las denomina también “máquinas de calor”.

De esta forma, tanto en un tipo como en el otro, estos equipos presentan dos modos de operación diferenciados:

- Modo refrigeración

En el que la unidad trabaja de forma convencional, produciendo agua fría en función de la demanda existente y disipando el calor de condensación mediante un sistema de enfriamiento por agua, comúnmente una torre de refrigeración, aunque también en sistemas de geotermia o de aguas subterráneas.

El equipo podrá trabajar con uno o más circuitos en modo refrigeración.

- Modo recuperación

- Unidades con intercambiador con circuito adicional diferenciado, en el que la unidad producirá agua fría en función de la demanda existente y generará agua caliente al utilizar el circuito N° 3, anulando parcial o totalmente la disipación del calor a través de la torre de refrigeración**.

- Unidades con el mismo intercambiador sin incorporación de otro circuito adicional. Se produce agua fría en el evaporador con el único límite del antihielo y el control del proceso se hace por el lado del calor. La bomba adaptará el caudal a la potencia que se va a disipar, por ser diferente a la que se daría trabajando en condiciones más bajas de temperatura –ver figura 1-.

En ambos casos, el equipo podrá trabajar con todos los circuitos activos en recuperación, en

función de la capacidad que se haya de disipar y la cantidad de calor demandada en función de las necesidades térmicas.

Tanto en modo refrigeración como en modo recuperación los límites vienen marcados por:

- El tipo de refrigerante (cada refrigerante tiene sus propias propiedades físicas: la presión de condensación, punto crítico, etc.).
- Limitaciones mecánicas del equipo: compresor, espesor de los tubos, etc.

Límites aproximados operativos a régimen del circuito de recuperación de calor:

- Temperatura de salida de agua caliente de recuperación:

– Máxima: Entre 55 y 60 °C.

– Mínima: Entre 20 y 25 °C.

- Para temperaturas de entrada por debajo de 12,5-15°C (tanto en procesos de arranque como de operación a régimen), se hace necesaria la instalación de una válvula proporcional de tres vías como elemento de control de la presión de condensación.

La arquitectura típica de una enfriadora con recuperación de calor mediante un intercambiador de calor con 3 circuitos independientes se muestra en la figura 4.28:

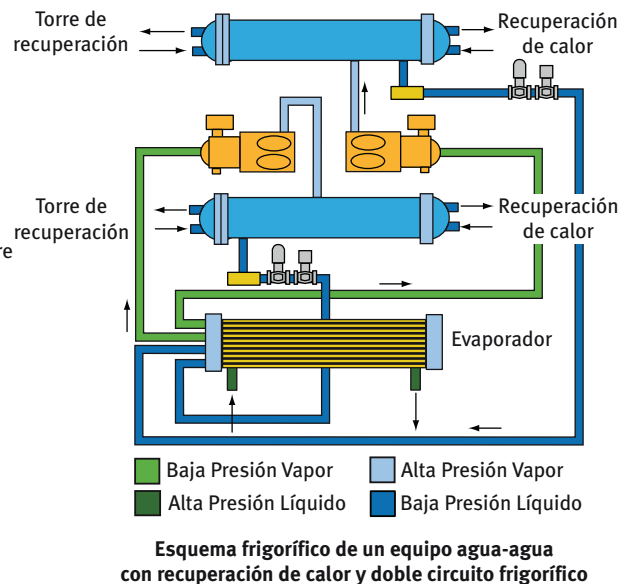
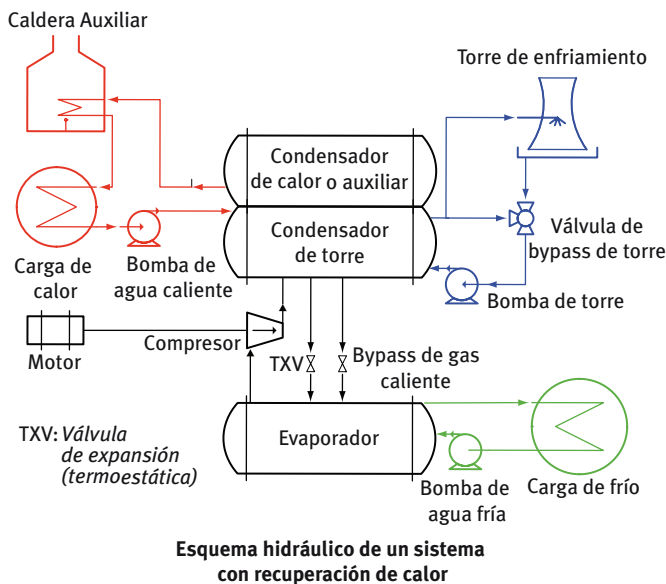


Figura 4.28: Arquitectura típica con 3 circuitos independientes

Gestión de la demanda

Es la misma que la especificada para el caso aire-agua, excepto que en modo recuperación la activación de una capacidad frigorífica específica en la unidad implicará la existencia de su correspondiente calor de condensación.

Este calor se disipará a través del circuito conectado a la torre de refrigeración, o a través del circuito conectado al sistema de calefacción (circuito de recuperación) en función de la demanda de agua caliente

identificada por el control del equipo o ambos (si las necesidades térmicas son inferiores a la capacidad calorífica a disipar).

Instalaciones de múltiples productores

Hasta ahora hemos hablado prácticamente de sistemas de generador único pero merece la pena que analicemos las instalaciones de múltiples productores combinadas, cómo influye en la adaptabilidad y en el rendimiento la disposición de las enfriadoras y el modo de control dentro de sistemas desacoplados.

Analizaremos 3 casos que por su importancia pueden resultar esclarecedores, aunque hay innumerables diseños hidráulicos que cada uno aporta sus peculiaridades y que asociados cada uno a una lógica de control, se adaptarán mejor o peor al perfil de necesidades de calor y de frío de la instalación.

Caso de diseño estándar desacoplado

En la figura 4.29 podemos ver en un sistema de múltiples enfriadoras la combinación de una de ellas sin recuperación con otra/s de recuperación. Se trataría de un sistema desacoplado con caudal variable en el secundario y constante en primario.

Vamos a asumir que la demanda de calor es mayor que la que una sola enfriadora proporciona y el control se hace por frío, por lo que el sistema controla la temperatura de frío.

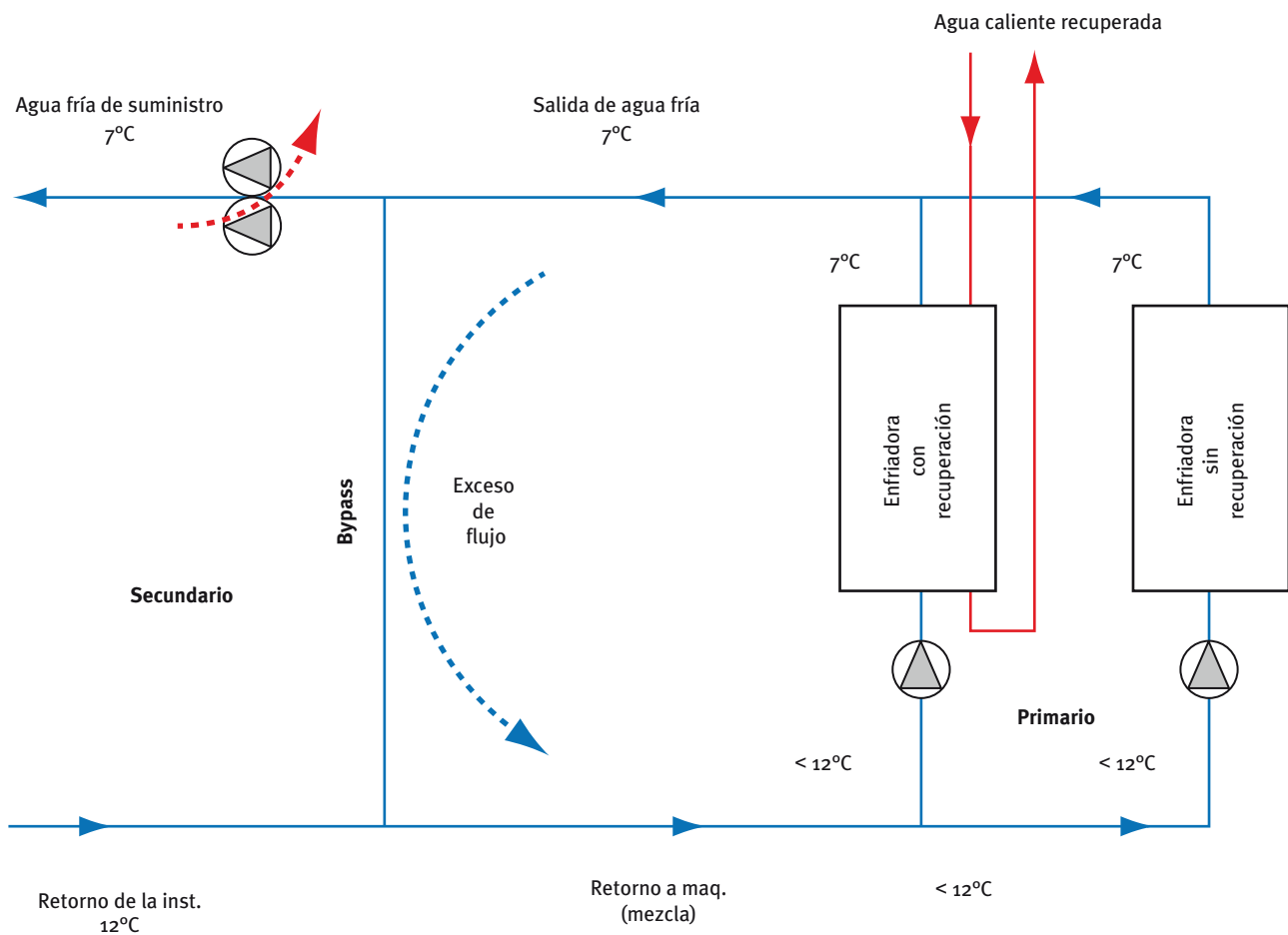


Figura 4.29: Diseño estándar desacoplado

Este sistema, en estas condiciones, dejará de tener flujo en el bypass, pero para el resto de condiciones sí que lo tendrá y si tenemos en cuenta que la máquina más eficiente será la de recuperación, quizá ésta no sea la mejor disposición, porque la máquina de recuperación se descargará tanto como las demás al verse controlada por la misma temperatura de retorno.

Caso de sistema desacoplado con diseño de carga preferente en frío

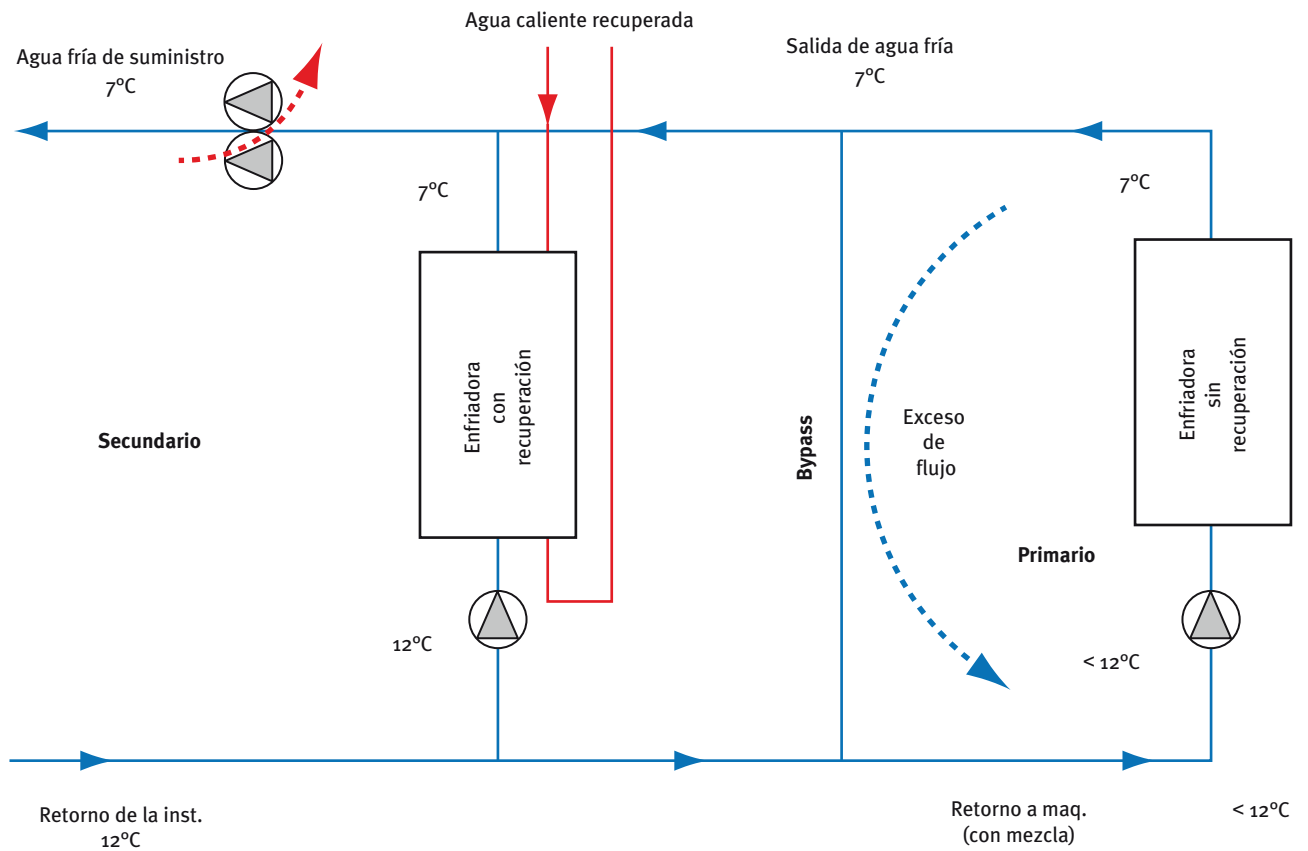


Figura 4.30: Sistema desacoplado con diseño de carga preferente en frío

Como se puede apreciar en la figura 4.30 la enfriadora a la izquierda del bypass –al estar en un sistema de caudal variable– recibe el retorno constante para cargas superiores a su capacidad. Dicho de otra manera, es la que se carga preferentemente. Si los sensores están bien posicionados y la secuencia se hace correctamente es la máquina que primero funciona y no arrancarías otra hasta no estar ésta al 100%. De ese modo queda garantizado el máximo rendimiento siempre que haya donde disipar el calor

Caso de sistemas desacoplados paralelos con acoplamiento lateral o side stream

Para los casos en los que la demanda de calor sea variable y no ocupe una máquina al 100%, se utiliza este tipo de implantación hidráulica (figura 4.31). Y se diferencian del anterior en que el control de la enfriadora se hace por calor, siendo esto lo preferencial. Por lo que podemos decir que lo que la máquina recupera es frío.

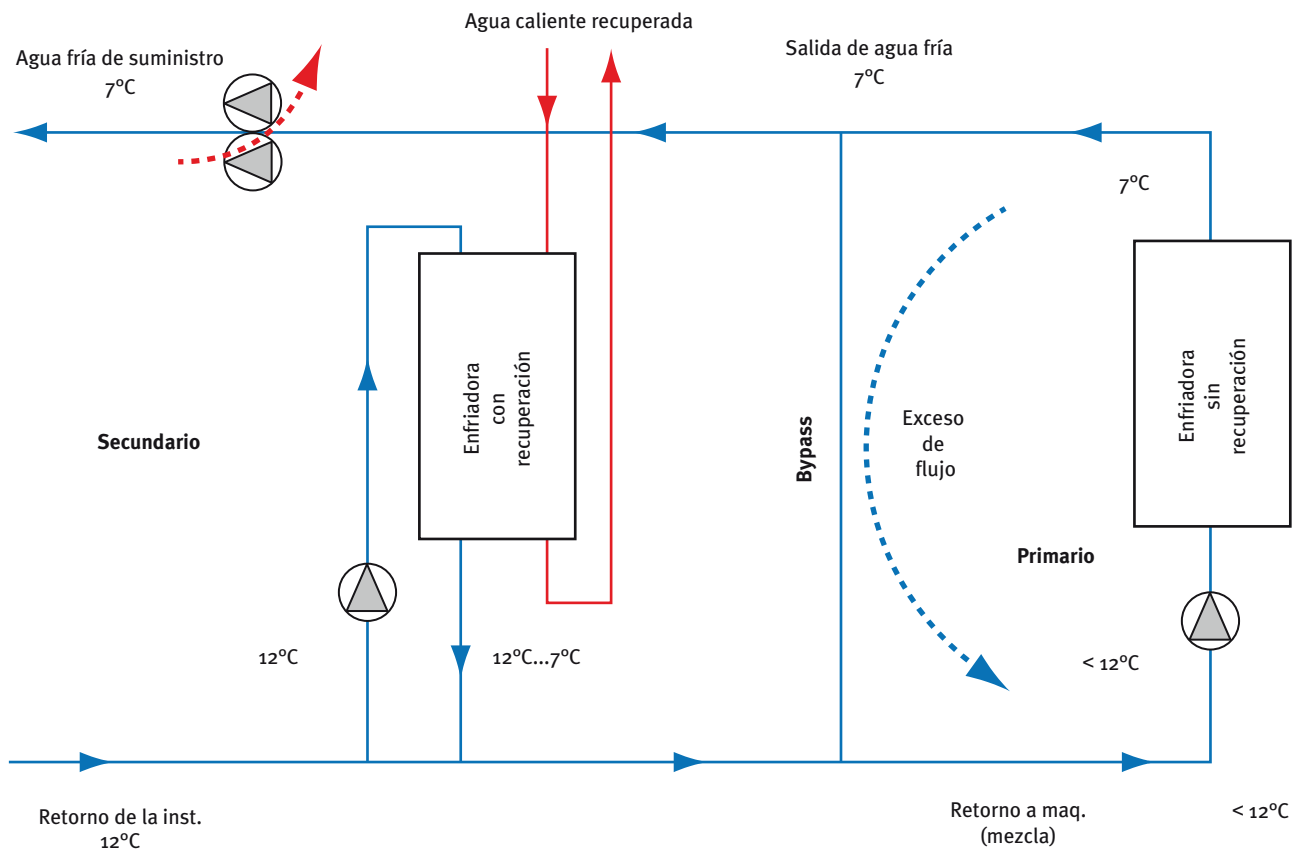


Figura 4.31: Sistemas desacoplados paralelos con acoplamiento lateral o *side stream*

Como vemos, por definición –caudal variable– el sistema retornará a 12 °C y la máquina enfriará su caudal dependiendo de lo que esté cargada por el lado de calor. Siendo éste un parámetro que le marcará el lado de calor. De este modo la enfriadora siempre que haya un mínimo de demanda de frío estará en orden de funcionamiento para calor. Y además será la primera que se cargue al no entrar en las rotaciones. Dando el máximo rendimiento al sistema.

Simulación energética

Para la elaboración de este ejemplo se ha optado por analizar una instalación del sector residencial, realizando, mediante aplicaciones informáticas específicas, simulaciones energéticas para un periodo completo de un año.

Las consideraciones generales de diseño aplicadas en el análisis se estructuran bajo los siguientes parámetros:

- Como perfil climático de referencia, se ha utilizado el facilitado por el CIEMAT para Madrid:

se utilizarán los datos climatológicos medios estadísticos para cada hora del año (Madrid TMY - Typical Meteorological Year).

- Los perfiles de carga y los horarios de funcionamiento se corresponden con los de las aplicaciones tipo del sector:
 - Horario de operación de la instalación: 24 horas/día, 365 días/año.
 - Perfil de cargas lineal desde la capacidad frigorífica máxima de la enfriadora a 36,4 °C, hasta una carga del 71% de la capacidad frigorífica máxima de la enfriadora a 16 °C de temperatura exterior.

En la figura 4.32 se detalla el perfil climático de Madrid y las curvas de carga de refrigeración para la instalación con necesidades de 450 kW.

El número total de horas-año correspondientes a cada temperatura exterior (para el perfil climático selec-

cionado y la programación horaria detallada para la instalación) establece el tiempo durante el cual podrán entrar en funcionamiento los equipos y cuáles serán las condiciones de trabajo asociadas a dicha operación. Asimismo, en la simulación energética se consideran la curva de carga o, lo que es lo mismo, el hipotético perfil de demanda de la instalación. Este perfil determina el régimen operativo o porcentaje de capacidad exigible al equipo analizado, permitiendo así considerar el efecto que tiene la eficiencia a carga parcial sobre el cómputo energético global.

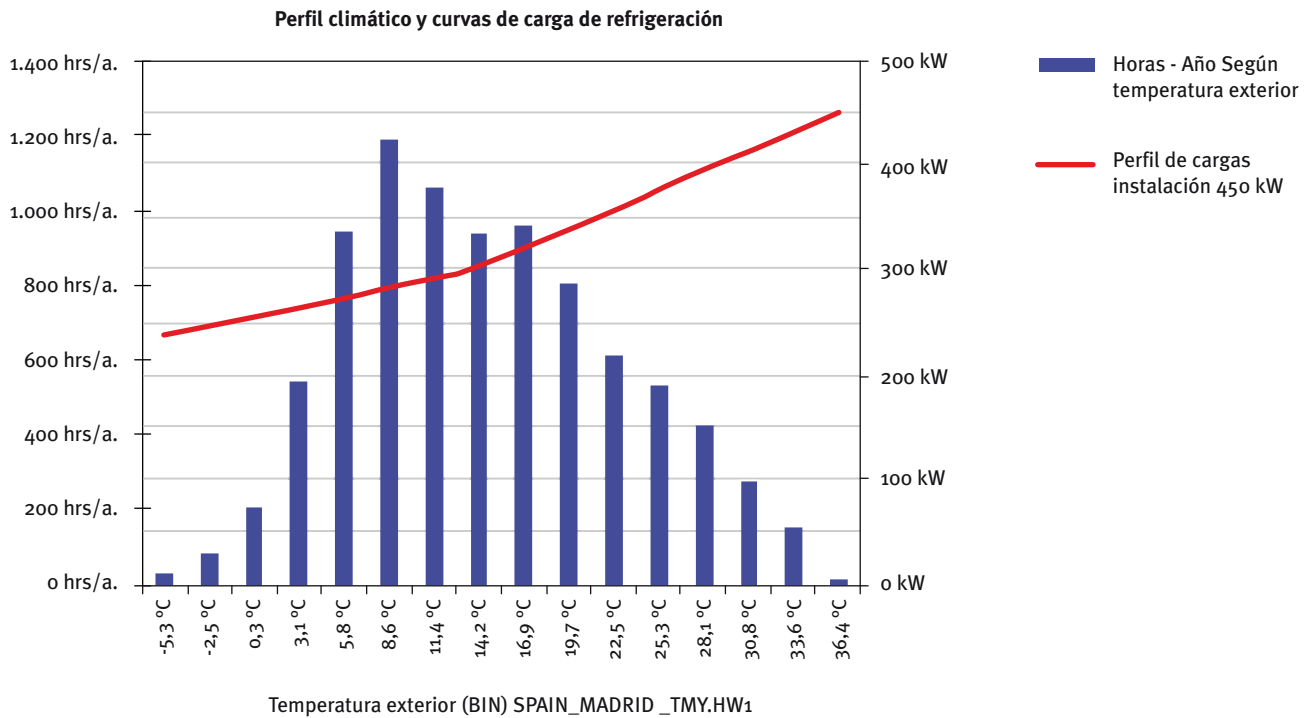


Figura 4.32: Perfil de carga

Por lo que respecta al tipo de unidad implicado en el diseño del proyecto, para evaluar la eficiencia energética de la recuperación de calor, se comparará el comportamiento de dos tipos de enfriadora en dos escenarios diferentes de climatización (figura 4.33).

Sistema 1: utilización de una enfriadora agua-agua sin recuperación de calor. El modelo seleccionado es una unidad de tornillo con gestión de capacidad mediante válvula de corredera, refrigerante R-134a y evaporador inundado. Para hacer el estudio coherente se utiliza una máquina con la opción de alta temperatura de condensación aunque no se utilice. La curva de descenso de la temperatura de condensación desciende con la carga hasta los 20 °C, que es el mínimo de funcionamiento para algunas unidades.

Sistema 2: utilización de la misma unidad enfriadora agua-agua del Sistema 1, equipada en este caso con

la opción de recuperación de calor. Entendiendo que en el estudio siempre hay suficiente demanda de calor. Precalentamiento de ACS en un gran sistema de almacenamiento. La temperatura de condensación se mantiene constante en la entrada de la unidad a 40 °C, siendo variable la de salida de la enfriadora.

El modelo recoge el comportamiento de la unidad generando agua caliente y se caracteriza por:

- El equipo presentará dos ratios de rendimiento energético a plena carga: uno asociado a la capacidad de refrigeración y otro asociado a la capacidad de generación de agua caliente.
- A carga parcial se ha optado por considerar los ratios de rendimiento combinado, como variables representativas del comportamiento en recuperación.

Instalación de referencia: 500 kW		
Sistema	Sistema 1	Sistema 2
Tipo sistema	1 x enfriadora aire/agua	1 x enfriadora aire/agua
Refrigerante	R-134 a	R-134 a
Modelo analizado	Unidad con compresores de tornillo. Equipo con opción de recuperación de calor. Condensando por agua de torre	Unidad con compresores de tornillo. Equipo con opción de recuperación de calor. Condensando por agua
EER (Eficiencia a plena carga s/Eurovent)	5,26 (1)	3,76 Frío (2)
COP (Eficiencia a plena carga)	n.a.	4,66 calor (2)
EER combinado (Eficiencia a plena carga)	n.a.	8,42 (2)
ESEER (Eficiencia a carga parcial/Eurovent)	7,00 (1)	x
SPLV (Eficiencia a carga parcial)	6,44	8,48/3,78 (3)

Notas.

- (1). Ratios fuera del Programa de Certificación Eurovent. Calculados bajo las condiciones del Programa LCP de Eurovent.
- (2). Ratios fuera del Programa de Certificación Eurovent. Calculados en las siguientes condiciones simultáneas de temperatura de agua fría y caliente: 12 °C/7 °C y 40 °C/45 °C, respectivamente.
- (3). Ratio de eficiencia a carga parcial COMBINADA / En REFRIGERACIÓN fuera del Programa Eurovent. Calculado en las siguientes condiciones simultáneas de temperatura de agua fría y caliente, mantenidas de forma constante: Salida agua fría a 7 °C y salida de agua caliente en el entorno de 45 °C.

Figura 4.33

Por tanto, para la simulación energética se tendrán en cuenta:

- Las curvas de carga o demanda de la instalación.
- El número total de horas-año en cada condición de temperatura exterior que, según lo descrito, es función de los horarios de funcionamiento de la instalación y del perfil climático preestablecido.
- Los rendimientos energéticos de los equipos según los porcentajes de capacidad que sea preciso activar (plena carga y carga parcial) y las condiciones de trabajo.
- Unos factores de suciedad de 0,0180 m²K/kW, tanto en evaporador como en condensador.

En la figura 4.34 se detallan los resultados de la evaluación, tanto en lo que a consumo energético se refiere, como a nivel de emisiones de CO₂.

	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
	Capacidad generada anual		
Eficiencia carga parcial	6,44	8,48	SPLV
Incremento de la eficiencia	x	31,70	% S2 v S1
Capacidad refrigeración aportada	2.752.328	2.752.328	kWh/año
Capacidad calefacción aportada	n.a.	3.418.985	kWh/año
	Consumo energético anual		
	427,380	726,361	kWh/año
	Emisiones de co ₂ equiv. 0,649 Kg/kwh		
	277,370	471,408	kg/año
	Ahorro de co ₂ térmicos equiv. 0,3827 Kg/kwh		
	0	1.308.446	kg/año
	Emisiones absolutas de co ₂		
	277.370	-837.037	kg/año
	Diferencia de emisiones de co ₂		
		-1.114.407	kg/año

Figura 4.34: Resumen resultados simulación

Conclusiones

- Una enfriadora en ciclo de recuperación con una temperatura más alta que la que pudiera tener de la torre va a ver aumentado su consumo. Y más todavía si la temperatura del lado de calor se ha de mantener constante.
- Podemos observar que el consumo del sistema de nuestro ejemplo se ha incrementado en casi 300.000 kWh gracias a los cuales se han obtenido 3.418.985 kWh en el lado de calor. Por lo que podríamos decir que el COP para obtener estos kW es superior a 11 si se contemplase aisladamente la recuperación.

Es necesario conocer el perfil de carga diario de frío y de calor porque podría ocurrir que la demanda de calor fuese opuesta a la de frío y –a no ser que se acumule, con el incremento de costes que ello supone– no se pueda dar la situación de poder recuperar calor.

Asimismo, es necesario analizar el citado perfil diario porque, especialmente en los sistemas de precalentamiento de ACS en hoteles de ciudad, se dan puntas de consumo en horarios en los que el sistema no está en carga, impidiendo cubrir esa demanda.

4.2.2.5 Unidades agua-aire. Aprovechamiento para deshumectación

Fundamentos del sistema y del ahorro energético

La producción de agua caliente en una bomba de calor agua-aire puede lograrse, básicamente, mediante dos métodos:

- Recuperación total del calor cedido en el condensador cuando la unidad funciona en modo refrigeración.
- Recuperación parcial del calor mediante un dispositivo des-recalentador o *desuperheater*, independientemente de que el equipo funcione en modo recuperación o en modo calefacción.

De estas dos soluciones, la primera se emplea en la práctica únicamente en aplicaciones de deshumidificación proporcional como la que vamos a ver a continuación.

La segunda solución se emplea con frecuencia en aplicaciones residenciales geotérmicas, y por su interés se explica con mayor detalle en el apartado 4.2.3.5 de esta guía.

El fundamento de la recuperación total del calor se muestra en el diagrama de Mollier representado en la figura 4.35. Durante el funcionamiento en modo frío, cuando existe demanda de refrigeración en los locales climatizados, se toma aire de éstos y se hace pasar por una batería de tratamiento que funciona como evaporador frigorífico; con ello, se está retirando energía térmica de dicha corriente de aire retornado de los locales. El aire, al pasar por la batería de tratamiento y ceder calor, pierde temperatura y, en ocasiones, humedad absoluta, al alcanzarse la temperatura de rocío. A continuación se envía de nuevo a los locales que se quiere climatizar, más frío y con menor contenido absoluto de humedad.

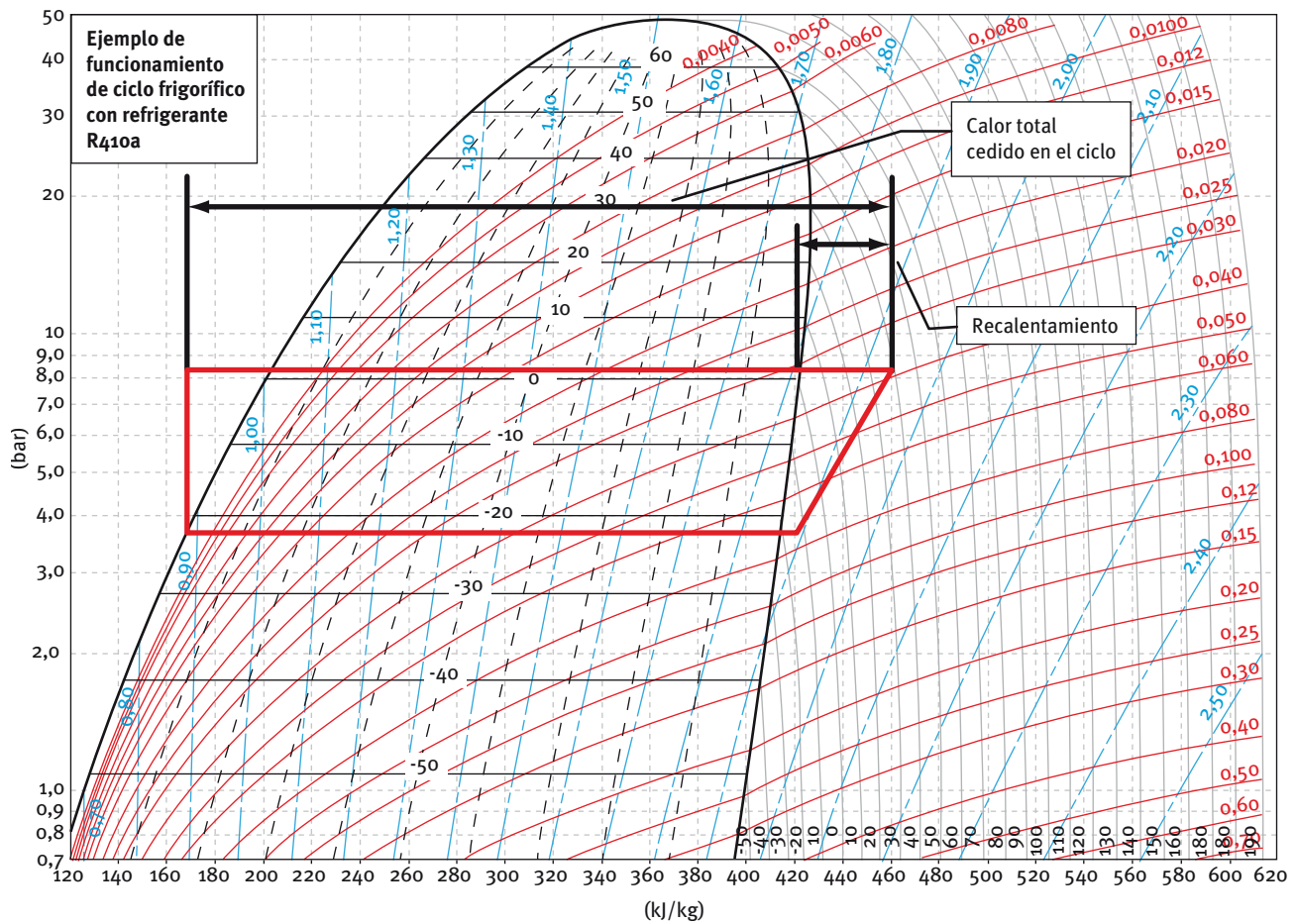


Figura 4.35: Ciclo frigorífico representado en un diagrama de Mollier

En zonas climáticas de alta humedad relativa, el intentar alcanzar la temperatura de consigna implicaría la consecución, en paralelo, de una humedad relativa más alta de lo deseado, lo que generaría una falta significativa de confort. Una solución técnicamente viable, pero descartada por su escasa eficiencia energética y por estar limitada por la reglamentación, sería realizar un recalentamiento del aire a la salida del evaporador con una batería eléctrica.

Ahora bien, existe otra posibilidad que cuenta con el visto bueno reglamentario y no supone consumos adicionales de energía: podemos emplear el calor cedido en el condensador para realizar un recalentamiento proporcional del aire deshumidificado que sale del evaporador, elevando su temperatura hasta alcanzar un nivel adecuado.

En el diagrama psicrométrico que se muestra a continuación (figura 4.36) puede observarse el proceso de recalentamiento.

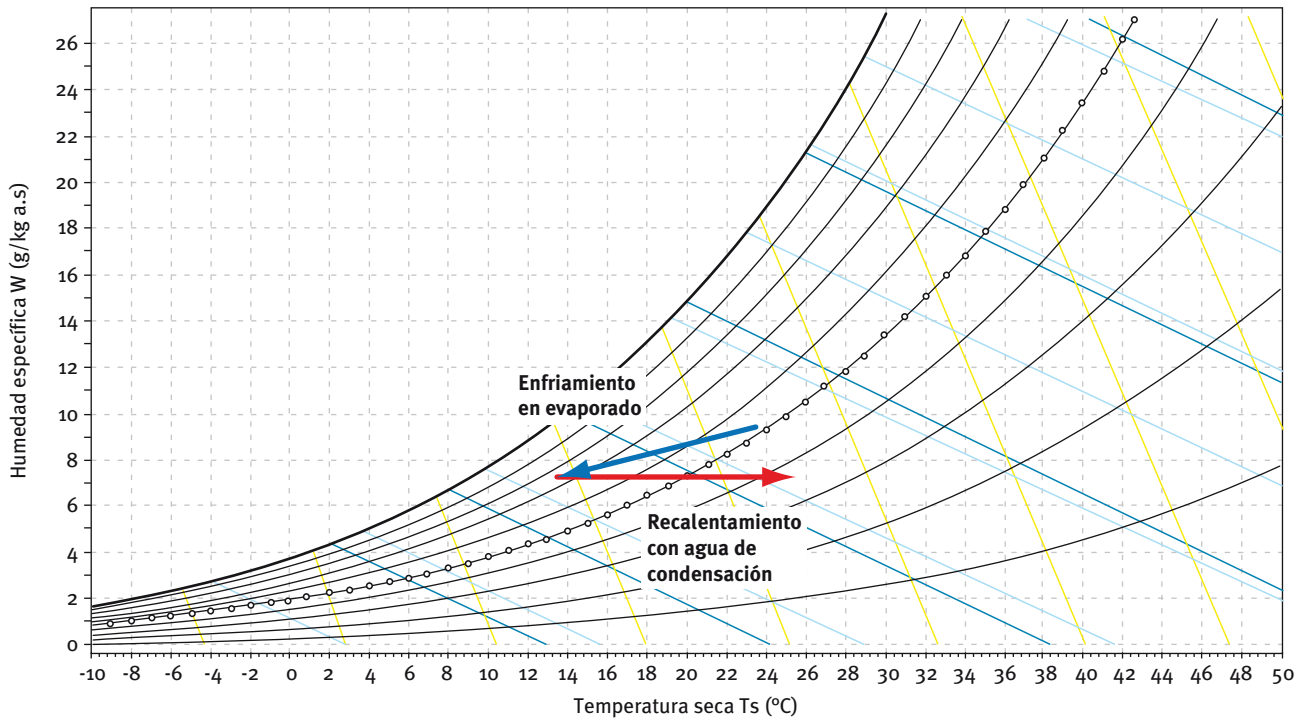


Figura 4.36: Proceso de deshumidificación: enfriamiento y poscalentamiento del aire

Esquema de funcionamiento básico

A continuación se muestra (figura 4.37) un montaje típico que permite aprovechar el agua caliente del condensador para realizar el recalentamiento proporcional del aire enfriado:

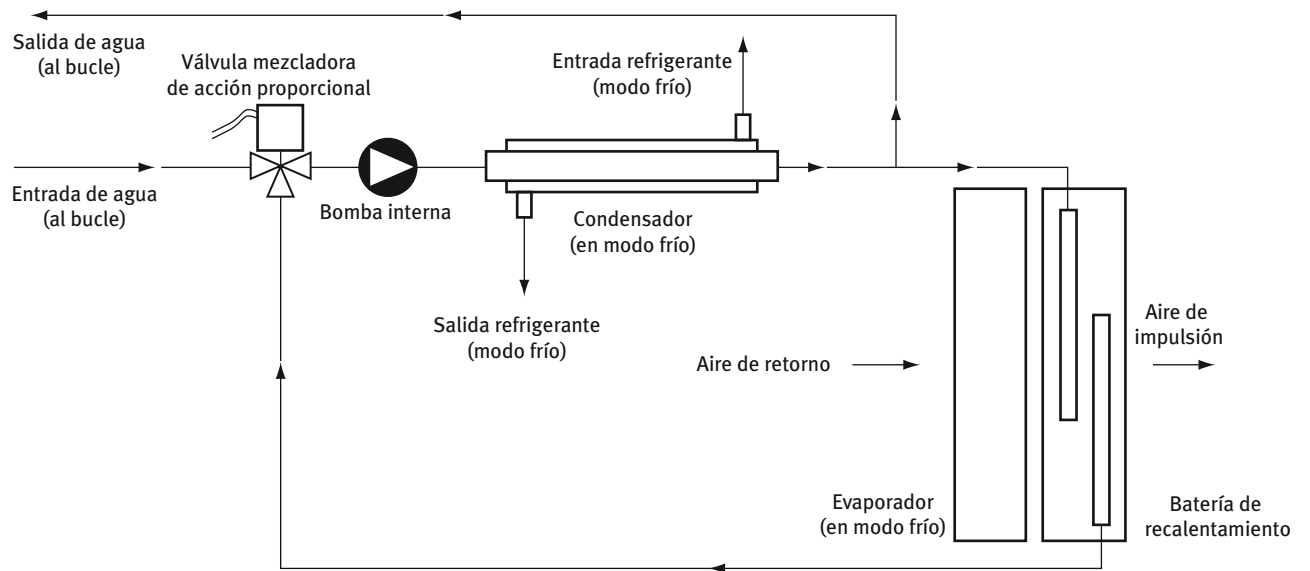


Figura 4.37: Esquema de principio hidráulico de una bomba de calor agua-aire con dispositivo de recalentamiento

En el esquema se aprecia el bucle interno que deriva el agua caliente desde la salida del condensador hasta la batería de recalentamiento, mediante el concurso de una bomba y por activación de la válvula mezcladora.

Frente a otros sistemas de recalentamiento, como aquellos que derivan refrigerante a un condensador refrigerante-aire colocado a continuación del evaporador, el control proporcional es mucho más sencillo, y el equipo en conjunto resulta más fiable y de fabricación más económica.

Variantes y posibilidades de instalación

Existen equipos comerciales que llevan integrados todos los elementos necesarios para realizar la función de deshumidificación. No obstante, se trata de un montaje que se puede realizar a medida a partir de cualquier bomba de calor agua-agua o agua-aire.

Consumos eléctricos

Tal y como se ha indicado, se debe considerar el consumo adicional de la bomba de circulación, que debe seleccionarse para el caudal nominal de condensación y para vencer la pérdida de carga en la batería de poscalentamiento.

Igualmente, el ventilador de impulsión de la unidad de tratamiento debe vencer la pérdida de carga adicional en aire de la batería de poscalentamiento, por lo que existirá un pequeño incremento en el consumo.

Estrategia de control

Actuando proporcionalmente sobre la válvula mezcladora en función de una señal analógica procedente del aire impulsado al local, se puede regular la capacidad de la batería de recalentamiento y mantener la temperatura de impulsión constante, independientemente de la temperatura de retorno.

Igualmente, es posible inhibir el funcionamiento del dispositivo de recalentamiento cuando mediante una sonda higrotérmica se detecte que la humedad relativa es la adecuada.

Conclusiones

En la práctica, se tiene un recalentamiento casi gratuito, puesto que los consumos adicionales (la bomba de circulación, principalmente) son mínimos.

Y, al emplear una energía residual que de otro modo se perdería, el sistema es plenamente admisible desde el punto de vista de la reglamentación.

Ejemplo

Tomemos una bomba de calor agua-aire reversible de 8,1 kW de capacidad frigorífica nominal:

Modo frío:

Capacidad frigorífica: 7.940 W

Consumo eléctrico: 1.850 W

Calor cedido al bucle: 9.790 W

EER: 4,30

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 30 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 27 °CBS/19 °CBH

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

En caso de realizar un recalentamiento proporcional con batería de poscalentamiento hidrónica empleando el agua caliente procedente del condensador, se empleará una bomba de recirculación que moverá un caudal que permita una temperatura de trabajo más elevada, en torno a 50 °C a la salida del condensador. En esas condiciones, se modifica el punto de trabajo del compresor y el consumo eléctrico, por tanto, varía, quedando los datos de funcionamiento así:

Modo frío:

Capacidad frigorífica: 6.870 W

Consumo eléctrico: 2.390 W

Calor cedido al bucle: 9.260 W

EER: 2,87

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 45 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 27 °CBS/19 °CBH

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

Pérdida de carga en el condensador: 27,6 kPa

Consumo eléctrico bomba circulación: <50 W

Incremento de consumo de ventilador: <50 W

Vemos que se produce una merma en la capacidad y un incremento del consumo eléctrico, lo que da lugar a un rendimiento inferior. Los cálculos son:

Pérdida de capacidad: $7.940 - 6.870 = 1.070$ W

Rendimiento EER: 2,87

Consumo eléctrico bomba de calor: 2.390 W

Consumo eléctrico bomba de circulación: 100 W

Capacidad calorífica de recalentamiento: 9.260 W

Potencia adicional consumida durante el modo de recalentamiento:

- Consumo adicional en el grupo frigorífico:
 $2.390 - 1.850 = 540$ W
- Consumo adicional en la bomba de circulación: 50 W
- Consumo adicional en ventilador de impulsión: 50 W
- Suma de consumos adicionales al funcionar el recalentamiento: 640 W

- Rendimiento COP del proceso de calefacción para recalentamiento: $9.260/640 = 14,5$

- Emisiones de CO₂ por kWh de energía térmica aprovechada para el proceso de recalentamiento:
 $(1/14,5) \text{ kW} \times 1 \text{ h} \times 0,649 \text{ kg CO}_2/\text{kWh} = 0,448 \text{ kg CO}_2$.

Deshumectación en piscinas climatizadas

El ejemplo propuesto es el de una piscina polivalente, que tiene unas dimensiones de lámina de agua de 416,5 m², (25 x 16,66 m) y profundidad media de 1,6 m (volumen 665 m³) con una ocupación de 90 ocupantes (70 bañistas + 20 espectadores).

Las condiciones interiores se han escogido teniendo en cuenta el RITE 2007 (IT 1.1.4.1.2, apartado 3), y son:

- Condiciones interiores: temperatura seca 27,5 °C y 60% de humedad relativa (HR).
- Temperatura agua del vaso: 26 °C.
- Horario de apertura al público: de 9 a 23 h.

El ejemplo se desarrolla en cuatro ciudades: Bilbao, Barcelona, Madrid y Sevilla, correspondientes a las zonas climáticas I, II, IV y V.

Con los datos anteriores se puede obtener que la cantidad de agua evaporada por hora (Me en kg/h) durante el día (las 14 horas de uso) y la noche (agua en reposo y con barrera térmica) para cada localidad son los siguientes:

Flujo másico de agua evaporada por m ² de día (14 h)				
	Zona I	Zona II	Zona IV	Zona V
	Bilbao	Barcelona	Madrid	Sevilla
Me (kg/h)	130,3	128,8	139,9	130,3
(kg/h / m ²)	0,313	0,309	0,336	0,313
Flujo másico de agua evaporada por m ² de noche (10 h)				
	Zona I	Zona II	Zona IV	Zona V
	Bilbao	Barcelona	Madrid	Sevilla
Me (kg/h)	5,06	5,0	5,46	5,06
(kg/h / m ²)	0,0121	0,012	0,0131	0,0121

Si se deshumecta con aire exterior, el caudal a introducir se puede evaluar a partir del balance de materia del agua aportada de la evaporación y el eliminado por ventilación, cuyo caudal V_{ae} (m³/h) se calcula a partir de la cantidad de agua evaporada me y de la diferencia entre la humedad absoluta del aire interior (W_{ai}) y la del exterior (W_{ae})

$$V_{ae} = ve \cdot m_e / (W_{ai} - W_{ae})$$

siendo ve el volumen específico del aire.

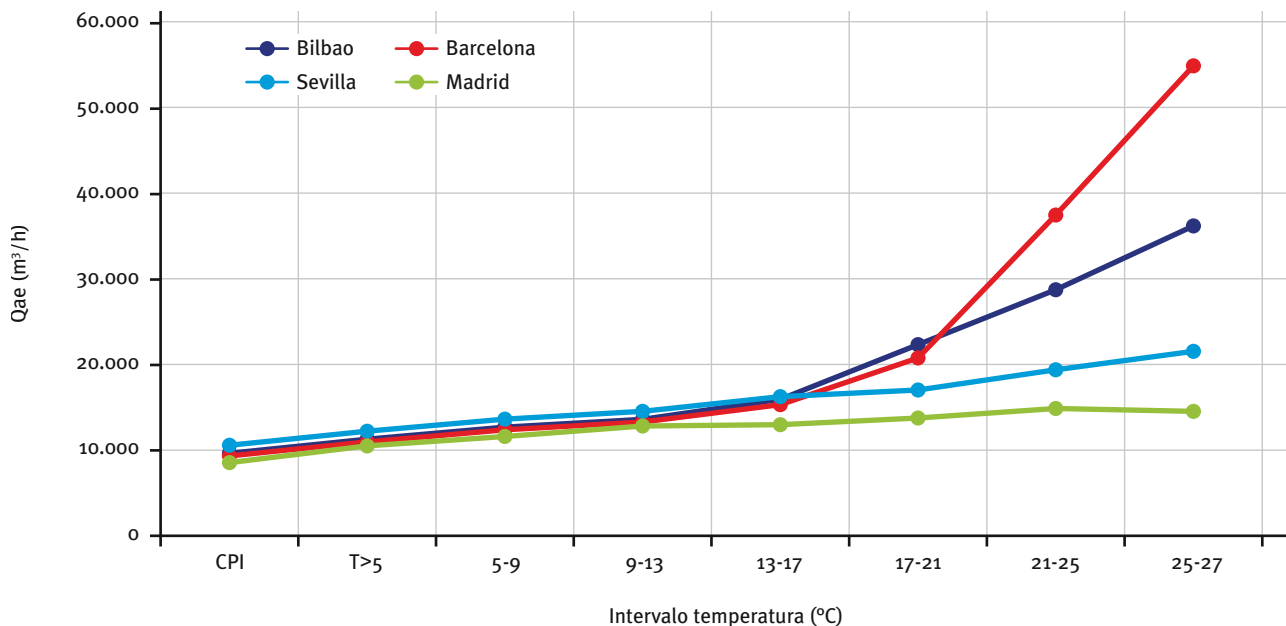
Como ejemplo, en la tabla se muestran los valores de caudal de aire (V_{ae}) en Barcelona, en función de los diferentes intervalos de temperatura exterior:

CAUDAL AIRE EXTERIOR NECESARIO ZONA II. BARCELONA HORARIO 09-23 H

Intervalo T. seca TS (°C)	Fi (%)	T. seca TS (°C)	Hum. abs. ($W_{ai} - W_{ae}$) (kg_a/kg_{as})	V_{ae} (m^3/h)
CPI	0,00	0,1	0,0102	9.876
T < 5	0,72	4,2	0,0093	10.918
5-9	7,43	7,6	0,0088	11.688
9-13	20,96	11,1	0,0082	12.708
13-17	22,80	14,9	0,0072	14.680
17-21	20,96	18,9	0,0054	19.866
21-25	20,44	22,9	0,0029	37.420
25-27	6,69	25,9	0,0020	54.568

y en la gráfica se recogen los resultados para las cuatro ciudades analizadas en el ejemplo.

Caudal aire exterior necesario



Una vez determinado el caudal de aire exterior necesario para la deshumidificación, se pueden evaluar las necesidades térmicas para mantener las condiciones interiores. La demanda energética dependerá del caudal de aire introducido (determinado por las condiciones de deshumidificación), pérdidas de calor del vaso (evaporación, renovación de agua y conducción por las paredes) y las pérdidas de transmisión por las paredes del recinto.

A continuación se muestran los valores de los requerimientos térmicos del agua del vaso:

- Potencia y energía térmica necesaria para deshumectación con aire exterior:

$$Q_c = V_{ae} \rho C_p (T_i - T_s)$$

donde: V_{ae} (m^3/s): Caudal aire exterior

En la tabla siguiente aparecen las potencias medias anuales ponderadas con las frecuencias de cada intervalo y también la demanda energética (kWh) anual en la que se habrá considerado un número total de horas de funcionamiento de 4.050 horas/año (3.780 horas en el día y 270 horas equivalentes en la noche suponiendo que la lámina de agua tiene la barrera térmica).

	Zona I Bilbao	Zona II Barcelona	Zona IV Madrid	Zona V Sevilla
Potencia media (kW)	62	61	51	50
Energía anual (kWh)	252.821	248.617	205.039	202.950

- Pérdidas de calor del agua del vaso

En la tabla siguiente se presentan los valores para las cuatro zonas analizadas de la potencia térmica necesaria (Qt) para compensar las pérdidas y las demandas energéticas anuales (kWh en temporada de 270 días) del vaso.

	Bilbao	Barcelona	Madrid	Sevilla
Potencia total diaria (kW)	127	126	134	127
Demanda diaria (Kwh)	565.110	560.790	591.570	565.110

- Deshumectación con bomba de calor (BC) con recuperación de calor

El sistema se basa en utilizar el calor de condensación del agua del aire de la piscina en la batería deshumectadora (expansión directa o batería de agua), que a través de los correspondientes circuitos frigoríficos se cede a los condensadores (de expansión directa o de agua) con el fin de aprovechar este calor recuperado para calentamiento del aire ambiente, del agua del vaso o precalentamiento de ACS.

El esquema de funcionamiento correspondiente a una bomba de calor tipo aire-aire (en una aplicación de bomba de calor agua-agua más una UTA el esquema sería conceptualmente el mismo) se muestra en la siguiente figura 4.38:

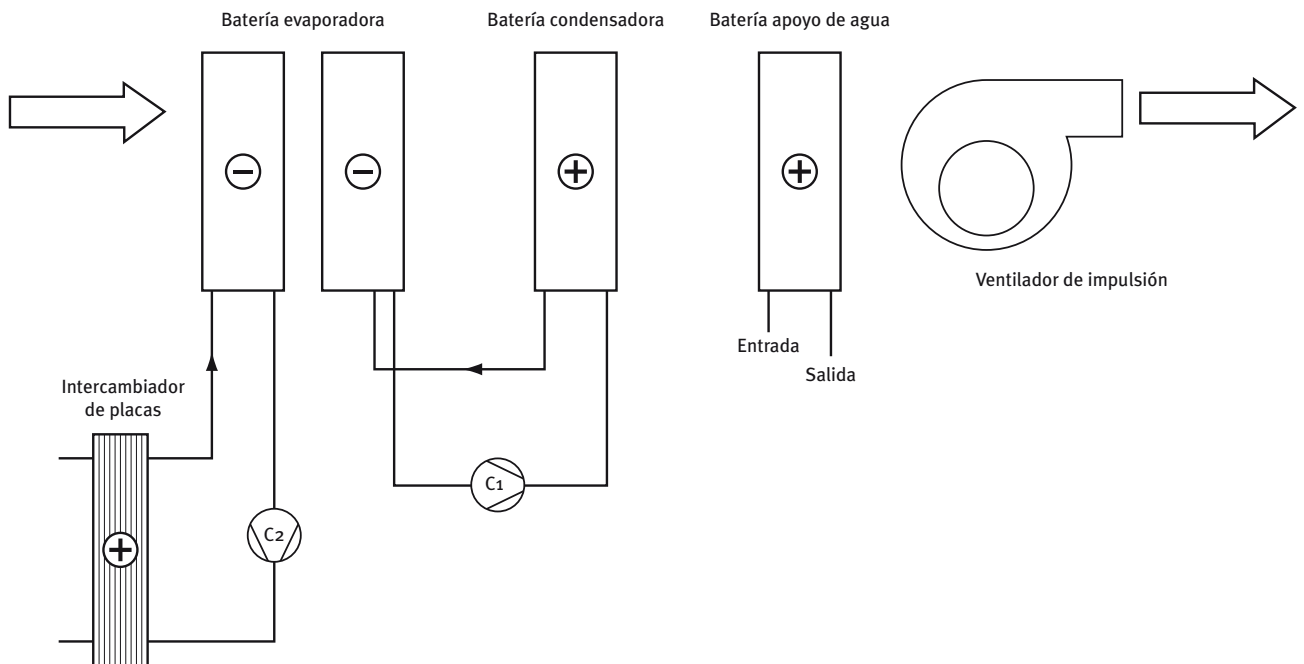


Figura 4.38: Esquema conceptual

A partir de las necesidades de deshumidificación, de las condiciones climáticas y de las frecuencias, se puede determinar lo que deshumecta el aire exterior de ventilación a introducir (2,5 dm³/s, según IT 1.1.4.2.3) y consecuentemente el factor de uso de la bomba de calor deshumectadora, y finalmente la energía recuperada.

Para el caso de Bilbao la determinación de la energía total ahorrada se calcula como sigue:

- Factor de uso anualizado (FUA) del 74,4% para Zona I.
- Horas de funcionamiento en deshumectación: 4.050 h/año.
- Potencia recuperada (Qr): será la potencia calorífica total útil (Qcu) de los condensadores de aire (batería freon-aire) y de agua (intercambiador de placas freon-agua). Esta potencia calorífica útil Qcu, es la potencia calorífica total de los condensadores (Qct) menos la potencia sensible de la batería deshumectadora (Psbd).

$$Q_r = Q_{cu} = Q_{ct} - Q_{sbd} = 224,9 \text{ kW} - 92,6 \text{ kW} = 132,3 \text{ kW}$$

Suponiendo que toda esta potencia de recuperación (Qr) se utilice para compensar las pérdidas caloríficas

del edificio y servir de apoyo para calentamiento del agua del vaso y de la producción de ACS, la energía que se podría recuperar es:

$$\text{Energía recuperada} \\ (E_r) = 132,3 \text{ kW} \times 4.050 \text{ h} \times 0,744 = 398.646 \text{ kWh/año}$$

Energía consumida por caldera deshumectando con aire exterior:

$$E_c = 62.425 \text{ kW} \times 4.050 \text{ h} = 252.821 \text{ kWh/año}$$

Energía térmica total ahorrada:

$$E_a = 398.646 + 252.821 = 651.467 \text{ kWh/año}$$

Utilizando el mismo procedimiento de cálculo para el resto de las localidades, los resultados de ahorro energético utilizando una bomba de calor son los que se muestran en la siguiente tabla:

Energía total ahorrada por la BC				
	Zona I	Zona II	Zona IV	Zona V
	Bilbao	Barcelona	Madrid	Sevilla
Potencia de recuperación (kW)	87,3	87,3	87,3	87,3
Factor uso anual (%)	74,40	74,16	78,06	70,33
Energía recuperada Er (kWh)	398.646	397.360	418.257	376.838
Energía consumida deshumectando con aire exterior	252.821	248.617	205.039	202.950
Energía térmica total ahorrada	651.476	645.977	623.296	579.788

En cuanto a reducción de emisiones de CO₂ hay que tener en cuenta que la potencia calorífica de la bomba de calor se obtiene a partir de consumo de energía eléctrica de los compresores de 45 kW de potencia.

$$\text{Energía eléctrica consumida (Ec)} = 45 \text{ kW} \times 4.050 \text{ h} \times 0,744 = 135.594 \text{ kWh/año}$$

$$\text{Emisiones de CO}_2 : 398.646 \times 0,649 = 88.001 \text{ kWh/año}$$

Resumen emisiones en kg CO ₂ deshumectando con la BC				
	Zona I	Zona II	Zona IV	Zona V
	Bilbao	Barcelona	Madrid	Sevilla
Reducción por Er (factor 0,3827)	152.562	152.070	160.067	144.216
Aumento por consumo energía eléctrica	-88.001	-87.717	-92.330	-83.187
Reducción neta por deshumectación con BC	64.651	64.353	67.737	61.029
Emisiones por deshumectación por aire exterior	96.755	95.146	78.468	77.669
Reducción global si se deshumecta con BC con recuperación de calor condensación	161.406	159.499	146.205	138.698

Conclusiones

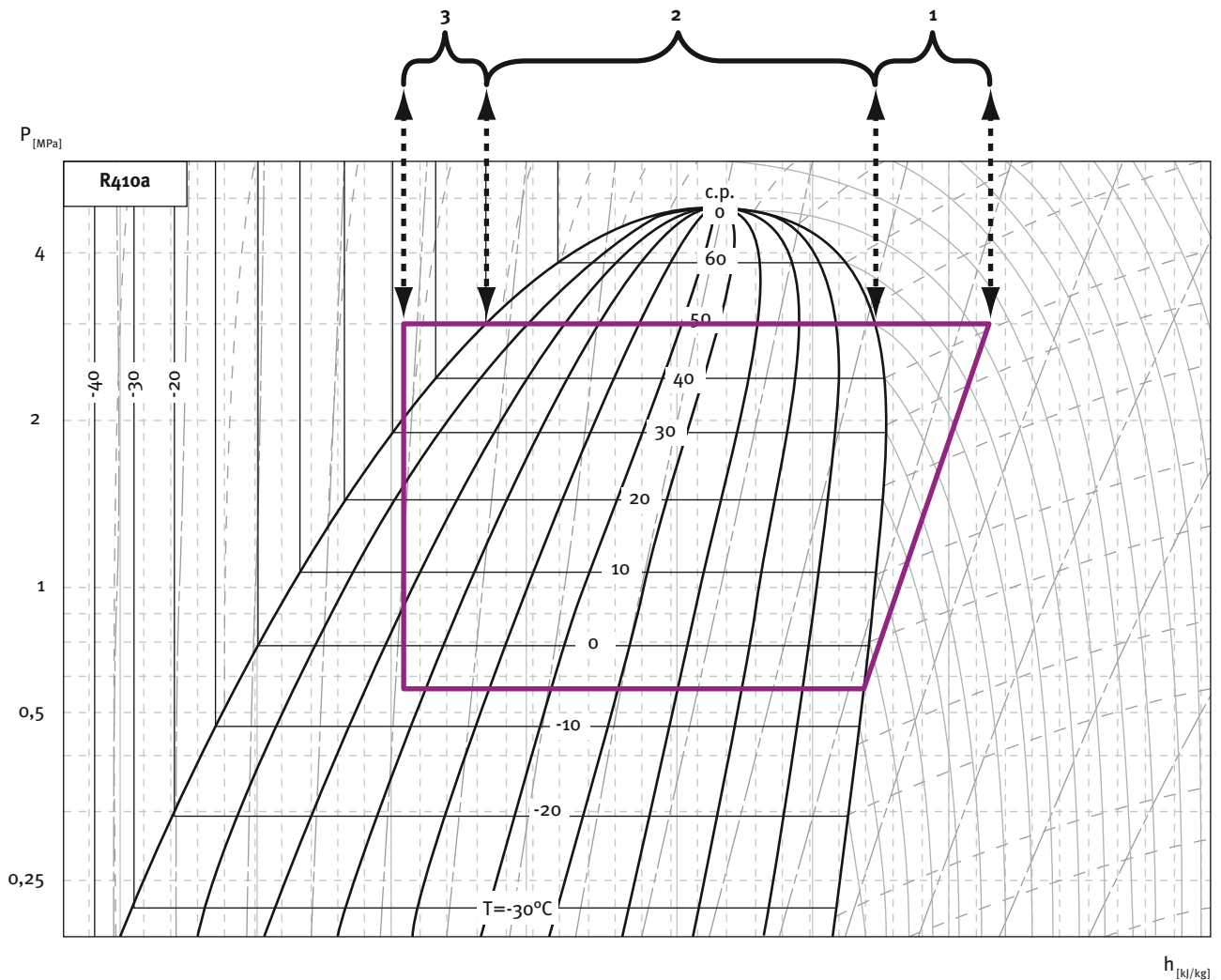
Si la deshumectación en piscinas climatizadas cubiertas se hace mediante la utilización de equipos frigoríficos tipo bombas de calor que utilizan el evaporador de expansión directa o el agua enfriada para deshumectar y se aprovecha el calor de la condensación en condensadores de aire o de agua para el calentamiento del aire ambiente interior, existen situaciones en que pueden obtenerse ahorros energéticos y reducción de emisiones de CO₂ muy importantes.

4.2.3 Generación de agua caliente mediante la recuperación del calor de compresión (descarga de gases calientes)

4.2.3.1 Calor recuperado

El objetivo de los sistemas de recuperación de los gases de descarga del compresor, también llamados *desuperheaters*, desrecalentadores, desobrecalentadores o sistemas de recuperación parcial, es el aprovechamiento de la energía representada por el diferencial de entalpía 1 de la figura 4.39, para la producción de agua caliente sanitaria destinada a los usos mencionados en el apartado 4.2.1.3, previamente desarrollado.

El calor recuperado mediante este procedimiento representa de un 20% a un 25% del calor total de condensación en condiciones nominales. El resto del calor (no recuperado) se disipa en el condensador principal del equipo. Además de la cantidad de calor recuperada, una diferencia adicional frente a los sistemas de recuperación total está en la capacidad del desuperheater para generar agua a una temperatura de salida mayor (de 60 a 80 °C).



Notas.

- 1. Calor de sobrecalentamiento.
- 2. Calor de cambio de estado de condensación.
- 3. Calor de subenfriamiento.
- 1+2+3. Calor TOTAL de condensación.

Fig. 4.39: Diagrama p-h

4.2.3.2 Medida de la eficiencia energética

La recuperación parcial del calor de los gases de descarga del compresor permite incrementar el rendimiento global de una planta enfriadora. Mientras la unidad está produciendo agua fría para satisfacer la demanda de la instalación, parte del calor recogido es trasvasado en el intercambiador de placas mencionado arriba a un circuito de agua. Este agua calentada puede utilizarse en aplicaciones de calefacción, precalentamiento de aire de ventilación, agua caliente sanitaria, procesos,...

A diferencia de la recuperación total de calor en enfriadoras/bombas de calor, esta técnica recupera sólo parte del calor que se recoge en el evaporador y compresor de la unidad (en torno al 20 ó 25% en condiciones nominales). El resto se disipa en el condensador principal del equipo. A pesar de ello, una ventaja importante es que permite la generación de agua caliente a mayor temperatura, requerida en determinadas aplicaciones, por recoger el calor fuera de la curva de saturación.

La cantidad de calor recuperada es función de varios parámetros:

- Carga de la unidad o número de compresores en funcionamiento.
- La temperatura de entrada de agua caliente al desrecalentador. Aproximadamente, una disminución de 5 °C en la temperatura de entrada del agua supone un aumento de un 20% en la cantidad de calor recuperada.
- La temperatura de condensación del refrigerante.

En un equipo aire-agua, la potencia recuperada con una temperatura del aire a 35 °C es aproximadamente el doble de la recuperada con aire a 25 °C. Como la cantidad de calor recuperado en comparación con la cantidad de calor total disipado aumenta en proporción con la temperatura de condensación saturada, algunos fabricantes permiten fijar un mínimo a esta temperatura de condensación para mantener la cantidad de calor recuperada en los niveles requeridos.

En las unidades aire-agua y agua-agua, los ratios de medición de la eficiencia son similares a los definidos para el caso de la recuperación total. Las diferencias existentes se detallan a continuación:

- Condiciones de evaluación de los ratios.

- Temperaturas de entrada/salida de generación de agua caliente recuperada:
Generalmente, Entrada 50 °C / Salida 60 °C.
- Ratios a carga parcial.
- Utilizando el SPLV (*System Part Load Value*) combinado aportado por el fabricante, que permite considerar cargas parciales en la unidad y generación constante de agua caliente en valores próximos, generalmente, a 60 °C.

A la hora de simular el comportamiento de estos sistemas es necesario relacionar el perfil climático con el perfil de demanda de frío y el de demanda de ACS. Cuando se dan perfiles muy diferentes de gasto de ACS y de demanda de frío, los sistemas de desrecalentadores han de ir ligados a depósitos de acumulación. En estos casos, en la evaluación de la eficiencia energética interviene el tamaño de estos depósitos, la combinación con otros sistemas de calentamiento del agua (la existencia o no de placas solares), el ΔT de diseño considerado en ACS, el número de elementos recuperadores y las secuencias de control decididas. Por todo ello, la evaluación de viabilidades de estos sistemas siempre ha de ir vinculada a un programa de simulación energética.

La recuperación parcial de calor no interfiere en el rendimiento de las enfriadoras si comparamos las mismas con su equivalente sin recuperación. Tan solo en el caso de que la unidad recuperadora incorpore algún tipo de control de presión de condensación para mantener la presión de condensación elevada, la eficiencia variaría.

A modo de ejemplo, supongamos un equipo aire-agua, compresores de scroll en el entorno de los 350 kW ($\pm 5\%$).

- Funcionamiento condensando exclusivamente mediante ventiladores (unidad sin demanda de recuperación parcial de calor):
 - Cap. Frigorífica: 358,5 kW
 - Consumo total: 127,5 kW
 - EER: 2,81
 - ESEER: 4,08
- Funcionamiento utilizando el recuperador de calor (unidad con demanda de recuperación parcial en condiciones de temperatura del agua caliente de 50 °C/60 °C):

- Cap. Frigorífica: 358,5 kW
- Cap. Calorífica: 110,1 kW (recuperada)
- Consumo total: 27,5 kW
- EER-Frío: 2,81
- COP-Calor: 0,86
- EER o COP Combinado: 3,67

Si suponemos un equipo agua-agua con una potencia de diseño de 300 kW de clase energética A, que funcione bajo las condiciones del ESEER que marca Eurovent, implantado en una instalación en la que siempre que exista demanda de frío exista también demanda de calor simultánea (con agua a 40 °C/50 °C), tendremos:

- Funcionamiento condensando sin demanda de recuperación parcial de calor (temperatura de entrada/salida de agua de condensación de 30 °C/35 °C).

- Cap. Frigorífica: 300 kW
- Consumo total: 62 kW
- EER: 4,84
- ESEER: 6,38

- Funcionamiento utilizando el recuperador de calor (unidad con demanda de recuperación parcial en condiciones de temperatura del agua caliente de 40 °C/50 °C):

- Cap. Frigorífica: 300 kW
- Cap. Calorífica: 72 kW (recuperada)
- Consumo total: 62 kW
- EER-Frío: 4,84
- COP-Calor: 1,16
- EER o COP Combinado: 6,00

En el cálculo de los ratios de eficiencia considerados se ha evaluado el consumo bajo criterios Eurovent, sin considerar el consumo asociado a bombas u otros elementos hidráulicos de los circuitos de agua fría y de agua caliente.

4.2.3.3 Unidades aire-agua

Principios de operación

Las unidades aire-agua con capacidad para llevar a cabo el proceso de recuperación de calor de los gases de compresión incorporan, tanto en el caso de los equipos sólo frío como en el caso de las bombas de calor reversibles, un intercambiador refrigerante-agua adicional en serie con el intercambiador que conforma el condensador principal. Este intercambiador de recuperación se instala en la línea de descarga de gases calientes del compresor.

Desde el punto de vista constructivo, suele existir un intercambiador por circuito, con su bucle de agua correspondiente. Los intercambiadores habituales para este tipo de aplicación son de placas, a diferencia de los utilizados en la recuperación total del calor de condensación, que suelen ser de carcasa y tubos.

En el caso de enfriadoras, la unidad trabaja siempre en modo frío regulando su capacidad en función de carga frigorífica impuesta al evaporador, generalmente controlando la temperatura de impulsión de agua fría. No existe un “modo recuperación” como tal (con posibilidad de ser activado o desactivado), puesto que el gas refrigerante de la descarga del compresor siempre pasa por el recuperador.

En el caso de bombas de calor reversibles trabajando en modo calor, en el recuperador se obtiene parte del calor y la otra parte se obtiene en el condensador principal (intercambiador refrigerante-agua). La diferencia, además de la cantidad de calor, está en que en el recuperador es posible obtener el agua a temperatura de salida más alta (60 a 80 °C) que en el condensador de agua (45 a 50 °C). En este caso de funcionamiento en modo calor no es posible hablar de “recuperación”, ya que el calor obtenido en el intercambiador de recuperación disminuye la potencia obtenible en el intercambiador principal (aunque a una temperatura más elevada).

Los límites operativos de la unidad suelen situarse en torno a los siguientes valores, dependiendo de la tecnología aplicada en la unidad y del fabricante:

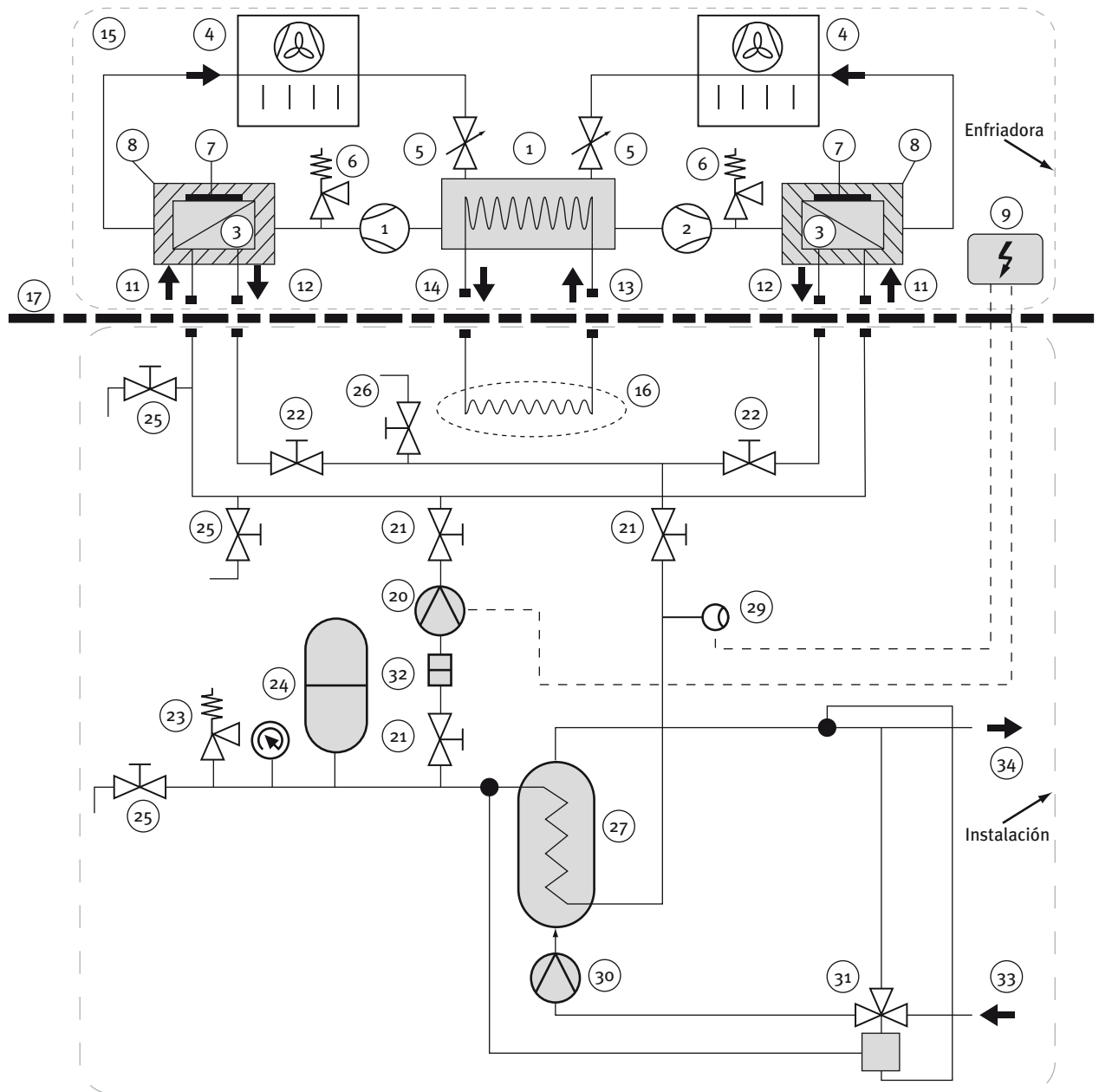
- Recuperador
 - Temperatura del agua de entrada al arranque:
 - Mínima: 25 °C
 - Máxima: 75 °C

- Temperatura del agua a la salida en funcionamiento
 - Mínima: 30 °C
 - Máxima: 80 °C
- Condensador de aire
 - Máxima: En función de la gestión existente de la carga parcial, desde 48 a 55 °C.
 - Mínima: En función del control de presión de condensación, hasta -20 °C.

Uno de los aspectos más críticos es el arranque. En este caso, la temperatura mínima de agua suele estar en torno a los 25 °C para mantener un nivel de condensación mínimo. Para ello puede ser necesario instalar una válvula de tres vías que recircule el agua que pasa por el recuperador para mantener una temperatura adecuada. Esta válvula irá recirculando cada vez menos caudal a medida que la temperatura vaya subiendo.

Arquitectura constructiva: implantación, componentes y operativa

En la figura 4.40 se presenta un esquema típico de una unidad con recuperación de los gases del condensador:



Leyendas

- | Componentes de la unidad | Componentes de la instalación (ejemplo de instalación) |
|---|--|
| 1 Evaporador | 20 Bomba (circuito hidráulico del circuito del desobrecalentador) |
| 2 Compresor | 21 Válvula de parada |
| 3 Desobrecalentador (intercambiador) | 22 Válvula de control y equilibrado del caudal de agua del desobrecalentador |
| 4 Condensador de aire (baterías) | 23 Válvula de seguridad |
| 5 Válvula de expansión (EXV) | 24 Depósito de expansión |
| 6 Válvula de seguridad | 25 Válvula de carga o drenaje |
| 7 Calentador eléctrico para proteger el desobrecalentador contra la congelación (no suministrado) | 26 Purga de aire |
| 8 Aislamiento del desobrecalentador (no suministrado) | 27 Batería del intercambiador de calor o intercambiador de calor de placas |
| 9 Caja de control de la unidad | 28 Manómetro |
| 10 N/D | 29 Interruptor de caudal |
| 11 Entrada de agua del desobrecalentador | 30 Bomba (circuito de agua caliente sanitaria) |
| 12 Salida de agua del desobrecalentador | 31 Válvula de tres vías + controlador |
| 13 Entrada de agua del evaporador | 32 Filtro para proteger la bomba y los desobrecalentadores |
| 14 Salida de agua del evaporador | 33 Suministro de agua centralizado |
| 15 Unidad con opción de desobrecalentador sin módulo hidráulico | 34 Salida de agua caliente sanitaria |
| 16 Carga térmica del sistema | |
| 17 Borde entre la unidad y la instalación típica | |

Figura 4.40: Esquema típico de una unidad con recuperación de los gases del condensador

Cuando existe más de un circuito, el suministro de agua al recuperador suele hacerse en paralelo. Es necesario instalar válvulas de control y equilibrado de caudal de agua en la salida de cada intercambiador de calor, ajustando la caída de presión y caudal a las condiciones de diseño.

El arranque de la bomba de circulación (20) del agua del recuperador suele enclavarse con el arranque del primer compresor de la máquina. Algunos fabricantes disponen de esta posibilidad conectando directamente la bomba al cuadro de la máquina. Es recomendable establecer un dispositivo de seguridad que detecte cualquier problema que pueda surgir con la bomba, como por ejemplo un interruptor de caudal.

Debido a las limitaciones en la temperatura mínima admisible en la entrada del recuperador, es conveniente que el volumen de agua del circuito de recuperación sea el mínimo posible. Para conseguirlo, puede utilizarse una válvula de tres vías (31) y un control que regule la temperatura de entrada mediante un sensor.

El circuito de agua caliente del recuperador debe incluir también una válvula de seguridad y un depósito de expansión diseñado para el volumen del circuito y para una temperatura máxima de 120 °C. Además, puede ser necesaria la protección anticongelación del intercambiador de calor de recuperación.

Simulación energética

Para la elaboración de este ejemplo se ha optado por analizar una instalación del sector hotelero, realizando,

mediante aplicaciones informáticas específicas, simulaciones energéticas para un periodo completo de un año.

Estas simulaciones incluirán tanto el establecimiento de los consumos de energía anuales como los ahorros energéticos y los niveles de emisiones de CO₂ asociados a que hubiere lugar en cada uno de los escenarios planteados.

Las consideraciones generales de diseño aplicadas en el análisis se estructuran bajo los siguientes parámetros:

- Como perfil climático de referencia, se ha utilizado el facilitado ASHRAE para Palma de Mallorca. Se utilizarán los datos climatológicos medios estadísticos para cada hora del año (Palma de Mallorca_ASHRAE_IWEC).
- Los perfiles de carga y los horarios de funcionamiento se corresponden con los de las aplicaciones tipo del sector.
- Horario de operación de la instalación: 24 horas/día, 365 días/año.
- Perfil de cargas lineal desde 350 kW a la temperatura máxima 33,6 °C, hasta una carga del 30% de la máxima (105 kW) a 16 °C de temperatura exterior. Por debajo de 14 °C se supone que la carga es nula por funcionamiento de free-cooling de aire.

En la figura 4.41 se detalla el perfil climático de Palma de Mallorca y la curva de carga de refrigeración para la instalación tipo estudiada de 350 kW de frío.

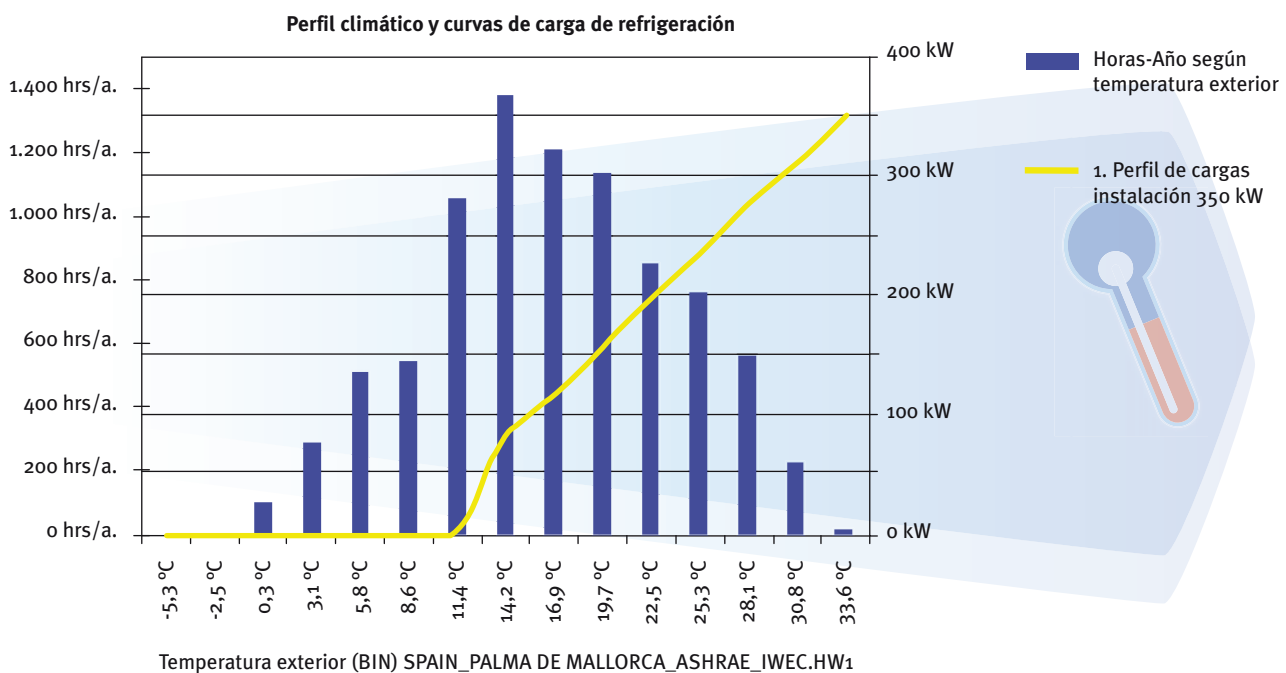


Figura 4.41: Perfil climático

Como en los casos anteriores se tendrán en cuenta en la simulación:

- El número total de horas-año correspondientes a cada temperatura exterior.
- Las condiciones de trabajo asociadas a dicha operación.
- Las curvas de carga considerando el efecto de cargas.

Por lo que respecta al tipo de unidad implicado en el diseño del proyecto, para evaluar la eficiencia energética de la recuperación de calor, se comparará el comportamiento de dos equipos (figura 4.42).

Sistema 1: utilización de una enfriadora aire-agua sin recuperación de calor. El modelo seleccionado es una unidad de dos circuitos y 6 compresores scroll, con gestión de capacidad mediante arranque/parada de compresores, mínima capacidad 15%, refrigerante R-410a y evaporador de expansión directa.

Sistema 2: utilización de la misma unidad enfriadora aire-agua del Sistema 1, equipada en este caso con la opción de recuperación de calor de los gases de descarga mediante desrecalentadores. El modelo recoge el comportamiento de la unidad generando agua caliente todo el tiempo de funcionamiento y en la cantidad posible dependiendo de la temperatura de condensación (temperatura del aire) y de la carga de la unidad (número de compresores en funcionamiento), usando el control de condensación estándar de la enfriadora.

En este caso se considera despreciable las diferencias de rendimientos en la producción de frío entre la enfriadora estándar y la equipada con desrecalentadores. Esto no sería así en el caso de uso de la función de control de condensación para incrementar la potencia de calor.

No se considera la aplicación de sistemas free-cooling en las enfriadoras, sea por migración de refrigerante o mediante baterías agua-aire adicionales.

Por tanto, para la simulación energética se tendrán en cuenta:

- Las curvas de carga o demanda de la instalación.
- El número total de horas-año en cada condición de temperatura exterior que, según lo descrito, es función de los horarios de funcionamiento de la instalación y del perfil climático preestablecido.
- Los rendimientos energéticos de los equipos según los porcentajes de capacidad que sea preciso activar (plena carga y carga parcial) y las condiciones de trabajo.
- Unos factores de suciedad de 0,0180 m²K/kW, tanto en el evaporador como en el condensador de recuperación.

Se muestran a continuación los resultados de la simulación:

Tamaño instalación de referencia: 350 kW		
Sistema	Sistema 1	Sistema 2
Tipo sistema	1 x enfriadora aire/agua	1 x enfriadora aire/agua
Refrigerante	R410a	R410a
Modela analizado	Unidad con compresores scroll. Equipo sin opción de recuperación de calor por sobrecalentador	Unidad con compresores scroll. Equipo con opción de recuperación de calor por sobrecalentador
EER (Eficiencia a plena carga s/Eurovent)	2,81	2,81 (1)
COP (Eficiencia lado calor a plena carga)	---	0,86 (1)
ESEER (Eficiencia a carga parcial s/Eurovent)	4,08	4,08 (1)
SPLV (Eficiencia a carga parcial sistema)	4,44	5,07
Producción de frío (kWh)	1.019.898	1.019.898
Producción de calor recuperado	0	148.100
Incremento en eficiencia energética (%)	---	14,20%
Consumo energético anual (kWhe)	233.487	233.487

Notas.

(1) Ratios fuera del Programa de Certificación Eurovent. Calculados en las siguientes condiciones simultáneas de temperatura de agua fría y caliente: 12 °C/7 °C y 50 °C/60 °C, respectivamente; aire exterior 35 °C.

Figura 4.42: Equipos comparados

Bin Temp (°C)	Carga frío edificio (kW)	Horas funcionamiento	Energía frío (kWh)	EER	Potencia calor recup (kWh)	Energía calor recup (kWh)	Eficiencia combinada
33,6	350	25	8.750	2,97	98,0	2.451	3,80
30,8	311	232	72.236	3,41	70,9	16.439	4,20
28,1	273	571	155.719	3,83	48,9	27.909	4,53
25,3	234	771	180.467	4,20	31,3	24.139	4,74
22,5	195	861	168.260	4,50	25,6	22.038	5,13
19,7	157	1.144	179.360	4,69	20,2	23.148	5,37
16,9	118	1.222	144.367	5,00	14,9	18.258	5,54
14,2	79	1.393	110.739	5,23	9,8	13.719	5,92
Total:		6.219	1.019.898			148.100	
SPLV en frío= 4,44							
SPLV combinado= 5,07							
Capacidad calorífica anual recuperada (kWh/año)							
148.100							
Factor de conversión de kWh térmicos a kg de CO₂							
0,3827							
Ahorro de T de CO₂ asociado a la recuperación							
56,68							

Conclusiones

- Frente a un equipo aire-agua sin opción de recuperación por gases de descarga del compresor (desrecalentador), la incorporación de dicha opción no reducirá la eficiencia energética en refrigeración, a plena carga y a carga parcial, siempre que se emplee un control de condensación específico para mantener alta la condensación y aumentar la capacidad de calor recuperada. Si no se emplea dicho control, el calor recuperado puede considerarse gratuito.
- La cantidad recuperada dependerá de la carga de frío de la enfriadora y de la temperatura de aire exterior. Para su cálculo, será necesario hacer una simulación que tenga en cuenta el perfil de temperaturas de la ciudad, y el perfil de cargas del edificio, así como los rendimientos en carga parcial según las condiciones de trabajo y el % de carga.
- Es objetivo considerar que la incorporación de la opción de recuperación de los gases calientes, en aquellas instalaciones y perfiles climáticos nacionales que permiten su aprovechamiento, incrementa la eficiencia del sistema, medida mediante el ratio SPLV combinado, en valores en el entorno del 15%.

4.2.3.4 Unidades agua-agua

Principios de operación

Los principios de operación son idénticos a las unidades aire-agua, quizás recordar los límites aproximados operativos:

- Temperatura del agua a la salida en funcionamiento
 - Mínima: 30 °C
 - Máxima: 80 °C

Y que uno de los aspectos más críticos es el arranque. En este caso, la temperatura mínima de agua puede estar muy por debajo de la de diseño. En esas condiciones podría ocurrir que el vapor sobrecalentado proveniente del compresor no sólo se enfríe sino que se condense en este intercambiador que suele ser de placas y crear una especie de tapón de refrigerante líquido en el circuito frigorífico, con mucha pérdida de carga estrés térmico y poniendo en peligro el funcionamiento mecánico del compresor. Para ello es necesario instalar un sistema que lo evite. Puede ser una válvula de tres vías que recircule el agua que pasa por el recuperador para mantener una temperatura adecuada. O una bomba de caudal variable que controle la temperatura de salida.

Esta válvula irá recirculando cada vez menos caudal a medida que la temperatura vaya subiendo. En el caso de bomba de caudal variable, éste irá subiendo cuando vaya subiendo la temperatura.

Arquitectura constructiva: implantación, componentes y operativa

En la figura 4.43 se presenta un esquema típico de una unidad con recuperación de los gases del condensador:

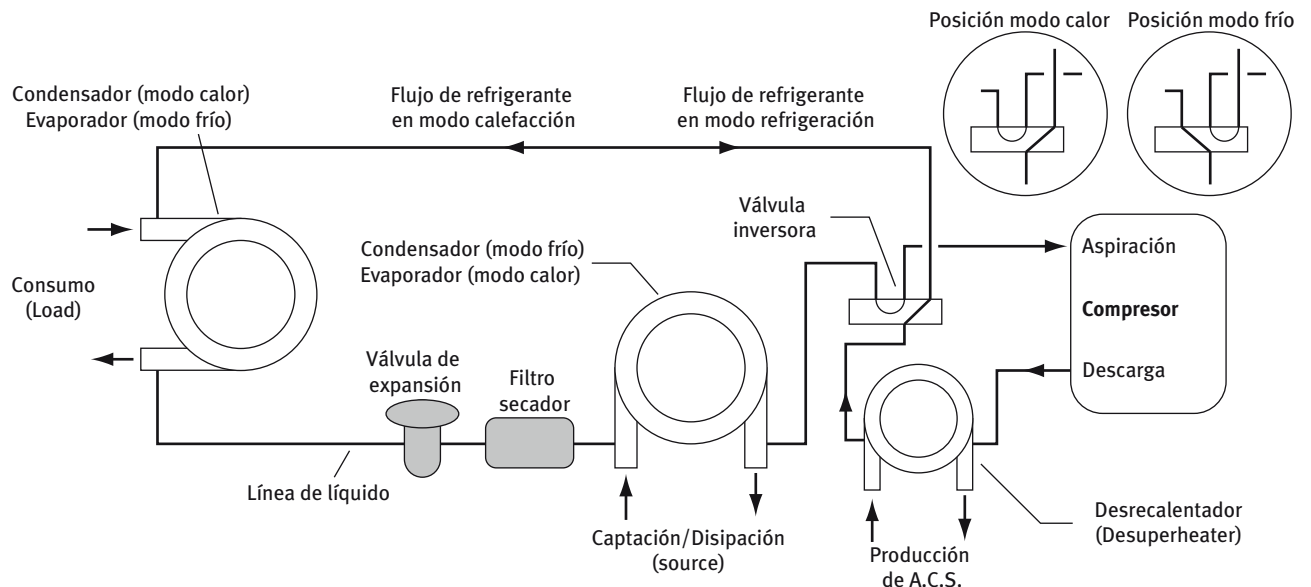


Figura 4.43: Se presenta un esquema típico de una unidad con recuperación de los gases del condensador

Debido a las limitaciones en la temperatura mínima admisible en la entrada del recuperador, es conveniente que el volumen de agua del circuito de recuperación sea el mínimo posible. Para conseguirlo, puede utilizarse una válvula de tres vías o un sistema que varíe el caudal de agua –bomba de caudal variable, por ejemplo– y un control que regule la temperatura de entrada mediante un sensor. En la figura 4.44 se representa un esquema tipo con control por válvula de 3 vías.

Como en el caso del equipo aire-agua, el circuito de agua caliente del recuperador debe incluir también una válvula de seguridad y un depósito de expansión diseñado para el volumen del circuito y para una temperatura máxima de 120 °C; además, puede ser necesaria la protección anticongelación del intercambiador de calor y de la tubería de este circuito de recuperación si estuviese en exteriores y se prevén heladas.

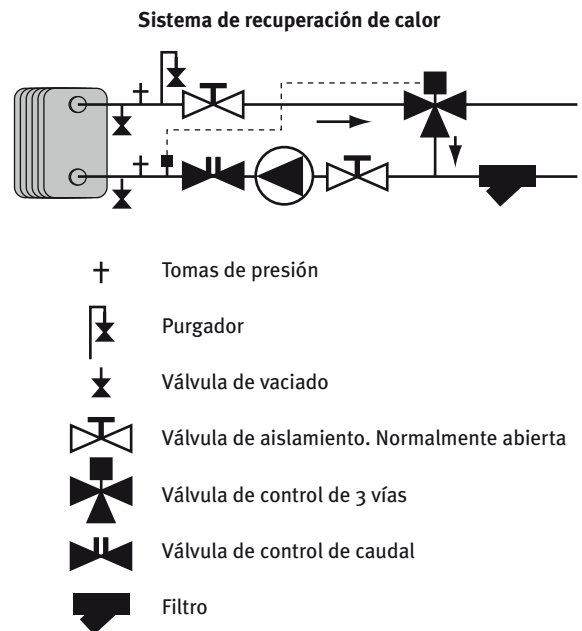


Figura 4.44: Esquema tipo con control por válvula de 3 vías

4.2.3.5 Unidades agua-aire

Fundamentos del sistema y del ahorro energético

La producción de agua caliente en una bomba de calor agua-aire puede lograrse, básicamente, mediante dos métodos:

- Recuperación total del calor cedido en el condensador cuando la unidad funciona en modo refrigeración.
- Recuperación parcial del calor mediante un dispositivo desrecalentador o desuperheater.

De estas dos soluciones, la más empleada en bombas de calor de condensación por agua es la segunda, debido principalmente a que se tiene la posibilidad de

producir agua caliente tanto en funcionamiento en modo frío como en modo calor, siempre que funcione el o los compresores, y que exista demanda.

Por tanto, nos centraremos en esta opción. En cambio, la primera opción es útil en aplicaciones de deshumidificación por recalentamiento con energía residual, pero esta función se desarrollará en el apartado 4.2.2.5.

Esquema de funcionamiento básico

El fundamento se muestra en el diagrama de Mollier representado en la figura 4.45. Consiste en aprovechar una parte del calor contenido en el refrigerante a la salida del compresor. Dicho refrigerante en estado gaseoso tendrá una temperatura superior a la temperatura de condensación a la presión de salida del compresor.

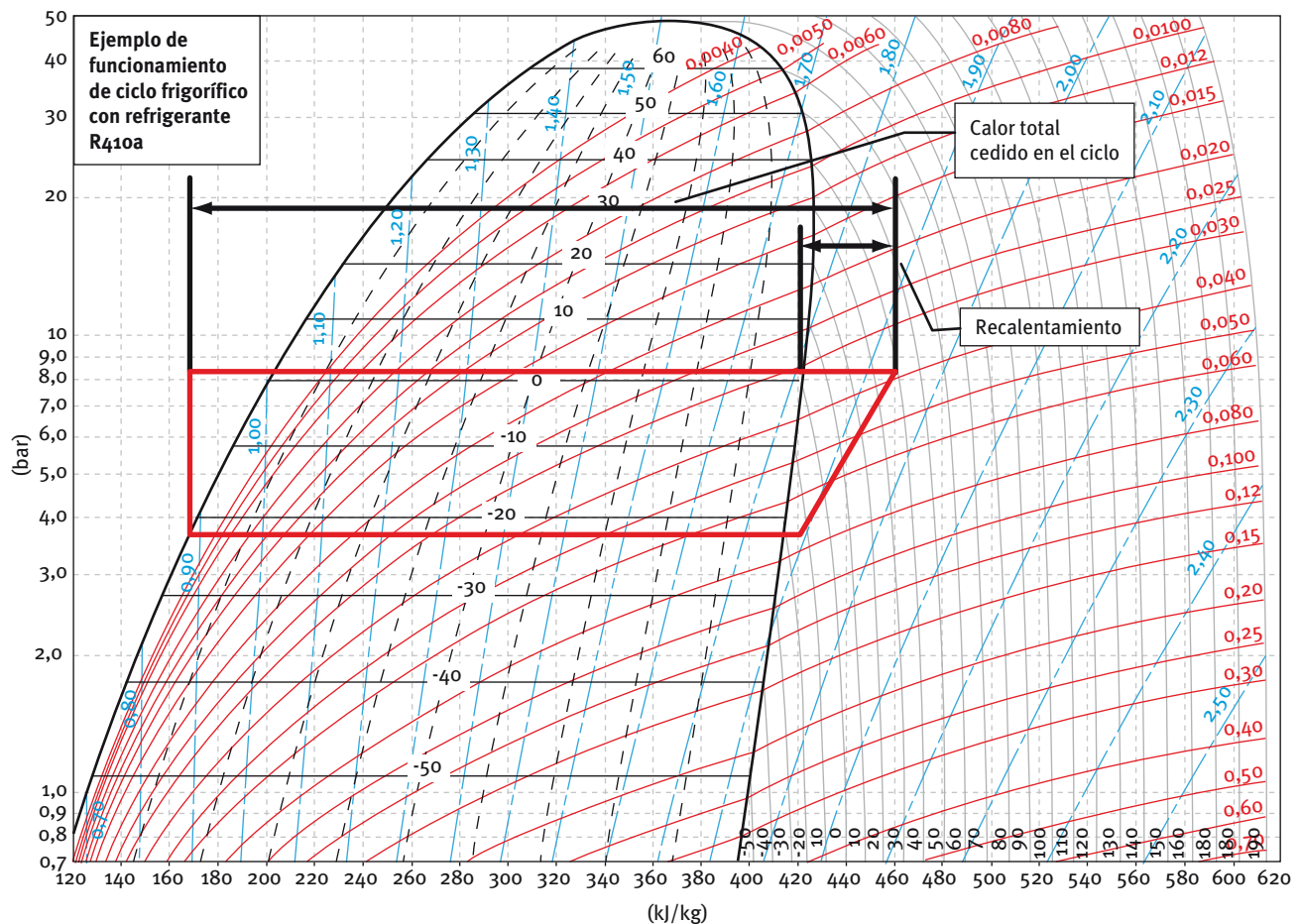


Figura 4.45: Ciclo frigorífico representado en un diagrama de Mollier

La diferencia entre la temperatura del refrigerante a la salida del compresor y la temperatura de condensación se denomina sobrecalentamiento. Como en casos anteriores, antes de pasar por el condensador, se hace circular el refrigerante gaseoso por un primer intercambiador en el que cede calor a una corriente de agua, hasta alcanzar la temperatura de condensación, pero sin llegar a producirse condensación del gas caliente.

De ahí, el gas pasa a la válvula inversora de cuatro vías, desde la que se deriva bien al bucle de condensación exterior (en modo refrigeración) o bien a la batería de tratamiento interior (en modo calefacción). Una vez en el condensador, el gas sigue cediendo calor –ahora a temperatura constante– y por tanto condensándose.

En la figura 4.46 mostrada a continuación se muestra el esquema frigorífico de una bomba de calor agua-aire con producción de ACS mediante desuperheater.

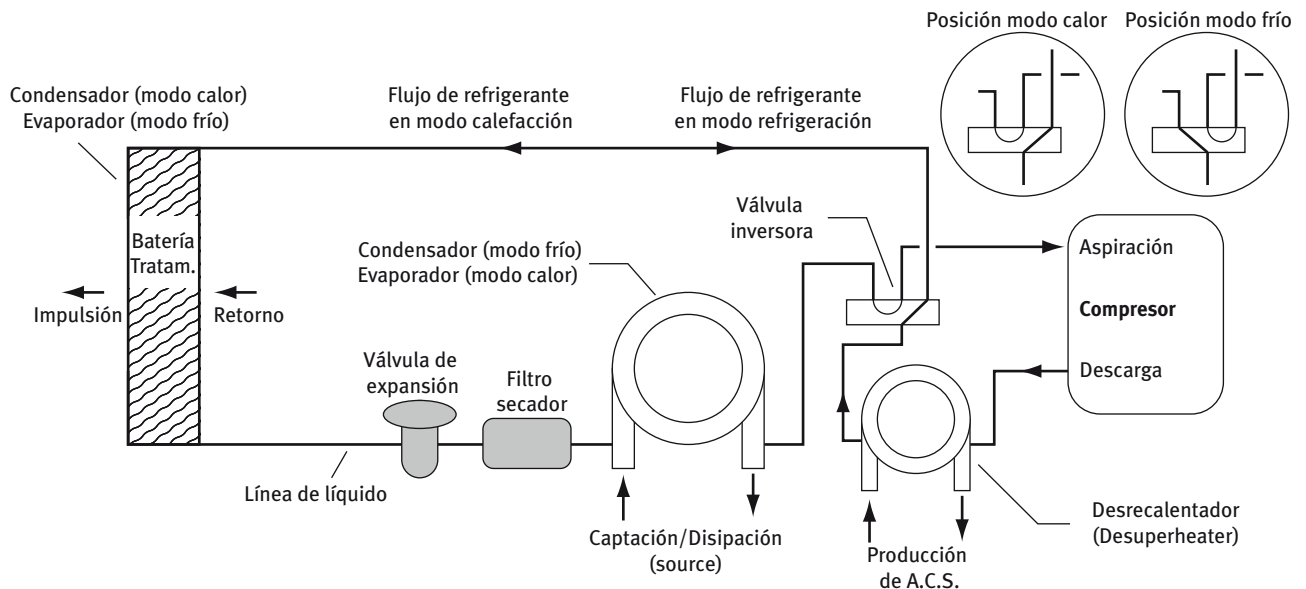


Figura 4.46: Esquema frigorífico de una bomba de calor agua-aire con desuperheater

Estrategias de control

La producción de agua caliente sanitaria mediante desuperheater presenta una ventaja fundamental:

- Se puede producir agua caliente siempre que funcione el compresor, ya sea por demanda de calefacción o de refrigeración.

En cambio, presentan un inconveniente:

- No se puede atender demanda de agua caliente sanitaria si no existe demanda de calefacción o de refrigeración.

Por ello, estos sistemas se suelen instalar en cascada con un segundo sistema de producción de agua caliente sanitaria, cuyo concurso será necesario especialmente en épocas intermedias con escasa demanda de refrigeración o calefacción.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que, si se pretende producir agua caliente sanitaria cuando la bomba de calor está funcionando en modo calefacción, se le estará retirando una parte de su capacidad calorífica.

Esto solo será crítico en climatologías frías donde la carga punta de calefacción supere a la carga punta de

refrigeración. En esos casos, se debe poder desconectar mediante el control la producción de ACS cuando no se esté alcanzando la temperatura de consigna en los locales climatizados.

Consumos eléctricos

Dado que estamos aprovechando una energía sobrante, el consumo eléctrico adicional del sistema con desuperheater es mínimo, y viene marcado básicamente por la pérdida de carga adicional del refrigerante al paso por el intercambiador, así como por la pérdida de rendimiento en el condensador.

Lógicamente, la producción de agua caliente sanitaria se tendrá al recircular el agua desde el dispositivo desuperheater a un depósito interacumulador de ACS, y para ello necesitaremos una bomba de circulación, pero no se debe contabilizar dicho consumo dado que se tendría el mismo con cualquier otro sistema de producción convencional de ACS.

Conclusiones

Este dispositivo resulta muy interesante por el ahorro en la producción de ACS, particularmente en dos aplicaciones:

- Instalaciones residenciales de climatización sobre captación geotérmica: instalación muy típica en EE.UU. La bomba de calor agua-aire geotérmica con desuperheater permite calefactar o refrigerar las estancias de la casa y proveer de buena parte de las necesidades de agua caliente sanitaria. Allí es típico instalar una resistencia eléctrica de apoyo en el depósito interacumulador, con objeto de cubrir los periodos en los que la bomba de calor funciona menos tiempo.
- Instalaciones comerciales en bucle de agua: algunas de las bombas de calor agua-aire pueden incorporar este dispositivo, con lo que se puede mantener caliente de forma gratuita el agua necesaria para los núcleos de: aseos en oficinas, centros comerciales, residencias, etc.

Ejemplo

Tomemos una bomba de calor agua-aire reversible de 8,1 kW de capacidad frigorífica nominal, en sus dos versiones, con y sin dispositivo desuperheater:

Unidad sin desuperheater

Modo frío:

Capacidad frigorífica: 7.940 W

Consumo eléctrico: 1.850 W

EER: 4,30

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 30 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 27 °CBS/19 °CBH

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

Modo calor:

Capacidad calorífica: 9.710 W

Consumo eléctrico: 1.940 W

COP: 5,01

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 20 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 20 °CBS

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

Unidad con desuperheater

Modo frío:

Capacidad frigorífica: 7.940 W

Consumo eléctrico: 1.850 W

EER: 4,30

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 30 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 27 °CBS/19 °CBH

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

Capacidad de calefacción en desuperheater: 1.300 W

Modo calor:

Capacidad calorífica: 8.510 W

Consumo eléctrico: 1.940 W

COP: 5,01

Temperatura de entrada del agua en lado condensación: 20 °C

Temperatura de entrada del aire en evaporación: 20 °CBS

Caudal de agua: 34,2 l/min

Caudal de aire: 1.700 m³/h

Capacidad de calefacción en desuperheater: 1.200 W

Tomando el caso más desfavorable (funcionamiento en modo calor), se tiene:

- Capacidad de calefacción en desuperheater: 1.200 W.
- Consumo equivalente de una bomba de calor agua-agua con COP=3,5 produciendo agua caliente en las mismas condiciones: $1.200/3,5 = 343$ W.
- Emisiones de CO₂ que se dejan de producir por kWh de energía térmica recuperada en el desuperheater: $0,343 \text{ kW} \times 1 \text{ h} \times 0,649 \text{ kg CO}_2 / \text{kWh} = 0,222 \text{ kg CO}_2$.

4.3 TRANSFERENCIA ENERGÉTICA ENTRE ZONAS DEL EDIFICIO

4.3.1 Sistemas de caudal de refrigerante variable

Descripción general

Los sistemas de caudal de refrigerante variable, son unidades de acondicionamiento de aire, de expansión directa en sistema múltiple que, como su nombre indica, basan su funcionamiento en el envío del flujo de refrigerante requerido por la instalación en cada momento (gracias al uso de sistemas INVERTER), en función de la demanda de la misma.

Según la definición anterior, la composición física de un sistema de caudal de refrigerante variable está formada por una o varias unidades exteriores conexas frigorífica y eléctricamente a varias unidades interiores, siendo cada una de estas independiente en su operación y demanda de temperatura.

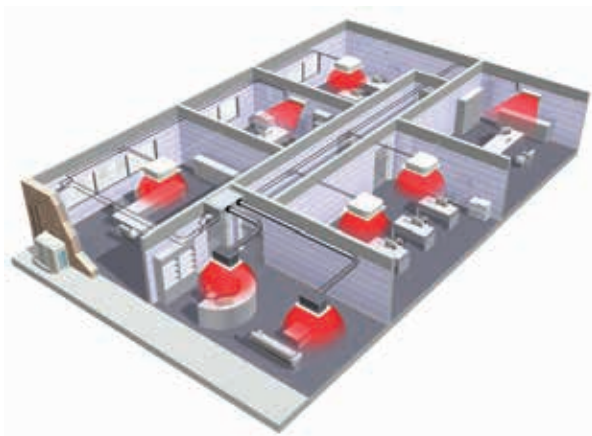


Figura 4.47: Composición de un sistema de caudal de refrigerante variable en modo "bomba de calor" (condensación por aire)

Los sistemas de caudal de refrigerante variable se comercializan en los siguientes modos de operación y condensación:

Condensación por aire (figuras 4.47, 4.48 y 4.49)

- Sistemas solo frío (solo dan refrigeración).
- Sistemas bomba de calor (reversibles, pueden funcionar en refrigeración y/o calefacción).
- Sistemas de recuperación de calor, en el que cada unidad interior es autónoma en su modo de operación (refrigeración o calefacción) con independencia del resto de unidades interiores pertenecientes a un sistema.

Condensación por agua

- Sistemas bomba de calor (reversibles, pueden funcionar en refrigeración y/o calefacción).
- Sistemas de recuperación de calor, en el que cada unidad interior es autónoma en su modo de operación (refrigeración o calefacción) con independencia del resto de unidades interiores pertenecientes a un sistema.

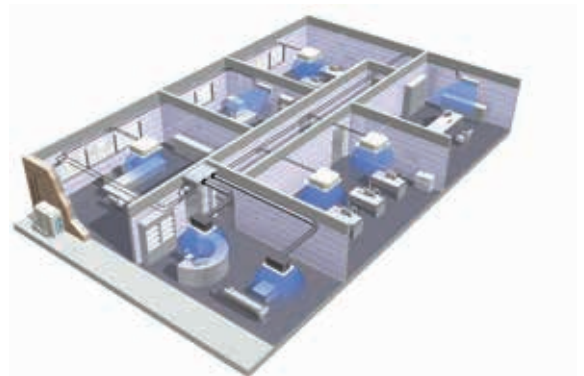


Figura 4.48: Sistema de caudal de refrigerante variable en modo refrigeración (condensación por aire)



Figura 4.49: Sistema de caudal de refrigerante variable en modo recuperación de calor (condensación por aire)

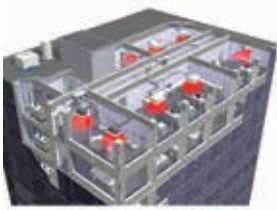


Figura 4.50: Sistema de caudal de refrigerante variable en modo “bomba de calor” (condensación por agua)

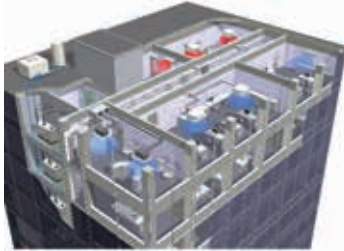


Figura 4.51: Sistema de caudal de refrigerante variable en modo “recuperación de calor (condensación por agua)

En las figuras 4.47 y 4.50, podemos observar sistemas de tipo “bomba de calor” funcionando en modo calefacción (todas las unidades interiores funcionan en régimen de calefacción, con su propia consigna en cuanto a temperatura, horarios y velocidad del ventilador).

Los sistemas mostrados en las figuras 4.47, 4.48 y 4.50 corresponden a los dos primeros tipos citados en la clasificación por el modo de operación, pudiendo ser, de tipo “bomba de calor” en todos los casos, o del tipo “solo frío” cuando se trate de funcionar con todas las unidades en refrigeración (figura 4.48).

Las figuras 4.49 y 4.51, muestran sistemas de caudal de refrigerante variable, operando en modo de recuperación de calor. Como puede observarse, para una

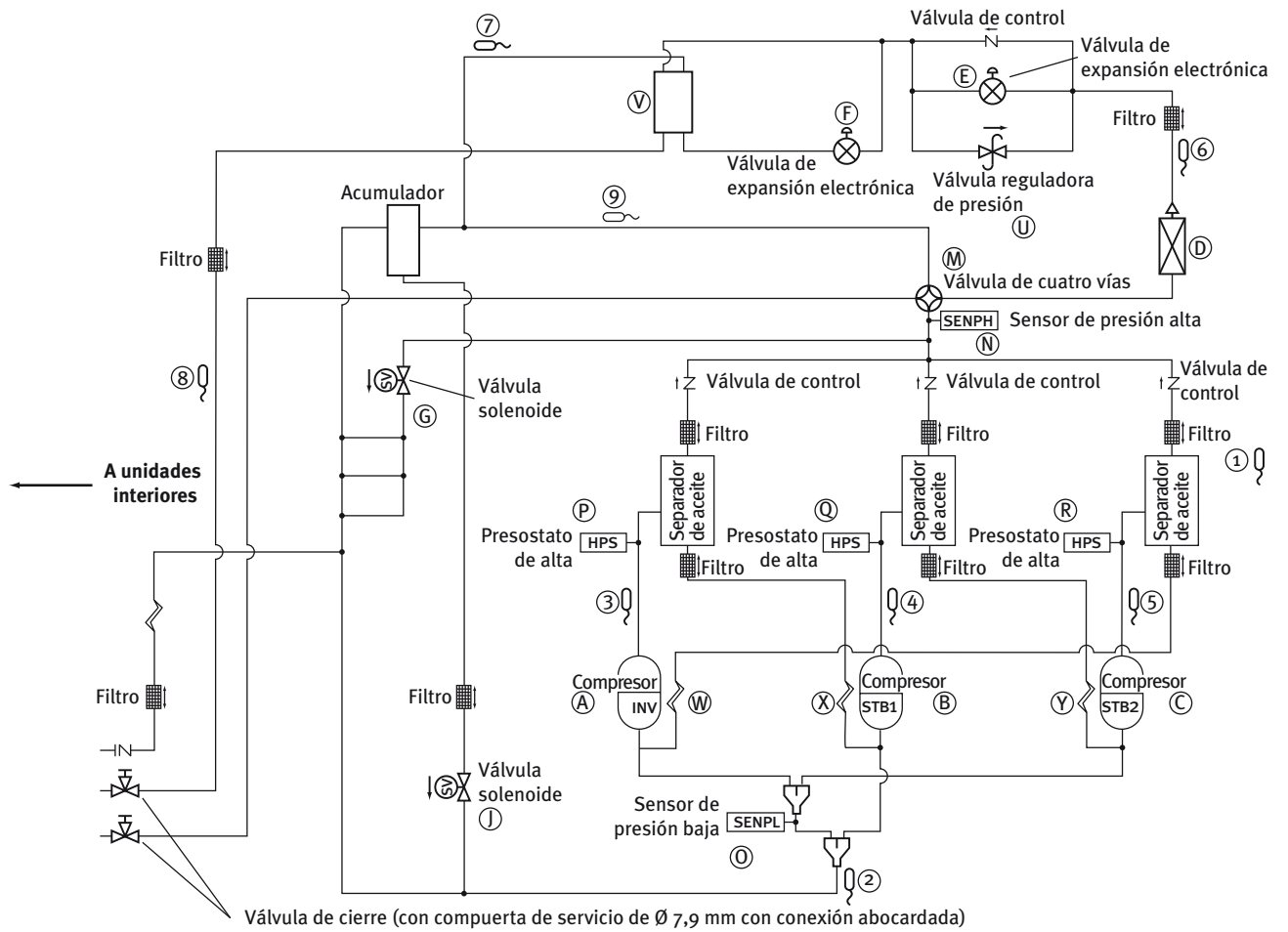
misma unidad exterior, existen unidades interiores funcionando en refrigeración, mientras que otras lo hacen en modo calefacción; esto supone una transferencia de energía de unas zonas a otras del edificio, lo que se traduce en muy bajo consumo energético, ya que el compresor trabaja a un ritmo muy inferior al de cualquier proceso de compresión clásico.

Cuando se utilizan equipos condensados por agua, se pueden conectar dichas unidades a bucles de agua –también denominados lazos hidráulicos energéticos (LHE)– o a grandes fuentes naturales de energía –geotermia, agua de mar o ríos, etc.–, que eviten medios auxiliares (torres de refrigeración y/o calderas o equipos bomba de calor) para mantener las temperaturas operativas óptimas del LHE (aproximadamente 27-30 °C), lo que consigue valores EER/COP puntuales cercanos a 10, cuando las cargas están compensadas y estacionales medios superiores a 6.

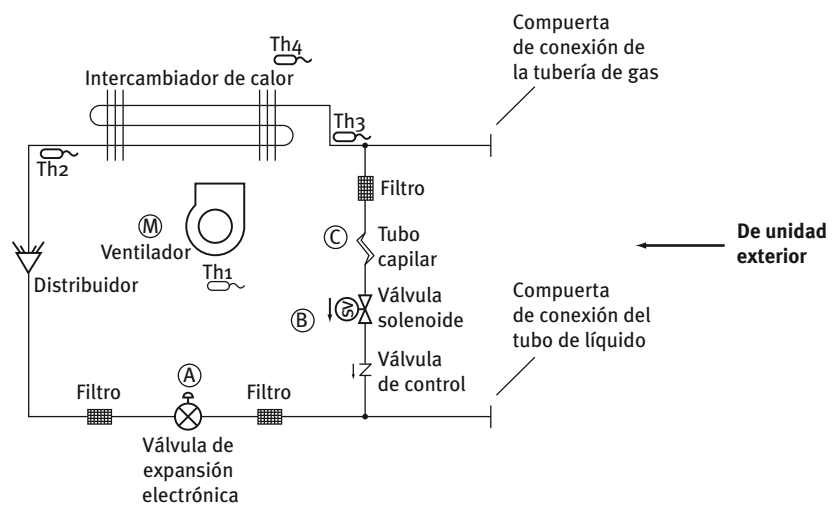
Existe gran variedad de modelos conectables, y por tanto permite la adaptación de estos sistemas a cualquier tipo de local o edificio.

Descripción de funcionamiento de los sistemas de caudal de refrigerante variable

Desde el o los compresores situados en la unidad exterior, se envía el refrigerante (gas o líquido) a las baterías de intercambio freón-aire, situadas en la/s unidades exterior e interiores, actuando las mismas como evaporador o condensador, según demande el sistema y controlando el funcionamiento de los compresores y el flujo de refrigerante enviado al sistema gracias al sistema inverter y a través de las válvulas de expansión electrónicas.



Esquema frigorífico unidad exterior



Esquema de unidad interior

Figura 4.52: Ciclo frigorífico en un sistema bomba de calor

El número de unidades interiores que pueden conectarse a un sistema es variable, dependiendo del tipo y capacidad de dicho sistema, pudiendo llegarse hasta un máximo de 80 en algunos modelos de equipos “bomba de calor” existentes en el mercado.

Gracias al uso del inverter se puede mantener a carga parcial temperaturas muy cercanas a las de consigna ($\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$) y como consecuencia a carga parcial (que es como funciona una instalación durante el mayor porcentaje de su operación), el ahorro de energía conseguido es muy grande.

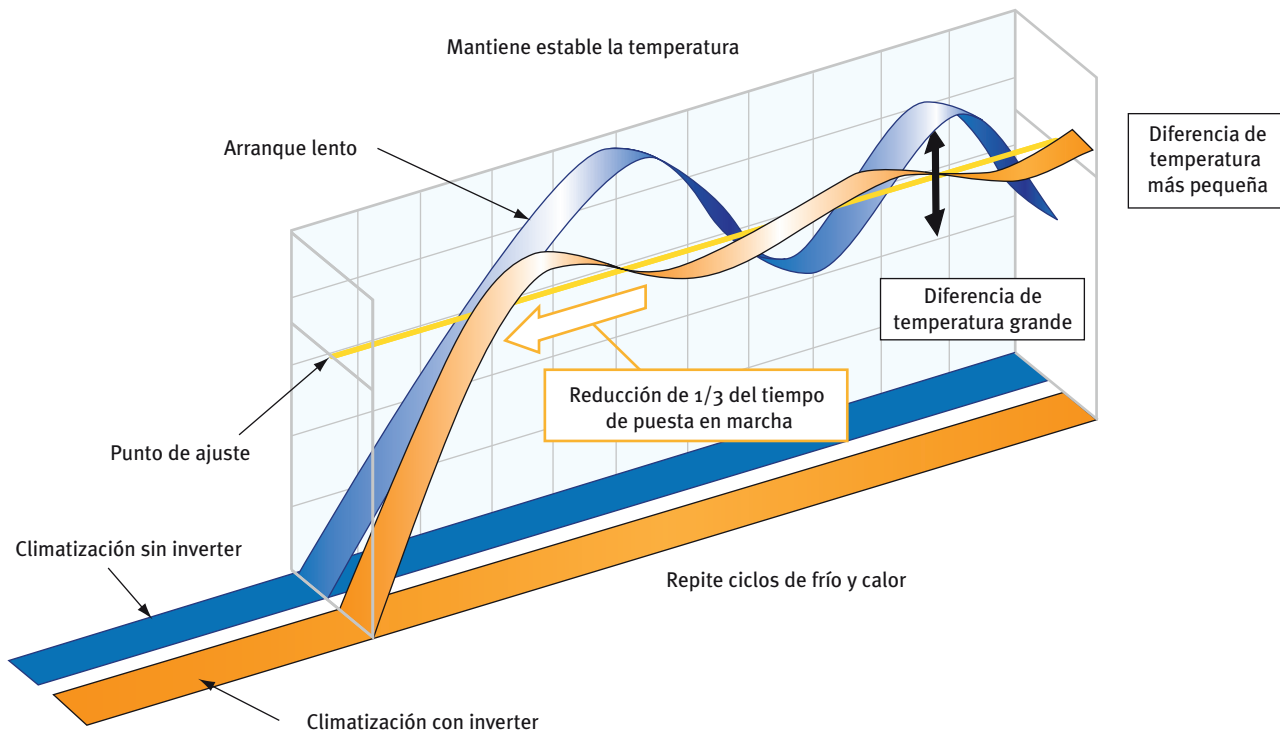


Figura 4.53 A: Comparativo entre operación con y sin inverter

Rangos de operación de sistemas de caudal de refrigerante variable

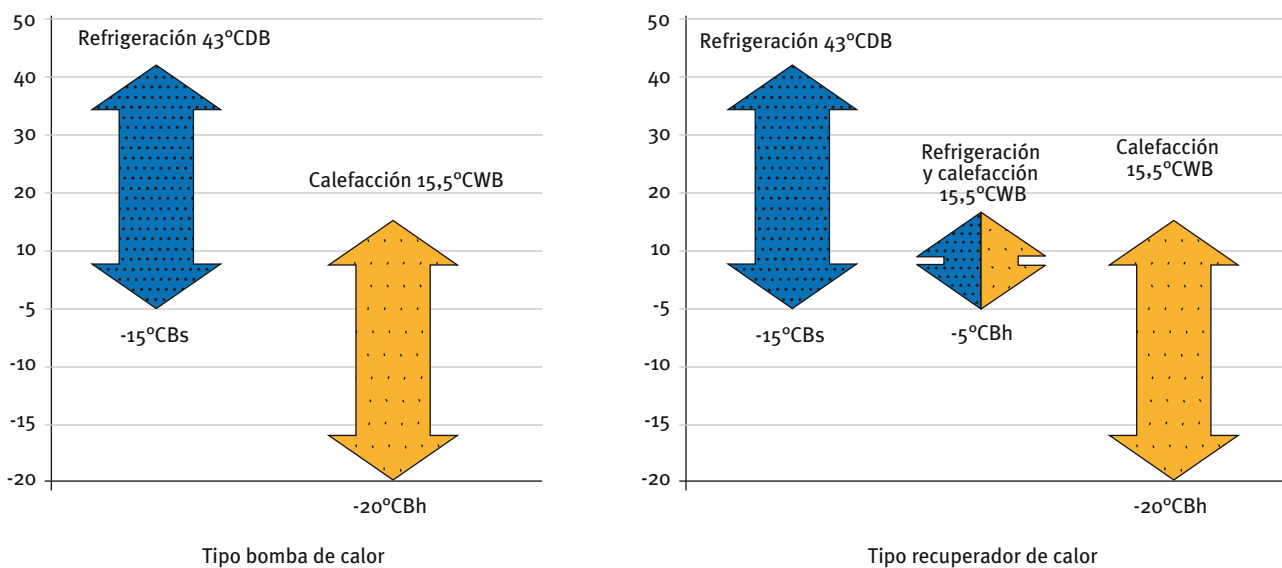


Figura 4.53 B: Límites exteriores de operación en equipos condensados por aire

Siendo en estas figuras:

°CDB: Temperatura de bulbo seco en °C.

°CWB: Temperatura de bulbo húmedo en °C.

Límites operacionales y de instalación

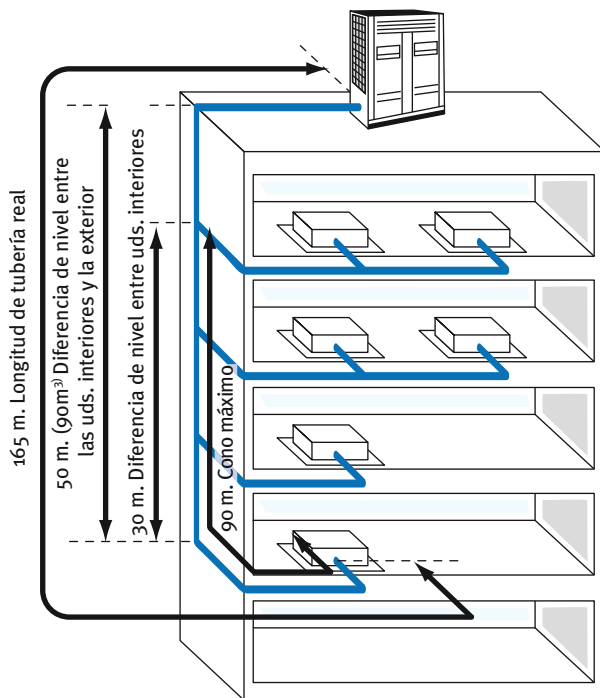


Figura 4.54: Ejemplo de limitación de tuberías en circuitos frigoríficos. Estas longitudes dependen del fabricante y modelo seleccionado

Selección de sistemas de caudal de refrigerante variable

El proceso de selección de las unidades es el siguiente:

- Con los cálculos de cargas de cada local a climatizar, seleccionar las unidades interiores, teniendo en cuenta las potencias sensibles y totales así como las correcciones correspondientes por la longitud de circuito desde la unidad exterior hasta la unidad interior correspondiente y las correcciones por la temperatura de operación (si procede). Los fabricantes disponen de programas de selección que contemplan estos parámetros y seleccionan directamente las unidades de acuerdo a estos requisitos.
- La suma de las capacidades totales de las unidades interiores seleccionadas, dará un valor global de potencia en kW.

- Este valor global debe corresponder a la capacidad Total (sensible y total) de la unidad exterior. Estos sistemas de caudal de refrigerante variable, admiten por regla general un desfase superior o inferior entre la capacidad total de las unidades interiores instaladas y la de la unidad exterior seleccionada.

- A este desfase se le llama relación de conexión; podemos asimilar esta relación de conexión, es algo similar a la simultaneidad en instalaciones con plantas enfriadoras o bombas de calor.

- En estos sistemas se admite una relación de conexión comprendida normalmente entre el 50% y el 150%, aunque esta relación de conexión dependerá del fabricante y del modelo del equipo seleccionado.

$$50\% \Sigma \text{ capacidad uds interiores} \geq \text{Relación de conexión} \leq 150\% \Sigma \text{ capacidad uds interiores}$$

- Hay que tener en cuenta que a mayor relación de conexión, disminuye la capacidad entregada por cada unidad interior (aunque se produce un pequeño incremento en la capacidad entregada por la unidad exterior).

Ventajas derivadas de la utilización de sistemas de caudal de refrigerante variable

- Altos valores de EER/COP en los propios equipos, especialmente en los funcionamientos de las instalaciones a carga parcial y sobre todo en sistemas de recuperación de calor por transferencia de energía entre zonas del edificio.
- Mejora del rendimiento global de las instalaciones al eliminar elementos como bombas de circulación necesarios en instalaciones convencionales en cualquier condición de utilización (tanto a carga muy parcializada como en máxima demanda).
- Menores espacios requeridos para el transporte de la energía. A modo de ejemplo, para transportar 100 kW de potencia según el medio de transferencia utilizado, mostramos los siguientes espacios:
 - Agua: 2 tuberías aisladas, aprox. 340 x 170mm
 - Aire: conductos, aprox. 980 x 980mm
 - Refrigerante: 2 tuberías aisladas, aprox. 180 x 121mm

- Menor superficie ocupada por las unidades exteriores e interiores frente a otros sistemas.
- Unidades modulares y ligeras (se eliminan en muchos casos refuerzos estructurales, grúas de izado de unidades exteriores, etc.).
- Función back-up, con lo que se eliminan equipos de reserva.
- Bajos niveles sonoros y de vibraciones con el consiguiente ahorro en soluciones acústicas.
- Instalación simplificada frente a otros tipos de sistemas.
- Sencillez de mantenimiento.

Transferencia energética entre zonas del edificio

Los sistemas de caudal de refrigerante variable de tipo “solo frío” y “bomba de calor”, presentan de forma orientativa los siguientes coeficientes de rendimiento:

- Valores EER* para equipos solo frío y bomba de calor condensados por aire: $3,00 \geq \text{Coef EER} \leq 4,00$
- Valores COP* para equipos solo frío y bomba de calor condensados por aire: $3,70 \geq \text{Coef COP} \leq 4,3$

* Valores dados en condiciones EUROVENT y con una relación de conexión del 100%. Es decir, con 27 °CBS y 19 °CBH interiores y 35 °C exteriores en verano y con 20 °CBS interiores y 7 °CBS, 6 °CBH exteriores en invierno; así como para una longitud frigorífica equivalente de 8 m, con 0 m de desnivel.

Para otros valores se deberán aplicar las correcciones correspondientes.

Estos valores, que dependerán de cada fabricante, pueden verse incrementados hasta en un 30% si se utilizan combinaciones de alto rendimiento.

En este caso, los valores EER/COP de los equipos son los netos de la instalación, ya que no existen elementos auxiliares al transporte e intercambio de la energía (bombas de circulación, ventiladores, baterías de climatizadores, intercambiadores de calor, etc.), que penalicen los coeficientes de los equipos.

De forma análoga:

- Valores netos aproximados EER** para equipos bomba de calor condensados por agua:

$$\text{Coef EER} \approx 3,76$$

- Valores COP*** para equipos bomba de calor condensados por agua:

$$\text{Coef COP} \approx 5,95$$

** Valores dados para una temperatura del bucle de agua de 30 °C y reducidos en un 20% por los consumos de bombas de circulación y ventiladores de unidades interiores y torre de enfriamiento.

*** Este valor tan elevado será aplicable en el caso de equipos instalados en bucle de agua (preferentemente los de recuperación de calor) con las cargas compensadas (el mismo número de unidades trabajando en refrigeración y en calefacción), o cuando se utilicen fuentes naturales como la geotermia, a aguas superficiales de mar o de río.

Si no existe compensación mediante los propios equipos conectados al bucle o a través de las fuentes naturales citadas, el calor requerido, habrá que aportarlo, desde calderas o similares, debiendo replantearse en este caso la conveniencia de utilizar este tipo de equipos, analizando el rendimiento global de la instalación durante todo el ejercicio anual, (esto deberá hacerse teniendo en cuenta multitud de datos y utilizando programas informáticos). Si existe compensación se pueden llegar a obtener –si las potencias entregadas y absorbidas al anillo hidráulico están compensadas– COP puntuales de hasta 10 y COPs estacionales del entorno de 6.

Estos sistemas pueden sustituir a los tradicionales de cuatro tubos en lo relativo a la operación independiente en refrigeración o calefacción de cada unidad interior, con las ventajas de la simplicidad de la instalación frente a las de tipo clásico y la del ahorro de energía derivado de los altos coeficientes EER/COP propios de los mismos.

Ejemplo

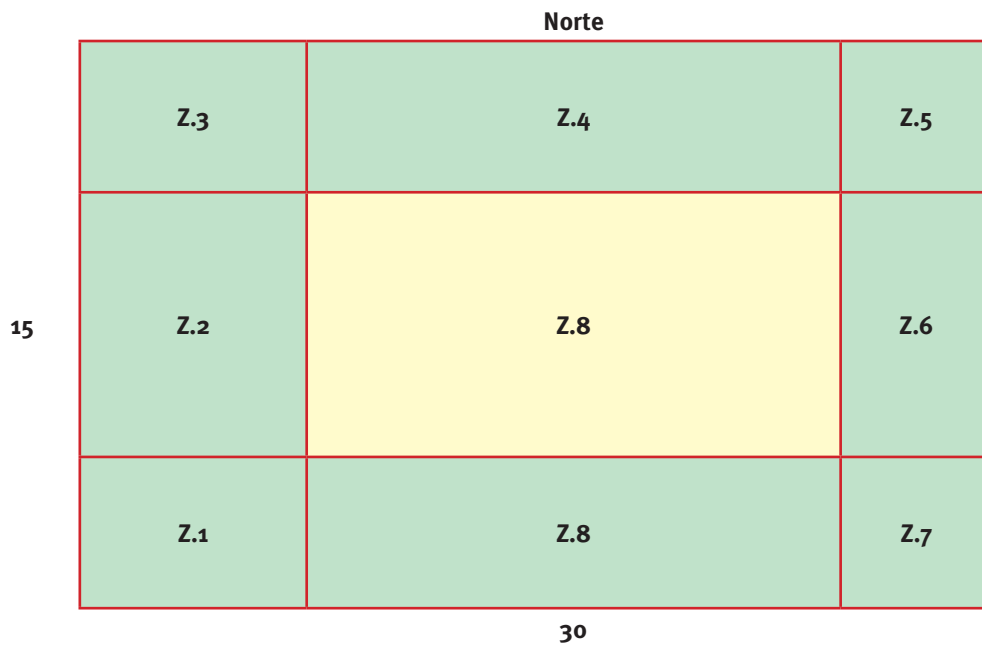
A modo de ejemplo, los coeficientes COP de una unidad de 28 kW de potencia nominal de refrigeración, puede tener, a distintas situaciones de funcionamiento nominal, los siguientes valores:

VALORES COEFICIENTES EER/COP A DIFERENTES SITUACIONES DE FUNCIONAMIENTO. RELACIÓN CONEXIÓN 110%

Modo de operación		Pot Refrig (kW)	Pot Calif. (kW)	Tª Exterior (°C)	Tª Interior (°C)	EER	COP
100% Refrigeración	0% Calefacción	28,50	0,00	35	27/22	3,99	0,00
25% Refrigeración	75% Calefacción	7,06	21,49	7	27/22	6,01	
				11		6,35	
				15		6,62	
50% Refrigeración	50% Calefacción	12,49	14,70	7	27/22	7,52	
				11		7,87	
				15		8,29	
75% Refrigeración	25% Calefacción	20,26	7,23	7	27/22	8,39	
				11		7,94	
				15		7,44	
0% Refrigeración	100% Calefacción	0,00	32,40	7	27/22	0,00	4,24

De la observación de la tabla anterior, se puede apreciar que los mejores coeficientes se obtienen cuando la demanda de refrigeración está en torno al 70% de la producción de la unidad exterior en refrigeración y el resto en calefacción; ello es debido a que a la potencia de condensación se añade al calor aportado por los compresores del circuito, que aproximadamente pueden llegar a suponer un 25% de la potencia de evaporación.

Sea la planta intermedia de oficinas siguiente:



Datos de partida:

- Condiciones interiores: 25 °C, 50% H.R. en verano y 22 °C en invierno.
- Funcionamiento: 300 días/año, 12 horas diarias.
- Carga de calefacción zona perimetral: 32,0 kW.
- Carga de refrigeración zona perimetral: 50,8kW.
- Carga zona interna (solo refrigeración): 42,7kW (constante).

Para simplificar el cálculo no se considera la ventilación, la cual es neutralizada por otros equipos.

Opción 1. Utilizando bomba de calor

2 Equipos bomba de calor: Fachadas

Potencia nominal unitaria equipo:

28 kW (refrigeración)

31,5 kW (calefacción)

Relación de conexión 100%

1 equipo solo frío: zona interna

Potencia nominal equipo: 56 kW (refrigeración)

Relación de conexión 100%

Potencia total nominal instalada (2 bombas de calor y 1 equipo sólo frío)

112 kW (refrigeración)

63 kW (calefacción)

Opción 2. Utilizando recuperación de calor

2 Equipos con recuperación de calor

Potencia nominal unitaria equipo:

57 kW (refrigeración)

64,8 kW (calefacción)

Relación de conexión 100%

Potencia total nominal instalada (2 equipos)

114 kW (refrigeración)

129,6 kW (calefacción)

Como los consumos de las unidades interiores serán los mismos con sistemas “bomba de calor” que con sistemas “con recuperación de calor”, no los tendremos en cuenta.

Dado que se trata de equipos del mismo tipo, con coeficientes EER muy parecidos, no se considera el funcionamiento de la instalación en modo refrigeración, ya que las diferencias (de haberlas), serán muy pequeñas.

Periodo de calefaccion (150 días)**Opción 1**

Demanda de calefacción en zona perimetral: 2.7648,00 kWh

Tomando una temperatura media estacional de 11 °C tendremos:

Potencia de calefacción de los equipos instalados: 63,00 kW

Consumo de equipos: 13,68 kW

Esto supone un COP estacional de:

$$\text{COP} = (63,00)/13,68 = 4,6$$

Los equipos funcionarán en estas condiciones el número de horas suficientes para satisfacer la demanda de calefacción, esto es:

Horas de funcionamiento

$$27.648 \text{ kWh (calefacción)}/63 \text{ kW} = 438,86 \text{ horas}$$

Energía consumida por los dos sistemas “bomba de calor” (calefacción zona perimetral)

$$438,86 \text{ horas} \cdot 13,68 \text{ kW} = 6.003,60 \text{ kWh}$$

Demanda de energía de refrigeración por la zona interna = 150 días · 12 horas/día · 42,7 kW = 76.860,00 kWh

Para una temperatura exterior estacional de 11 °C (la misma que para la zona perimetral), el equipo de caudal de refrigerante variable entrega:

Pot refrigeración del equipo instalado: 52,40 kW

Consumo del equipo: 8,02 kW

Esto supone un EER estacional de:

$$\text{EER} = (52,40)/8,02 = 6,53$$

El número de horas de funcionamiento de este conjunto será:

$$n^{\circ} \text{ horas} = 76.680,00 \text{ kWh}/52,40 \text{ kW} = 1.463,36 \text{ horas}$$

El consumo de este conjunto de caudal de refrigerante variable (refrigeración de zona interna) será

$$1.463,36 \text{ horas} \times 8,02 \text{ kW} = 11.736,15 \text{ kWh}$$

CONSUMO= nº horas funcionamiento equipos calefacción zona perimetral + nº horas funcionamiento. Refrigeración zona interna.

$$\text{CONSUMO CALEF (bomba de calor/solo frío)} = 6.003,60 + 11.736,15 = 17.739 \text{ kWh}$$

Opción 2

Durante el periodo de calefacción, la relación media entre la carga de calor y la de frío es de:

$$\text{Porcentaje de demanda de calefacción \%} = (32 / (32 + 42,7)) \cdot 100 = 43\%$$

$$\text{Porcentaje de demanda de refrigeración \%} = 100 - 43 = 57\%$$

Para la determinación de las prestaciones de los equipos adoptaremos la relación 60-40% en este ejemplo.

Demanda neta estacional de calefacción zona perimetral: 27.648,00 kWh.

Demanda de refrigeración de la zona interna: 76.860,00 kWh.

La capacidad total estimada de los dos equipos de caudal de refrigerante variable a 11 °C exteriores y funcionando el 60% en refrigeración y el 40% en calefacción es:

Potencia de calefacción entregada por los equipos 60% refrig/40% calef: 51,72 kW

Pot refrigeración Idem: 57,64 kW

Con un COP de: 7,90;

Esto supone un consumo de Consumo = (51,72 + 57,64) / 7,90 = 13,84 kW.

(Estos valores se han interpolado entre las condiciones de funcionamiento 50% refrig/50% calefacc. y 75% refrig/25% calefacc., dadas por el fabricante).

Cuando los equipos funcionen en modo 100% refrigeración, 0% calefacción, con 11 °C de temperatura exterior, tendremos resultados similares a un equipo convencional “solo frío” funcionando en estas condiciones, es decir:

Pot de refrigeración entregada por los equipos 100% Refrig.: 52,40 kW

Con un consumo de: 8,02 kW

Esto supone un EER = (52,40)/8,02 = 6,53

Los equipos funcionarán en modo “recuperación de calor” el número de horas suficientes para satisfacer la demanda de calefacción, esto es:

Horas funcionamiento al 60%-40% 27.648 kWh (calefacción)/51,72 kW = 534,57horas.

Energía aportada a la refrigeración de la zona interna en modo recuperación de calor 534,57 horas · 57,64kW = 30.812,61kWh

Energía de refrigeración a aportar por los equipos de caudal de Refrig. Variable funcionando solo en refrigeración = 76.860,00-30.812,61 = 45.867,38 kWh

Horas de funcionamiento en refrigeración del equipo de la zona interna =45.867,38 kWh/52,40 = 875,33 horas

CONSUMO= nº horas funcionamiento al 60/40% · 13,84 Kw + nº horas fun. Refrigeración · 8,02 kW

$$\text{CONSUMO CALEF (con equipos con recup. de calor)} = 534,57 \cdot 13,84 + 875,33 \cdot 8,02 = 14.418,60 \text{ kWh}$$

Conclusiones

- Con la utilización de sistemas de caudal de refrigerante variable en edificios con demanda de refrigeración durante todo el año (edificios de oficinas con amplias zonas internas, CPD, locales de reprografía integrados en galerías comerciales, etc.), se consiguen reducciones en el consumo de energía anual de calefacción que pueden ser superiores al 20% de la demanda de temporada.
- Si nos referimos al ejemplo anterior:

El consumo de energía durante la temporada de calefacción, utilizando sistemas de caudal de refrigerante variable, de tipo “bomba de calor” y “solo frío” para la zona interna, asciende a 17.739,75 kWh.

El consumo de energía durante la temporada de calefacción, utilizando sistemas de caudal de refrigerante variable con recuperación de calor, que climatizan todo el edificio, asciende a 14.418,60 kWh.

A la vista de este estudio se deduce que “la utilización de equipos con recuperación de calor ahorra aproximadamente un 18,7% respecto a una que no la incluya”, (en este caso el ahorro de energía conseguido asciende a 3.321,15 kWh).

Consecuentemente con la cifra de ahorro de energía anterior (3.321,15 kWh), se produce una reducción de las emisiones de CO₂ de 2.155,43 Kg por año de funcionamiento de la instalación.

Este porcentaje variará según la tipología de la instalación y el edificio, siendo mayor a medida que el número de horas de funcionamiento en modo de recuperación de calor aumente y alcanzando valores óptimos cuando la relación de funcionamiento refrigeración/calefacción sea del 70%-30%.

4.3.2 Bucle de agua

Introducción

Frecuentemente, en edificios con un gran núcleo central y una envolvente con distintas orientaciones, se producen cargas opuestas simultáneas; es decir, refrigeración durante todo el año en el núcleo, mientras que en la envolvente se demanda calefacción en invierno y refrigeración en verano. En épocas intermedias, la demanda de la envolvente puede evolucionar de calor a primeras horas de la mañana, a reclamar frío en las horas centrales del día.

El bucle de agua, o Lazo Hidráulico Energético, o también Anillo Térmico, ofrece una gran eficiencia y versatilidad, cuando los elementos terminales del mismo pertenecen a algún sistema de recuperación de calor, en cuyo caso se optimizan los coeficientes EER/COP (a plena carga) y ESEER (a carga parcial) y se superpone el aumento de eficiencia del sistema de recuperación de calor, con el propio del bucle de agua, también de recuperación de calor.

La temperatura constante del anillo hidráulico se consigue mediante el funcionamiento alternativo de una torre y de una caldera, para mantener el agua a una temperatura constante de alrededor de 30 °C.

Este sistema es el denominado “bucle de agua” (también “lazo hidráulico energético” – LHE) que describimos a continuación.

Descripción

Es un sistema formado por unidades de condensación por agua, que pueden funcionar en modo frío y en modo bomba de calor, cediendo y captando la energía necesaria para completar el ciclo frigorífico (evaporación/condensación) de un anillo hidráulico de temperatura constante, mantenida esa temperatura mediante medios auxiliares externos.

El así denominado bucle de agua, consta, como se indica en la figura 4.55 de los siguientes elementos:

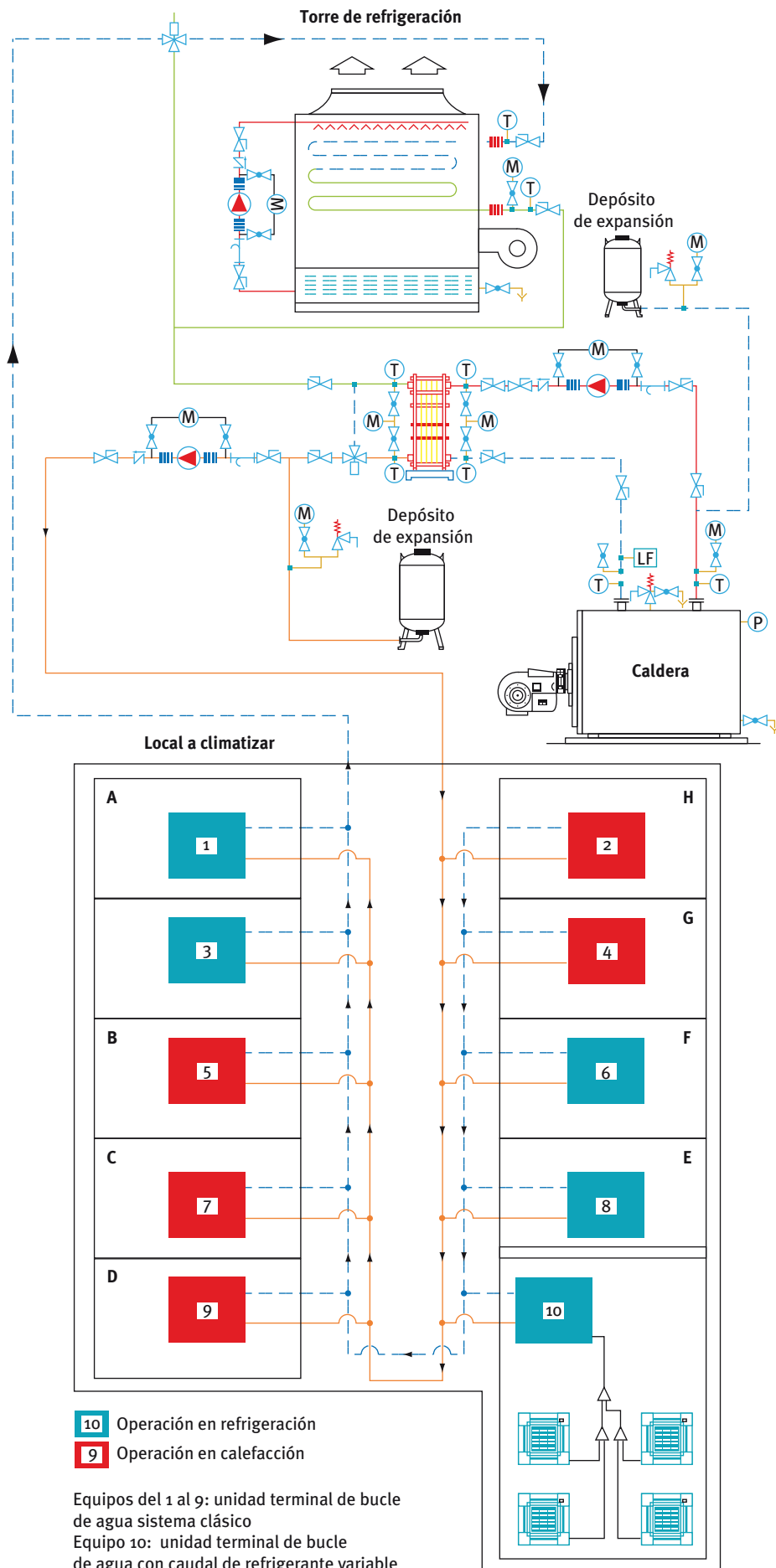
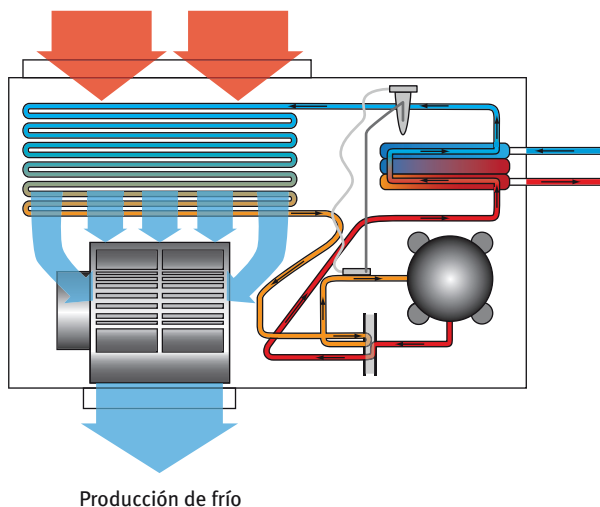


Figura 4.55: Bucle de agua con torre y caldera

La tipología de unidades susceptibles de poder ser conectadas a un bucle de agua, comprende una amplia gama de unidades terminales de bucle, entre las que se pueden incluir las siguientes:

- Unidades específicas para aplicación en bucle.
- Sistemas de caudal de refrigerante variable condensados por agua.
- Enfriadoras y bombas de calor de condensación por agua.



- Equipos compactos de condensación por agua.
- Condensadores (de refrigeración por agua) de equipos de frío industrial.

Cuando un equipo tiene una demanda en frío utiliza el anillo hidráulico como medio de condensación, produciendo por tanto frío en el evaporador, mientras que el equipo que demanda calor, utiliza el agua del anillo hidráulico como medio para evaporar el refrigerante del evaporador, produciendo agua caliente para satisfacer la demanda de calefacción.

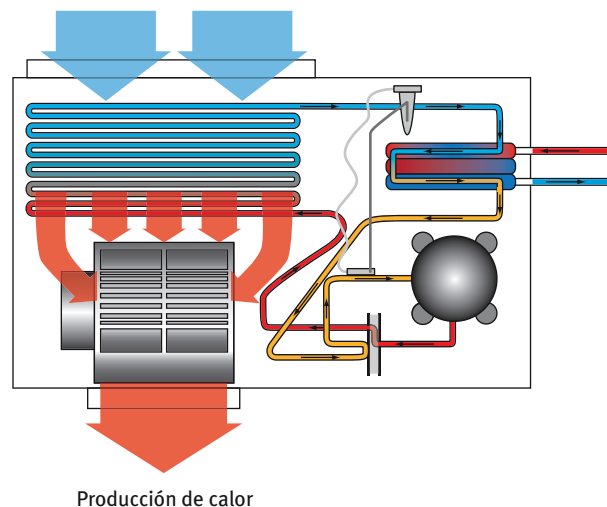


Figura 4.56: Producción de calor o frío variando la posición de la válvula reversible de 4 vías

Aplicaciones

El bucle de agua o bucle energético, es uno de los sistemas más eficientes y respetuosos con el medio ambiente, sistemas de alta eficiencia en climatización de edificios, en un rango de potencias ilimitado, pueden instalarse casi en cualquier ubicación del edificio. Cada equipo terminal corresponde únicamente a la demanda de frío y de calor de la zona a la que pertenece. Esto permite un excelente nivel de confort para sus ocupantes, un control más eficiente de la energía consumida y un menor coste operacional a lo largo de todo el año.

El *Air-Conditioning Refrigeration Institute* (ARI) y la *International Standard Organization* (ISO), han publicado normativas en las que indican las aplicaciones más recomendables para el bucle de agua.

A continuación se indican las aplicaciones más recomendadas para este sistema según la ISO y que están disponibles en muchos fabricantes actuales de equipos de climatización.

Este sistema presenta ventajas por los grandes valores de eficiencia que se consiguen.

Aplicación TORRE/CALDERA: ARI 320/ISO 13256-1

La aplicación torre/caldera utiliza un sistema hidráulico sencillo de dos tubos que aporta calor, extrae calor, o lo transfiere a otros equipos del mismo edificio.

El agua para calefacción se encuentra a una temperatura entre 18 y 20 °C; esta temperatura se consigue mediante una caldera localizada en la sala de calderas.

La temperatura del agua de condensación, en los meses de refrigeración, se mantiene entre 30 y 35 °C y, para conseguir esta temperatura, se requiere la utilización de una torre de refrigeración, para disipar el calor de condensación.

La torre de refrigeración se pueden localizar en la cubierta del edificio, en el interior, o adyacente al mismo.

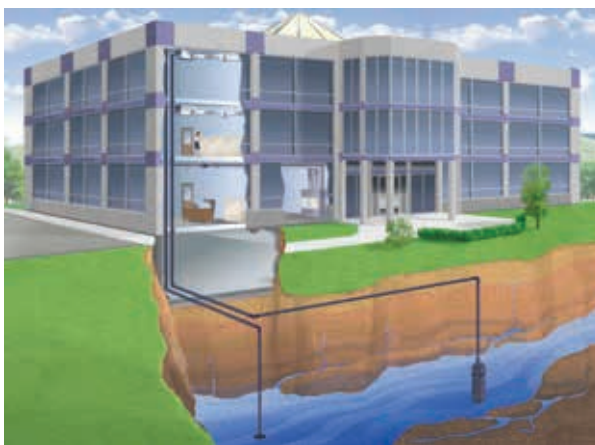


La norma ASHRAE 90.1 establece que las bombas de circulación de más de 8 kW, deben llevar variador de frecuencia sistema Inverter®, y la instalación de aislamiento en la tubería, siempre que la temperatura del agua se encuentre por debajo de 16 °C y superior a 40° C.

Aplicación bucle abierto con agua de pozo: ARI 325/ISO 13256-1

Los sistemas de bucle abierto con agua de pozo que utiliza agua del subsuelo, añade o elimina calor del agua interior del bucle de agua.

El mayor beneficio de un sistema de bucle abierto es el mantenimiento de la temperatura constante, normalmente entre 10 y 15 °C, lo que permite un funcionamiento muy eficiente al menor coste de explotación.



Es práctica habitual el añadir un intercambiador de calor, para aislar el circuito hidráulico del edificio del agua del pozo. La utilización de este intercambiador permite reducir los costes de mantenimiento, mientras que permite la transferencia de energía entre unidades terminales, como en el sistema torre/caldera.

Un buen diseño del sistema permite la utilización de un gran caudal de agua del subsuelo (1,5 l/h por kW) y prevenir la descarga del agua utilizada, otra vez de vuelta al acuífero.

Las aplicaciones de bucle con sistema abierto se utilizan frecuentemente en zonas costeras, donde las características del terreno permiten la reinyección del agua al acuífero.

Téngase en cuenta que hay normativa sobre la profundidad de los pozos, la distancia que debe existir entre el pozo de extracción y el de reinyección.

Una mala calidad del agua puede causar problemas de suciedad en el intercambiador de calor, mientras que los sólidos en suspensión, pueden erosionar los intercambiadores. Deben utilizarse filtros para evitar los problemas producidos por los sólidos en suspensión.

Aplicación de geotermia de bucle cerrado: ARI 330/ISO 13256-1

Las aplicaciones de bucle cerrado en vertical se instalan perforando agujeros verticales e insertando tuberías de impulsión y retorno de polietileno.

Los pozos verticales están conectados en paralelo, según el sistema de retorno invertido, para permitir que el agua del edificio circule por igual a través de todo el terreno.



El fluido circulante disipa calor al terreno de una forma similar a la torre de refrigeración y añade calor al bucle, como lo hacía la caldera.

Si el bucle está bien diseñado, el terreno deberá mantener la temperatura del bucle del edificio, sin necesidad de utilizar una torre ni una caldera.

El rango de temperaturas en climas nórdicos se encuentra entre 3 y 35 °C, mientras que en climas más meridionales se encuentra entre 5 y 38 °C.

El número y la profundidad de las perforaciones deben determinarse utilizando el software específico diseñado para aplicaciones de geotermias verticales.

Una profundidad típica en bucles verticales se encuentra entre 40 y 120 m y normalmente se requiere 20 m por cada kW de refrigeración.

Una aplicación horizontal de circuito cerrado es similar al bucle de la aplicación en vertical, con excepción de que los bucles se instalan en zanjas aproximadamente a 1,5 m de la superficie del terreno.

Las tuberías deben instalarse siguiendo una disposición de 4 ó 6 tubos y pueden requerirse entre 40 y 55 m² por kW de refrigeración.

Las temperaturas del bucle para aplicaciones comerciales se encuentran entre 4 y 35 °C en climas nórdicos, mientras que en climas más meridionales se encuentran entre 5 y 38 °C.

Los bucles horizontales normalmente no se instalan en zonas urbanas, ya que el coste del terreno es prohibitivo.

Nuevos avances en los procedimientos de instalación han mejorado el tiempo de montaje de bucles horizontales, manteniendo el coste inicial, menor al del bucle vertical.

Aplicación lagos y aguas superficiales

Un sistema de bucle cerrado de agua de la superficie, o de un lago, es un bucle geotérmico que se instala directamente en un lago que se encuentre cerca del edificio. En muchas ocasiones, el agua que se va a utilizar se coloca en la parte superior del edificio para permitir el drenaje del agua y cumplir un cierto diseño estético.

Los tubos del bucle están fabricados de polietileno, de igual forma que los bucles horizontales o verticales, utilizando un diseño de retorno invertido. La profundidad y el tamaño del lago son factores críticos para este sistema.

Debe obtenerse una certificación expedida por la Confederación Hidrográfica a la que se pertenece, en el

que se indique el volumen de agua que quiere utilizarse puede soportar los consumos del edificio.

El rango de temperaturas que se utilizan en este sistema, se encuentra entre 2 y 30 °C y proporciona el mejor rendimiento para la condensación y el menor coste de implantación de los 3 bucles geotérmicos descritos.



Algunas aplicaciones no podrán realizarse debido a que entorpezcan accesos públicos o produzcan humedades debidas a inundaciones.

Ejemplos

Aplicación TORRE/CALDERA

El siguiente ejemplo explica una selección típica para una zona, según un sistema caldera/torre en un edificio comercial.

El programa de estimación de las cargas térmicas del edificio determina las siguientes necesidades en la zona a climatizar:

Demandas de la zona:

Demanda de frío total: 11,2 kW

Demanda sensible de frío: 9,3 kW

Carga total de calefacción: 10,8 kW

Caudal de aire: 2.565 m³/h

Temp. retorno en frío: 26,7 °C bulbo seco/19,4 °C bulbo húmedo

Un rango típico de caudales para las aplicaciones caldera/torre está entre 0,55 y 0,68 m³/h.

Recurriendo al listado de equipos de bucle de agua de los distintos fabricantes, diseñados especialmente para la aplicación caldera/torre, se considera el modelo BDATC 042, que produce la siguiente potencia frigorífica y de calefacción:

Selección:

Modelo: BDATC 042 (modelo Bucle De Agua para aplicación Torre / Caldera)

Modelo BDATC 042

Tamaño	Caudal de aire (l/s)	Cauda de agua (l/s)	Potencia en frío (kW)	Potencia absorbida (kW)	EER	ESEER	Potencia en calor (kW)	Potencia absorbida (kW)	COP
BDATC 042	661	0,68	12,59	2,86	4,4	4,6	14,84	2,97	5

En Condiciones Eurovent: agua fría 7/12 °C, condensación 30/35 °C

Potencia frigorífica total (Temp. entrada agua 32 °C): 11,9 kW

Potencia frigorífica sensible (Temp. entrada agua 32 °C): 9,6 kW

Potencia calor total (Temp. agua entrada 21 °C): 15,2 kW

Caudal de aire: 42,7 m³/h (presión disponible 150 mm c.a.)

Caudal de agua para aportar la potencia: 13,6 m³/h

Caída de presión en la batería de agua: 2,1 m. c.a

Aplicación Geotermia

En el siguiente ejemplo, se muestra la selección de la misma zona con aplicación de geotermia.

Las demandas para la zona son, como en el ejercicio anterior, las siguientes:

Demandas de la zona:

Demanda de frío total: 11,2 kW

Demanda sensible de frío: 9,3 kW

Carga total de calefacción: 10,8 kW

Caudal de aire: 2.565 m³/h

Temp. retorno en frío: 26,7 °C_{bulbo seco} / 19,4 °C_{bulbo}

Existen programas de selección para bucles de geotermia, para dimensionar el bucle correspondiente. Estos programas basan sus datos en los siguientes parámetros:

- Temperatura del agua de entrada al sistema.
- Superficie disponible para el bucle, lo que permite unas temperaturas máximas/mínimas para la selección de la unidades.

La temperatura de retorno de agua puede estar en su entorno de más alta temperatura entre 30 y 28 °C, mientras que en el entorno más bajo se encuentra alrededor de los -1 °C, según la situación geográfica del edificio.

Los valores típicos de caudal de agua se encuentran entre 70,8 l/h y 84,5 l/h por kW, y es necesaria la utilización de anticongelantes en la mayoría de las aplicaciones en la zona norte del país.

Se elige un equipo de bucle de agua para aplicaciones de geotermia, modelo BDAG, que incluye el aislamiento de la tubería de agua, para evitar la condensación, y un termostato antihielo, para evitar la entrada de agua al sistema, con temperaturas inferiores a 4 °C (debe utilizarse anticongelante).

Las potencias frigoríficas deben recalcularse utilizando el factor de reducción por utilización de etilenglicol.

El modelo BDAG 042 es el que elegimos, pero puede que no cumpla con las demandas de calefacción, debido a las bajas temperaturas de agua de entrada (1,6 °C) y a la utilización de etilenglicol como anticongelante al 20%.

Modelo: BDAG 042 (modelo de Bucle de Agua para aplicación de Geotermia)

Modelo BDAG 042

Tamaño	Caudal de aire (l/s)	Caudal de agua (l/s)	Potencia en frío (kW)	Potencia absorbida (kW)	EER	ESEER	Potencia en calor (kW)	Potencia absorbida (kW)	COP
BDAG 042	661	0,68	13,03	2,61	5	5,8	9,42	2,55	3,7

En Condiciones Eurovent: agua fría 7/12 °C, condensación 30/35 °C

Demandas de la zona:

Potencia frigorífica total (Temp. entrada agua 28 °C): $11,8 \times 0,98 = 11,5$ kW

Potencia frigorífica sensible (Temp. entrada agua 28 °C): $9,4 \times 0,98 = 9,2$ kW

Potencia calor total (Temp. agua entrada 1,6 °C): $1,2 \times 0,975 = 10,9$ kW

Caudal de aire: 25,6 m³/h (presión disponible 180 mm c.a.)

Caudal de agua para aportar la potencia: 18,4 m³/h

Caída de presión en la batería de agua: 4,4 m.c.a

Ejemplo bucle de agua a centro de negocios (ver figura 4.55).

A continuación, se resume en un cuadro las demandas de frío, calor y la energía de calor anual recuperada en el centro de negocios del esquema mostrado en el apartado:

Local N°	Referencia	Enero			Febrero			Marzo	
		Frío	Rec.	Calef.	Frío	Rec.	Calef.	Frío	Rec.
1	Reprografía	1.200	1.500		1.200	1.500		2.000	2.500
2	Local comercial			2.000			2.000		
3	CPD	3.800	4.750		3.800	4.750		5.000	6.250
4	Local comercial			2.500			2.500		
5	Local comercial			3.000			3.000		
6	Sala técnica 1	2.400	3.000		2.400	3.000		3.000	3.750
7	Local comercial			2.500			2.500		
8	Sala técnica 2	2.400	3.000		2.400	3.000		3.000	3.750
9	Local comercial			3.000			3.000		
10	Gimnasio	4.400	5.500		4.400	5.500		6.000	3.750

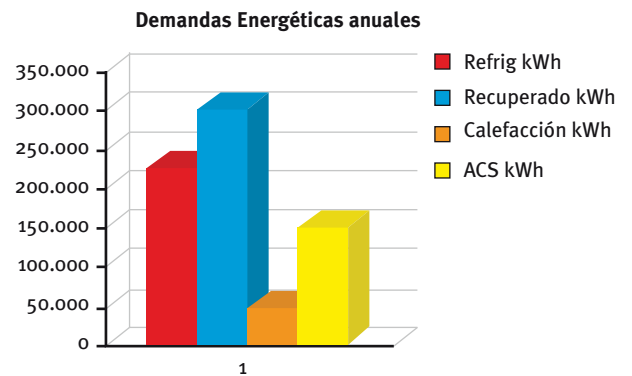
Energía demandada en kWh mensuales

NOTA: los locales en fondo azul oscuro, demandan refrigeración durante todo el año.

Local N°	Referencia	Abril - Septiembre			Octubre			Noviembre			Diciembre		
		Calef.	Frío	Rec.	Frío	Rec.	Calef.	Frío	Rec.	Calef.	Frío	Rec.	Calef.
1	Reprografía		2.000	2.500	2.000	2.500		1.200	1.500		1.200	1.500	
2	Local comercial	1.200	1.100	1.375	1.100	1.375	1.200			2.000			2.000
3	CPD		5.000	6.250	5.000	6.250		3.800	4.750		3.800	4.750	
4	Local comercial	1.800	1.600	2.000	1.500	1.875	1.800			2.500			2.500
5	Local comercial	2.200	2.400	3.000	2.200	2.750	2.200			3.000			3.000
6	Sala técnica 1		3.000	3.750	3.000	3.750		2.400	3.000		2.400	3.000	
7	Local comercial	2.000	2.200	2.750	2.000	2.500	2.000			2.500			2.500
8	Sala técnica 2		3.000	3.750	3.000	3.750		2.400	3.000		2.400	3.000	
9	Local comercial	2.600	3.200	4.000	3.100	3.875	2.600			3.000			3.000
10	Gimnasio		6.000	7.500	6.000	7.500		4.400	5.500		4.400	5.500	

Estimándose unas necesidades de producción de ACS de 165.000 kWh para el gimnasio, el resumen de demandas anuales de refrigeración y calefacción es el siguiente.

Totales anuales	
Refrig (kWh)	252.200
Recuperado (kWh)	315.250
Calefacción (kWh)	71.600
ACS (kWh)	165.000
	165.000



Como puede verse, el potencial de energía térmica recuperada por el sistema es de 315.250 kWh. A la vista de los resultados, puede deducirse las siguientes conclusiones de la aplicación del bucle de agua:

- 1 Con el simple funcionamiento de las máquinas de los locales de: reprografía, centro de proceso de datos, gimnasio y salas técnicas 1 y 2 que demandan frío todo el año, se consiguen recuperar, en los meses de calefacción (enero febrero, marzo, octubre, noviembre y diciembre), una energía de 107.125 kWh.
- 2 La demanda de calefacción es de 71.600 kWh anuales, por lo que puede concluirse que toda la potencia de calefacción está producida por la recuperación de energía de condensación de las máquinas que funcionan en frío durante todo el año, que transfieren su energía de condensación a las zonas con demanda de calefacción.
- 3 Si no se hubiera elegido este sistema, hubiese sido necesario la producción de una energía en calefacción de 71.600 kWh mediante otros equipos de generación de calor.
- 4 Durante los meses de verano (abril- septiembre) se recupera una energía de 208.125 kWh en agua caliente a 50 °c , que puede utilizarse para cubrir el 100% de las necesidades de agua caliente sanitaria del gimnasio, en los meses antes citados (abril-septiembre).

Si realizamos el cálculo del ahorro de vertidos de CO₂ a la atmósfera, llegamos a la siguiente conclusión:

Totales anuales		kg CO ₂
Refrig (kWh)	252.200	
Recuperado (kWh)	315. 250	
Calefacción (kWh)	71.600	11.617
ACS (kWh)	165.000	26.771
	Total	38.388

Debido a la recuperación de calor, y estimando un COP estacional de 4, para la producción de calefacción y agua caliente sanitaria se ahorran 38.388 Kg anuales de emisiones de co₂ a la atmósfera, que corresponderían al consumo eléctrico del equipo bomba de calor aire-agua. Que sería necesario para la producción de calefacción y agua caliente sanitaria, si no se hubiera podido utilizar la recuperación de calor del sistema de bucle de agua.

Principales aplicaciones del bucle de agua

Entre las aplicaciones del bucle de agua cabe destacar las siguientes:

- 1 Centros comerciales, donde se proporciona el servicio de agua de torre a cada local.
- 2 Sedes sociales o grandes edificios muy compartimentados, donde se producen demandas simultaneas de frío y de calor en distintas zonas.
- 3 Edificios donde existen demandas de refrigeración durante todo el año, que permitan recuperar energía para otras zonas que demanden calor. Por ejemplo: centros de procesos de datos, estudios de grabación, salas técnicas, quirófanos, secaderos industriales,...
- 4 En aquellos emplazamientos donde exista disponibilidad de aguas subterráneas o superficiales, con temperatura más o menos constante durante todo el año (aplicación de bucle con geotermia).
- 5 En aquellos proyectos en los que se quiera utilizar terminales autónomos de condensación por agua, para maximizar la eficiencia energética, o donde no es posible la condensación por aire.

Conclusiones

El sistema bucle de agua, por su propia configuración, se utiliza en aquellas instalaciones en las que existen locales con demanda de frío todo el año, y demandas de calefacción simultáneamente en otros.

El bucle de agua pierde su máxima aplicación si no se produce esta circunstancia de recuperación de calor.

El bucle es interesante si se quiere maximizar el valor del rendimiento estacional, al ser un sistema de condensación por agua, llegándose a valores de ESEER de alrededor de 6,5.

Sistema ideal para proyectos de ingeniería e instalador, ya que los equipos se seleccionan en un catálogo de fabricante y el cálculo de la instalación se reduce al cálculo de las tuberías, bombas hidráulicas, válvulas y accesorios del circuito hidráulico.

4.3.3 Máquinas multiciclo. (Producción simultánea de frío y calor)

Introducción

Los equipos multiciclo son equipos que pueden trabajar de forma automática en los diferentes ciclos frigoríficos, incluyendo la recuperación con el fin de optimizar energéticamente y de forma dinámica la producción de frío y calor manteniendo una alto confort.

Normalmente suelen ser equipos a 4 tubos que directamente se conectan a la instalación de clima y calefacción, funcionan en modo automático, realizando ciclos de recuperación de energía, siempre y cuando detectan una demanda de frío y de calor contemporánea en la instalación.

Los equipos de última generación son capaces de reutilizar el calor residual en un circuito independiente que

se puede emplear en la producción de agua caliente sanitaria u otras aplicaciones como el calentamiento de piscinas, apoyo en la calefacción en instalaciones a 4 tubos, etc.

Siempre que los equipos tengan una demanda de frío, podrán recuperar en forma de calor la misma potencia frigorífica más un 20-30% aproximadamente.

El 20-30% es una estimación que proviene del consumo eléctrico de los compresores, y en el que influyen varios factores entre los que se pueden destacar las condiciones exteriores, la eficiencia del equipo y el grado de utilización del mismo.

Sistemas multiciclo de recuperación dinámica de calor

Los equipos multiciclo son capaces de gestionar de forma automática e independiente 2 circuitos hidráulicos, uno de agua fría y el otro de agua caliente.

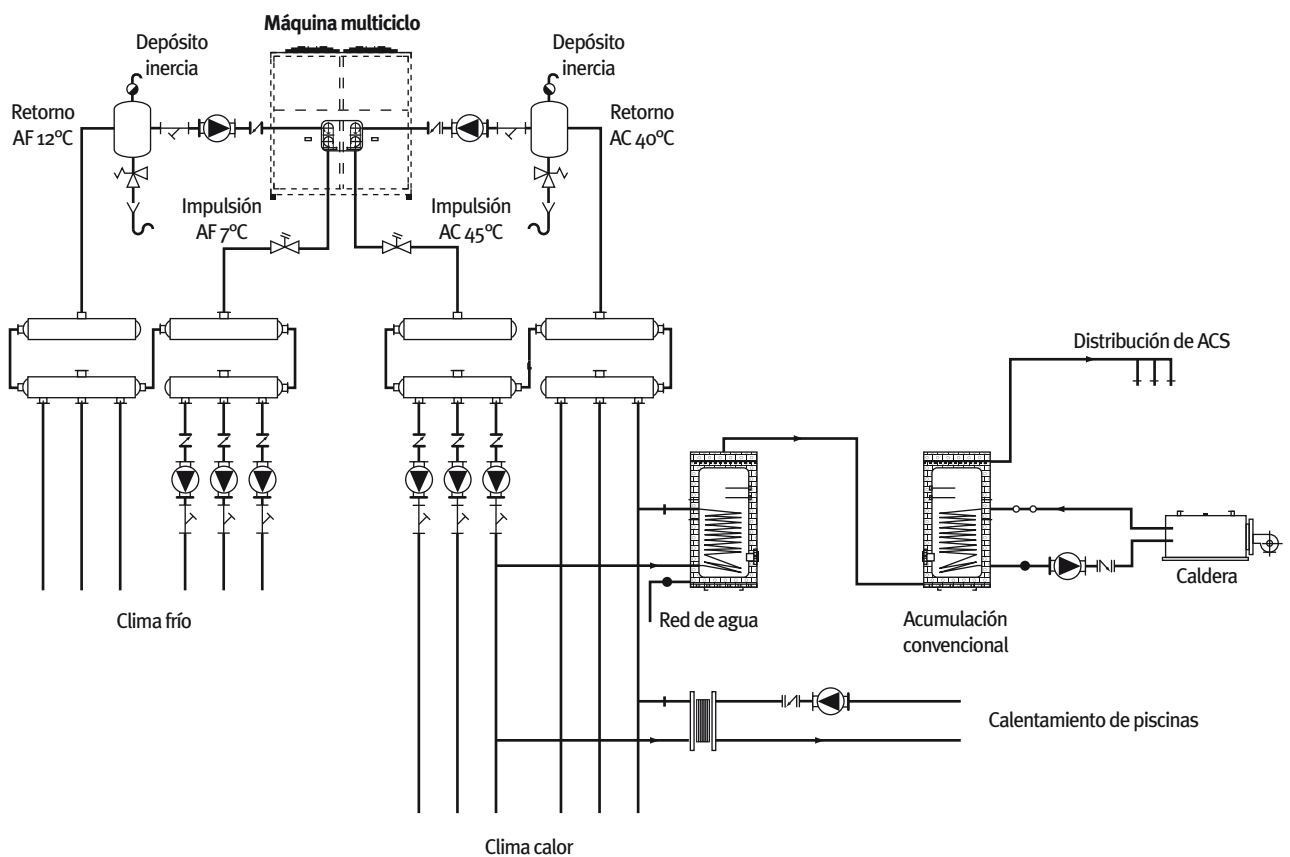


Figura 4.57: Esquema hidráulico de un sistema multiciclo a 4 tubos

Estos equipos se diferencian de otras opciones como la bomba de calor con recuperación o la enfriadora con recuperación en que siempre pueden suministrar el 100% de calor y el 100% de frío en cualquier circunstancia y en un rango de temperaturas exteriores de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $46\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El equipo multiciclo se caracteriza por disponer físicamente de 4 tubos, que se conectan directamente a la instalación formando los circuitos de frío y calor.

El equipo funciona todo el año en modo automático monitorizando variaciones de temperatura en el circuito de agua fría y en el de agua caliente. En caso de detectar una demanda en cualquiera de los dos circuitos actúa sobre estos aportando la energía necesaria. Por lo tanto, desde el punto de vista del control, es como tener dos equipos con un punto de consigna para frío y otro para calor.

Otro punto de gran importancia es la recuperación automática de calor. Siempre que el equipo multiciclo detecte una demanda simultánea de frío y calor, intentará cubrir la demanda de calor (total o parcialmente) con la recuperación del frío, con el consiguiente ahorro energético.

En caso de no ser capaz de cubrir el 100% del calor necesario mediante la recuperación del frío, se complementará con el ciclo de bomba de calor.

Para este fin es imprescindible que cada circuito frigorífico pueda trabajar en diferentes modos de funcionamiento como si fuesen dos equipos independientes.

Por ejemplo, en caso de necesitar un 80% de calor y un 40% de frío, un circuito trabajaría en modo frío con recuperación al 80%, mientras el otro trabajaría en bomba de calor modulando entre el 70 y el 80%.

Siempre que se detecte una demanda simultánea de frío y calor, el sistema de control del equipo multiciclo intentará aprovechar el ciclo de recuperación de calor generado en la producción de frío.

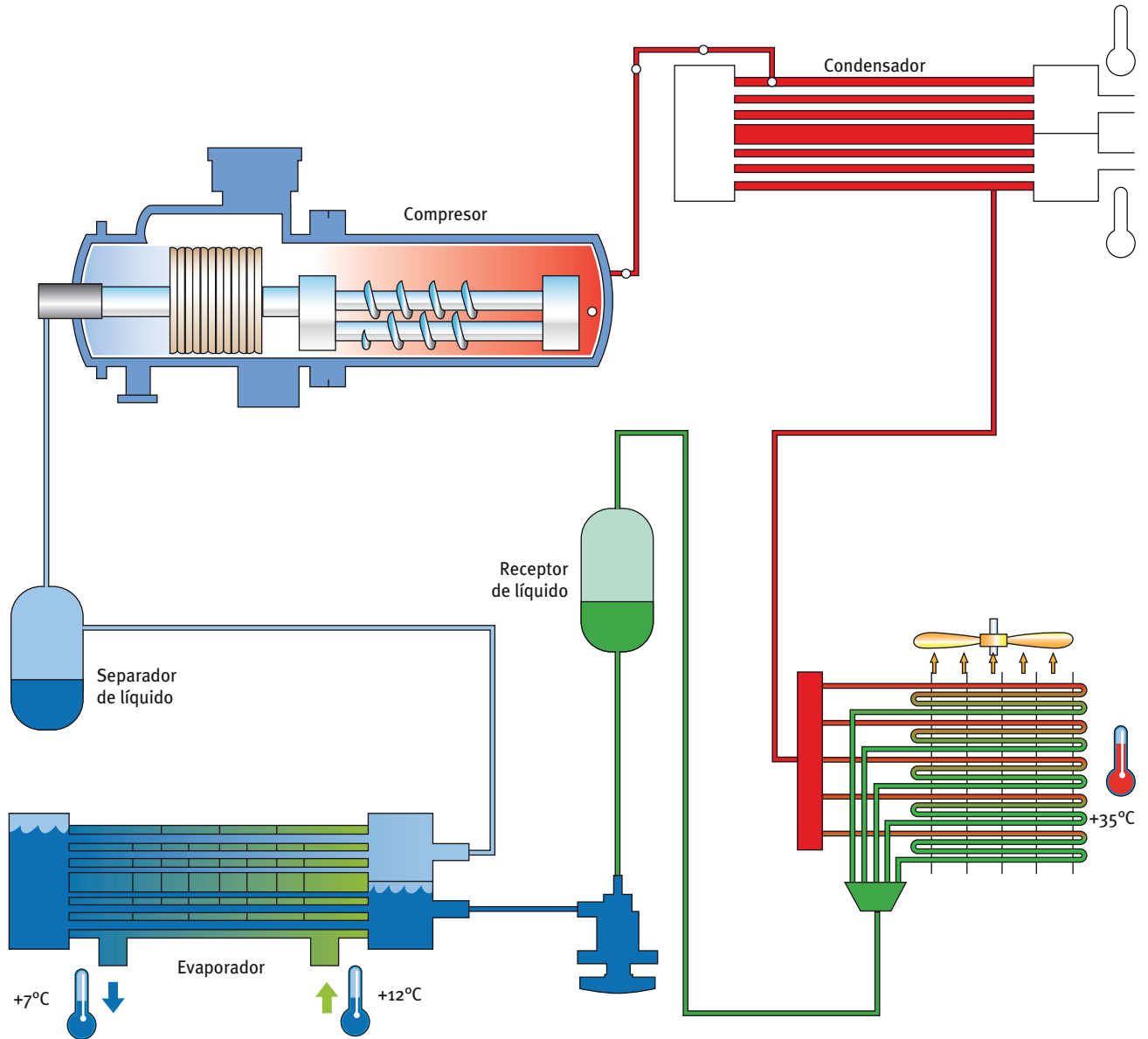
Por lo tanto, en instalaciones con demandas constantes de frío como procesos industriales o en instalaciones de clima a 4 tubos que puedan tener una demanda simultánea de frío y calor como hospitales, centros comerciales o edificios de oficinas, se producirán grandes cantidades de calor gratuito que se podrá reutilizar mediante el ciclo de recuperación.

Ciclos de trabajo

Como ciclos de trabajo frigoríficos se entienden los modos de funcionamiento en los que puede trabajar un equipo frigorífico. Los que incluyen los equipos son:

Modo frío

La condensación de refrigerante se produce en el intercambiador exterior aire/agua y la evaporación se produce sobre el circuito de agua fría.



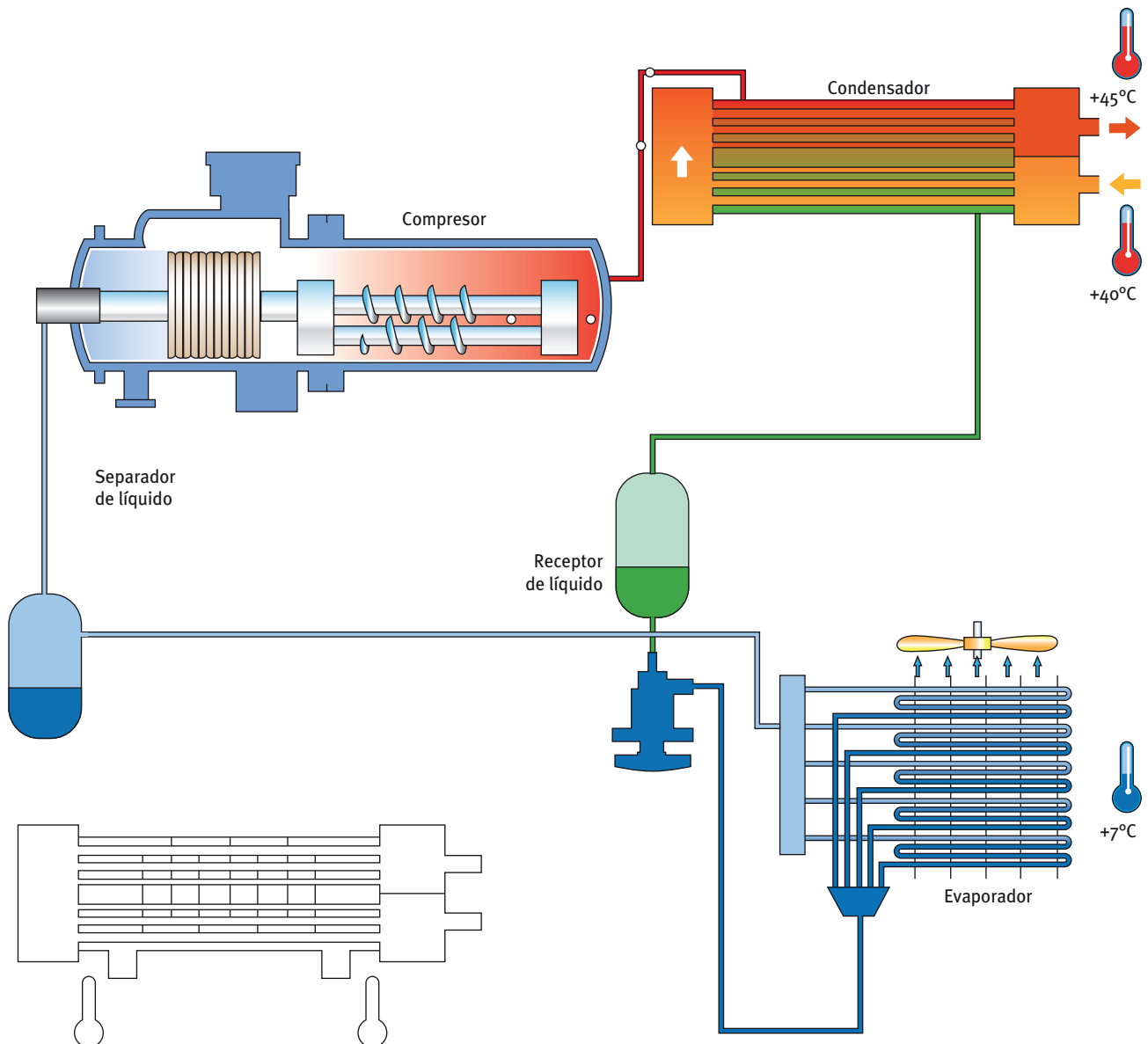
Modalidad sólo refrigeración

La unidad se porta como un chiller tradicional con condensación por aire. Las tres modalidades de funcionamiento: “sólo refrigeración”, “refrigeración-calefacción” y “sólo calefacción” encuentran su aplicación en unidad pluri-compresor.

Figura 4.58: Esquema frigorífico de un circuito funcionando en el ciclo de frío

Modo Bomba de calor

La evaporación del refrigerante se produce en el intercambiador exterior aire/agua y la condensación se produce sobre el circuito de agua caliente.

**Modalidad sólo calefacción: producción sólo de agua caliente.**

La unidad se porta como una bomba de calor donde, sin embargo, la producción de agua caliente se produce en el recuperador y el evaporador de haz de tubos es excluido.

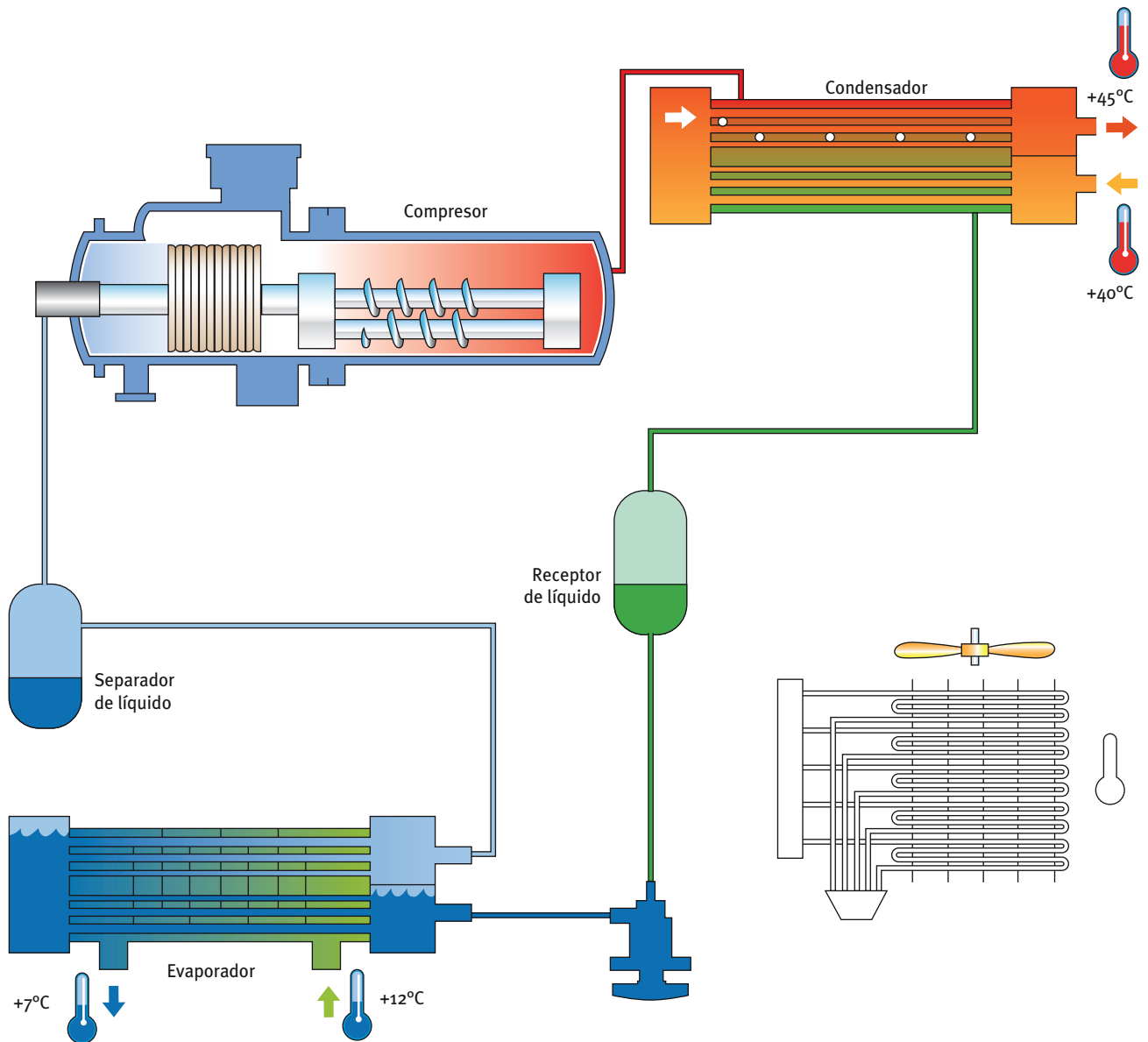
Las tres modalidades de funcionamiento: "sólo refrigeración", "refrigeración-calefacción" y "sólo calefacción" encuentran su aplicación en unidad pluri-compresor.

Figura 4.59: Esquema frigorífico de un circuito funcionando en el ciclo de calor

Modo recuperación

La condensación de refrigerante se produce en el intercambiador de agua caliente y la evaporación se produce sobre el circuito de agua fría.

No se utiliza para nada el intercambiador aire/agua, por lo tanto se pueden parar los ventiladores exteriores.



Modalidad sólo calefacción: producción sólo de agua caliente.

La unidad se porta como una bomba de calor donde, sin embargo, la producción de agua caliente se produce en el recuperador y el evaporador de haz de tubos es excluido.

Las tres modalidades de funcionamiento: "sólo refrigeración", "refrigeración-calefacción" y "sólo calefacción" encuentran su aplicación en unidad pluri-compresor.

Figura 4.6o: Esquema frigorífico de un circuito funcionando en el ciclo de recuperación

Modos mixtos

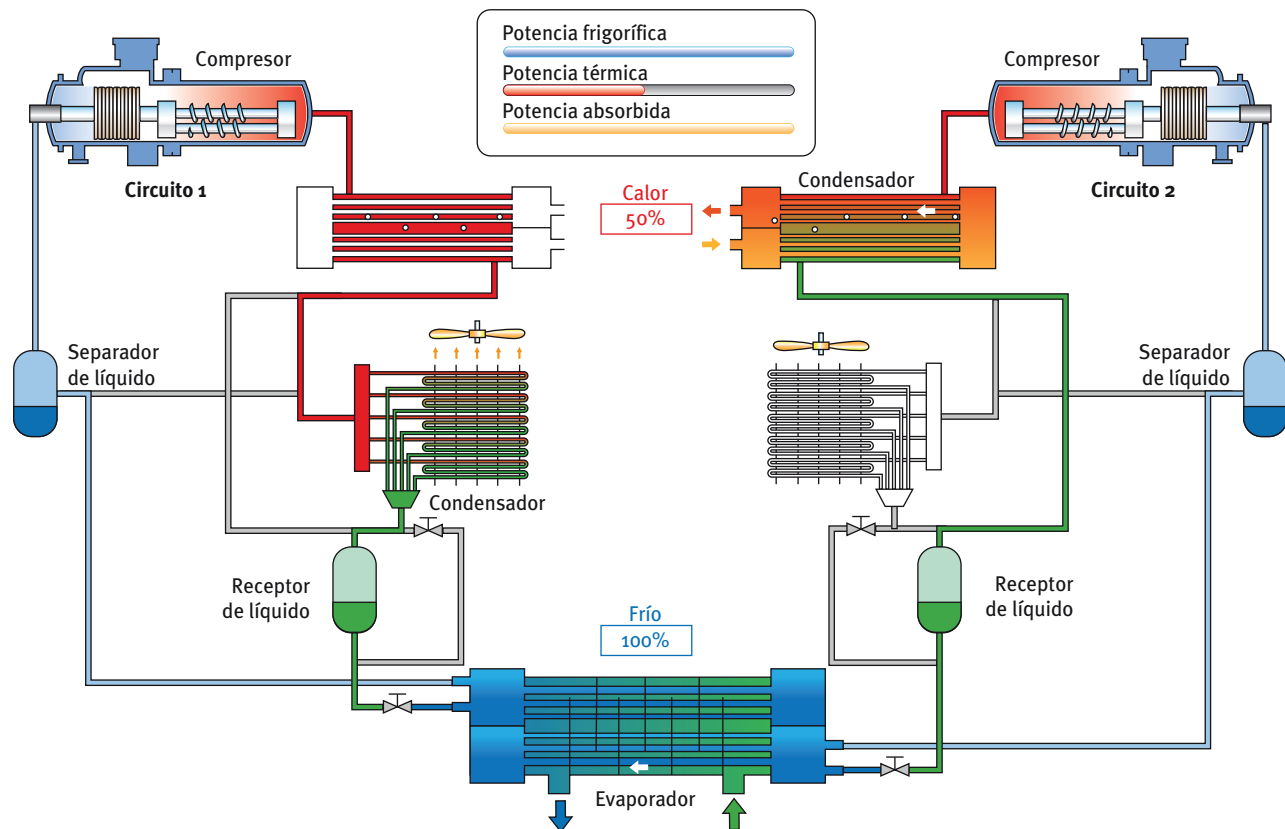
Los equipos multiciclo suelen tener varios circuitos frigoríficos que pueden trabajar independientemente en diferentes ciclos al mismo tiempo para producir el resultado final deseado.

En la tabla se pueden ver varias combinaciones de ciclos de funcionamiento para cubrir una cierta demanda de frío y calor en un equipo multiciclo de dos circuitos independientes.

Demanda (%)	
Frío	Calor
100%	0%
75%	0%
50%	0%
0%	50%
50%	75%
50%	100%
25%	25%
50%	50%
75%	75%
100%	100%

Selección de ciclos	
Circuito 1	Circuito 2
F	F
F (75%)	F (75%)
F (50%)	F (50%)
C	-
R	C (50%)
R	C
R (50%)	-
R (50%)	R (50%)
R (75%)	R (75%)
R	R

En el gráfico siguiente se muestra el funcionamiento de un equipo multiciclo produciendo un 100% de frío y un 50% de calor.



Demanda de 100% de frío y 50% de calor

El primer circuito trabaja como un chiller con condensación por aire, mientras que el segundo lo hace como una bomba de calor por agua. Toda la energía frigorífica es utilizada (100%). La energía térmica del segundo circuito (50%) es utilizada, mientras que la del primero es disipada en el condensador de aire. Ambos compresores están en función.

Figura 4.61: Esquema frigorífico de un equipo multiciclo con varios circuitos independientes

Ejemplo

Los equipos multiciclo producen un ahorro de energía muy importante cuando la instalación necesita contemporáneamente frío y calor.

Parte del calor que necesita la instalación se puede cubrir con la energía recuperada del ciclo de frío y por lo tanto de forma gratuita.

En el ejemplo siguiente se detallará el proceso de cálculo del ahorro energético estimado de un sistema convencional a 4 tubos con enfriadora y caldera respecto a un sistema con equipo multiciclo.

Datos de partida

Cargas máximas			
Frío		5.700 kW	
Bomba de calor		3.500 kW	
ACS		455 kW	
Rendimientos			
		A-Sistema multiciclo	B-Enfriadora + caldera
EER estacional	kW f/kW eléctricos	4,3	4,3
COP estacional	kW t/kW eléctricos	4,52	
Rendimiento térmico del sistema convencional		0,9	

Como estimación, se analizan las gráficas de demanda de frío y calor dependiendo del mes y se detectan las zonas de simultaneidad donde la recuperación tendrá oportunidad de producir un ahorro.

Como se puede observar en la figura 4.62, en este ejemplo se producirán momentos de simultaneidad de frío/calor durante todos los meses del año excepto los de verano.

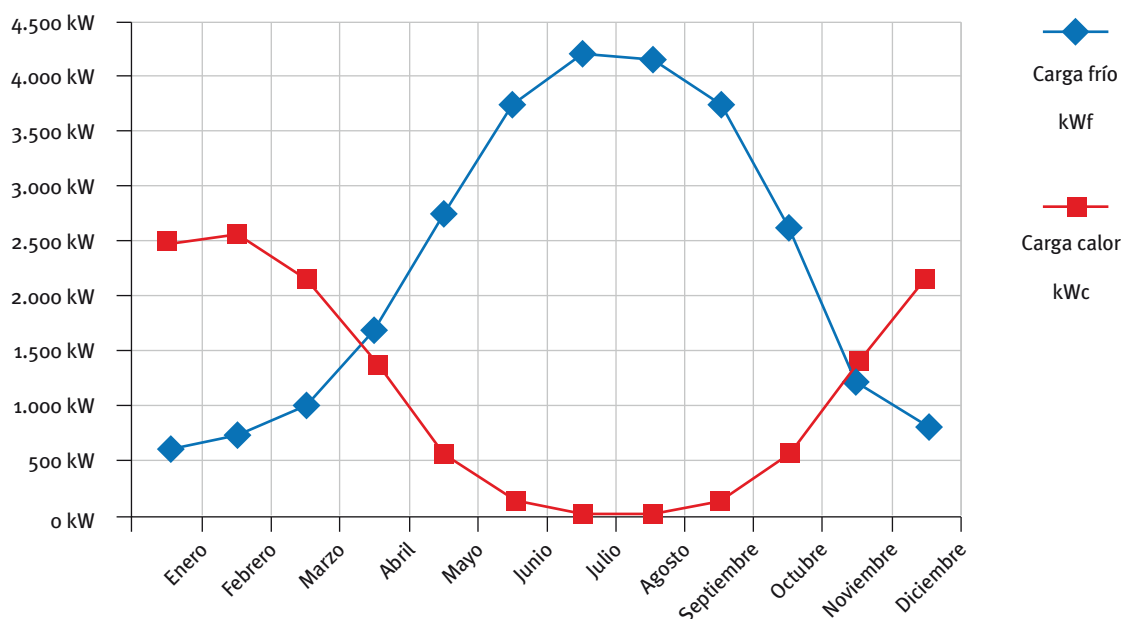


Figura 4.62: Curvas de demanda energética calorífica y frigorífica de una instalación a 4 tubos

En la tabla se muestran en kWh los consumos mensuales integrados de energía frigorífica y energía calorífica.

En el caso clásico, tendremos que aportar toda la energía calorífica, mientras que en el sistema multiciclo solo tendremos que aportar la cantidad de energía calorífica que no sea capaz de cubrir la recuperación.

Por lo tanto, el ahorro energético en la producción de calor es más que considerable:

$$8.086.882 - 3.281.584 = 4.805.298 \text{ kWh}$$

	Sistema multiciclo			Caldera
	Frío	Bomba de calor	Recuperación	Producción
Enero	299.592	986.814	374.490	1.361.304
Febrero	359.510	936.444	449.388	1.385.832
Marzo	499.320	569.750	624.150	1.193.900
Abril	810.896	-	818.009	818.009
Mayo	1.318.205	-	397.354	397.354
Junio	1.797.552	-	164.951	164.951
Julio	1.997.280	-	95.659	95.659
Agosto	1.997.280	-	95.659	95.659
Septiembre	1.797.552	-	164.951	164.951
Octubre	1.274.265	-	397.354	397.354
Noviembre	579.211	93.995	724.014	818.009
Diciembre	399.456	694.580	499.320	1.193.900
Totales kW*h	13.130.119	3.281.584	4.805.298	8.086.882

Si traducimos los datos energéticos en emisiones a sus emisiones de CO₂ correspondientes, se puede observar como hay una drástica reducción de las emisiones anuales del sistema multiciclo respecto al sistema convencional en la producción de calor.

	Frío	Calor	Total
A-Sistema multiciclo	977,13	232,32	1.209,45
B-Sistema convencional	977,13	393,61	1.499,30

5

Combinación de sistemas

5.1 UTA. ENFRIAMIENTO GRATUITO POR AIRE EXTERIOR Y RECUPERACIÓN DE CALOR

Una vez vistos todos los sistemas de recuperación de energía, podemos encontrar situaciones en las que se combinan varios de ellos.

Esto ocurre en las unidades de tratamiento de aire, en adelante UTAs. En el caso de las UTAs el RITE exige:

IT 1.2.4.5 *Recuperación de energía.*

IT 1.2.4.5.1 *Enfriamiento gratuito por aire exterior.*

- 1 *Los subsistemas de climatización del tipo todo aire, de potencia térmica nominal mayor que 70 kW en régimen de refrigeración, dispondrán de un subsistema de enfriamiento gratuito por aire exterior.*

IT 1.2.4.5.2 *Recuperación de calor del aire de extracción.*

- 1 *En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado,*
- 2 *Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.*
- 3 *Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m³/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema deben ser como mínimo las indicadas en la tabla 2.4.5.1*

En resumen, podemos tener UTAs:

- Sin recuperador ni humectación cuando el aire expulsado es inferior a 0,5 m³/s.
- Con humectación adiabática y recuperador (más de 0,5 m³/s de aire expulsado).
- Con humectación adiabática y recuperador más enfriamiento gratuito (más de 0,5 m³/s de aire expulsado y potencia térmica nominal mayor de 70 kW en régimen de refrigeración).

Para evaluar los ahorros energéticos conseguidos, se seguirá la pauta marcada en todos los ejemplos anteriores, para lo cual habrá que tener en cuenta las condiciones del aire exterior dadas, para el lugar del estudio, por la base de datos de Climed 1,3, y determinar cuándo funcionará cada uno de los sistemas. Parece claro que:

En régimen de refrigeración.

Si no hay humectación adiabática en el lado del aire de expulsión:

- Cuando la temperatura seca del aire exterior es mayor que la temperatura seca del aire de retorno, funcionará el recuperador, enfriando el aire exterior a cuenta del aire de expulsión.
- Cuando la temperatura seca del aire exterior sea inferior a la del aire de retorno, funcionará el enfriamiento gratuito. La cantidad de energía que se podrá ahorrar variará, modificando el caudal de aire exterior desde el mínimo caudal de ventilación hasta el caudal total de impulsión (capítulo 2 de esta Guía).

Si hay humectación adiabática en el lado del aire de expulsión:

- Cuando la temperatura seca del aire exterior es mayor que la temperatura seca de salida de la humectación del aire de expulsión, funcionará el recuperador, enfriando el aire exterior a cuenta del aire de expulsión. En este caso, aunque el rendi-

miento porcentual del recuperador se mantenga, la cantidad de energía recuperada será mayor, al ser mayor la diferencia entre las temperaturas de entrada del aire exterior y del aire de expulsión humectado. Es un enfriamiento adiabático indirecto.

- Cuando la temperatura del aire exterior es inferior a la del aire de expulsión humectado, dejará de funcionar la humectación y el recuperador, para dar paso al enfriamiento gratuito.

En régimen de calefacción.

La humectación estará fuera de uso, y el recuperador aportará energía al flujo de aire exterior a cuenta del calor del aire de expulsión.

El RITE es tajante en *IT 1.2.4.5.2 punto 2. Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático.*

¿Qué pasará en ciudades como Santander, San Sebastián, Bilbao o Pontevedra? ¿Es más interesante hacer uso del enfriamiento gratuito que poner una humectación? Para responder a esta pregunta, veremos cuántas horas funcionará la humectación y cuántas el enfriamiento gratuito y cuánta energía se ahorraría en cada caso.

Para determinar si poner o no una humectación adiabática, haremos uso de los datos de Climed 1,3.

Las cuatro ciudades citadas, y alguna más, de similares características climáticas, están encuadradas dentro de

la zona climática C1, (zonas climáticas definidas por el Código Técnico de la Edificación; C1 severidad climática en verano moderada), por lo que tomaremos para el cálculo los datos de dicha zona climática.

Vamos a ver qué energía se recuperará en cada caso, tomando una UTA que toma de aire exterior 3.600 m³/h y que expulsa el mismo caudal. En condiciones de refrigeración (meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre), en un horario de funcionamiento de 8 a 18 horas, ambas inclusive, (11 horas diarias).

Condiciones de retorno:

Verano: temperatura de bulbo seco 24 °C/humedad relativa 52,5 %

Invierno: temperatura de bulbo seco 22 °C/humedad relativa 45 %

Eficiencia de la humectación adiabática 80%, con una caída de presión de 110 Pa.

Para un caudal de aire exterior de 1 m³/s (3.600 m³/h) y más de 4.000 horas anuales de funcionamiento (11 x 365 = 4.015), el RITE exige una eficiencia mínima en calor sensible sobre el aire exterior del 47% y admite una caída de presión de 160 Pa.

Con los datos de Climed 1,3, relativos a la zona climática C1, tenemos la siguiente distribución de intervalos, temperaturas medias y horas, para el período de refrigeración.

Datos CLIMED 1,3 – Zona climática C1 Desde las 8 horas hasta las 18 horas			Refrigeración - Sin humectación adiabática				
Intervalo	TBS med (°C)	Horas	Recuperador calor sensible			Enfriamiento gratuito(*)	
			BSs (°C)	kW	kWh	kW	kWh
9	9,6	2	9,6	0,0	0	17,8	36
10	10,8	5	10,8	0,0	0	16,2	81
11	11,5	10	11,5	0,0	0	15,2	152
12	12,5	24	12,5	0,0	0	14,0	336
13	13,5	34	13,5	0,0	0	12,7	432
14	14,4	49	14,4	0,0	0	11,6	567
15	15,5	71	15,5	0,0	0	10,2	728
16	16,5	87	16,5	0,0	0	9,0	782
17	17,5	102	17,5	0,0	0	7,8	793
18	18,4	131	18,4	0,0	0	6,6	865
19	19,5	150	19,5	0,0	0	5,4	807
20	20,5	152	20,5	0,0	0	4,2	632
21	21,5	164	21,5	0,0	0	3,0	491
22	22,4	153	22,4	0,0	0	1,9	285

(continuación)

Datos CLIMED 1,3 – Zona climática C1 Desde las 8 horas hasta las 18 horas			Refrigeración - Sin humectación adiabática				
Intervalo	TBS med (°C)	Horas	Recuperador calor sensible			Enfriamiento gratuito(*)	
			BSs (°C)	kW	kWh	kW	kWh
23	23,5	133	23,5	0,0	0	0,6	79
24	24,5	129	24,3	0,3	34	0,0	0
25	25,5	108	24,8	0,8	86	0,0	0
26	26,4	89	25,3	1,3	116	0,0	0
27	27,4	52	25,8	1,8	96	0,0	0
28	28,5	21	26,4	2,4	51	0,0	0
29	29,4	9	26,9	2,9	26	0,0	0
30	30,3	8	27,3	3,4	27	0,0	0
TOTAL		1.683			436		7.066

(*) En la energía ahorrada en el enfriamiento gratuito, se ha considerado solamente el caudal de ventilación, pero según las necesidades de refrigeración, el caudal de aire frío exterior puede aumentar hasta el caudal total de impulsión, con lo que la energía ahorrada será mucho mayor.

Si se pone una humectación adiabática en el aire de expulsión, para bajar su temperatura, con una eficiencia del 80%, para las condiciones de retorno dadas, la salida del aire de expulsión de la humectación, para entrar en el recuperador de calor sensible, será de 18,7 °C.

Tendremos los siguientes ahorros de energía

Datos CLIMED 1,3 – Zona climática C1 Desde las 8 horas hasta las 18 horas			Refrigeración - Con humectación adiabática				
Intervalo	TBS med (°C)	Horas	Recuperador calor sensible			Enfriamiento gratuito (*)	
			BSs (°C)	kW	kWh	kW	kWh
9	9,6	2	9,6	0,0	0	17,8	36
10	10,8	5	10,8	0,0	0	16,2	81
11	11,5	10	11,5	0,0	0	15,2	152
12	12,5	24	12,5	0,0	0	14,0	336
13	13,5	34	13,5	0,0	0	12,7	432
14	14,4	49	14,4	0,0	0	11,6	567
15	15,5	71	15,5	0,0	0	10,2	728
16	16,5	87	16,5	0,0	0	9,0	782
17	17,5	102	17,5	0,0	0	7,8	793
18	18,4	131	18,4	0,0	0	5,6	737
19	19,5	150	19,1	0,4	62	0,0	0
20	20,5	152	19,7	1,0	148	0,0	0
21	21,5	164	20,2	1,5	248	0,0	0
22	22,4	153	20,7	2,0	310	0,0	0
23	23,5	133	21,2	2,6	348	0,0	0
24	24,5	129	21,8	3,1	406	0,0	0
25	25,5	108	22,3	3,7	396	0,0	0
26	26,4	89	22,8	4,2	371	0,0	0
27	27,4	52	23,3	4,7	244	0,0	0
28	28,5	21	23,9	5,3	111	0,0	0
29	29,4	9	24,4	5,7	52	0,0	0
30	30,3	8	24,8	6,2	49	0,0	0
TOTAL		1.683			2.745		4.644

En régimen de calefacción

Datos CLIMED 1,3 – Zona climática C1 Desde las 8 horas hasta las 18 horas			Calefacción				
Intervalo	TBS med (°C)	Horas	Recuperador calor sensible			Calent gratuito	
			BSs (°C)	kW	kWh	kW	kWh
1	1,7	2	1,7	12,1	24	0,0	0
2	2,6	4	2,6	11,5	46	0,0	0
3	3,5	12	3,5	11,0	132	0,0	0
4	4,6	30	4,6	10,3	309	0,0	0
5	5,5	38	5,5	9,7	370	0,0	0
6	6,5	73	6,5	9,1	665	0,0	0
7	7,5	79	7,5	8,5	670	0,0	0
8	8,5	127	8,5	7,9	998	0,0	0
9	9,5	138	9,5	7,2	999	0,0	0
10	10,5	181	10,5	6,7	1205	0,0	0
11	11,5	194	11,5	6,1	1176	0,0	0
12	12,4	237	12,4	5,5	1298	0,0	0
13	13,5	230	13,5	4,9	1122	0,0	0
14	14,4	211	14,4	4,3	907	0,0	0
15	15,4	195	15,4	3,7	727	0,0	0
16	16,4	156	16,4	3,1	490	0,0	0
17	17,4	136	17,4	2,6	351	0,0	0
18	18,4	85	18,4	2,0	170	0,0	0
19	19,4	64	19,4	1,5	93	0,0	0
20	20,4	52	20,4	0,9	45	0,0	0
21	21,4	25	21,4	0,3	9	0,0	0
22	22,5	20	22,5	0,0	0	0,5	11
23	23,3	14	23,3	0,0	0	1,6	22
24	24,4	16	24,4	0,0	0	2,8	45
25	25,4	9	25,4	0,0	0	3,9	36
26	26,4	4	26,4	0,0	0	5,1	20
TOTAL		2.332			11.806		134

Cálculo de los consumos de energía.

Consumo en el ventilador,
 $W = V(m^3/s) \Delta P(Pa) / (\eta_{vent} \eta_{motor})$

η_{vent} , podemos considerar 0,75 para un ventilador de reacción

η_{motor} , podemos suponer que está alrededor de 0,85 (Eff2)

Consumo en la bomba. Podemos suponer que para caudales de aire hasta 50.000 m³/h es suficiente una bomba de 0,25 kW y para caudales hasta 100.000 m³/h, de 0,55 kW.

En régimen de refrigeración sin humectación.

Aire exterior en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 416 horas

Aire expulsión en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 416 horas

La energía térmica adicional que tendrá que aportar la batería de frío, debido a que el aire entra en ella a más temperatura que en el caso de haber enfriamiento adiabático, será de 2.300 kWh. Con una enfriadora con EER = 2,5 equivaldría a un consumo eléctrico de 920 kWh.

$$0,251 \times 416 + 0,251 \times 416 + 920 = 1.129 \text{ kWh}$$

En régimen de calefacción sin humectación.

Aire exterior en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 2.269 horas

Aire expulsión en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 2.269 horas

$$0,251 \times 2.269 + 0,251 \times 2.269 = 1.139 \text{ kWh}$$

En régimen de refrigeración con humectación.

Aire exterior en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 1.168 horas

Aire expulsión

En recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 1.168 horas

En humectación, kW = $1 \times 110 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,173$ kW. En una UTA con la composición que hay en los ejemplos del final, el aire de expulsión siempre atraviesa la humectación, por tanto:

durante 1.683 horas en el régimen de refrigeración
durante 2.332 horas en el régimen de calefacción

En la bomba de la humectación, 0,250 kW durante 1.168 horas

$$0,251 \times 1.168 + 0,251 \times 1.168 + 0,173 \times 1.683 + 0,250 \times 1.168 = 1.169 \text{ kWh}$$

En régimen de calefacción con humectación.

Aire exterior en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 2.269 horas

Aire expulsión en recuperador, kW = $1 \times 160 / (0,75 \times 0,85 \times 1.000) = 0,251$ kW, durante 2.269 horas

$$0,251 \times 2.269 + 0,251 \times 2.269 + 0,173 \times 2.332 = 1.542 \text{ kWh}$$

Para traducirlos a kg CO₂ se utilizan los valores utilizados en toda la guía:

Conversión de kWh eléctricos a kg CO₂ multiplicar por 0,649

Conversión de kWh térmicos a kg CO₂ multiplicar por 0,3827

Tabla resumen

ZONA CLIMÁTICA C₁

Régimen de refrigeración				
	Sin humectación		Con humectación	
	Horas	kWh	Horas	kWh
Horas recuperador	416	436	1.168	2.745
Horas enfriamiento gratuito	1.267	7.066	515	4.644
Total	1.683	7.502	1.683	7389
Consumo		-1.129		-1.169
Régimen de calefacción				
	Horas	kWh	Horas	kWh
Horas recuperador	2.269	11.806	2.269	11.806
Horas enfriamiento gratuito (*)	63	134	63	134
Total	2.332	11.940	2.332	11.940
Consumo		-1.139		-1.542

(continuación)

Ahorro en emisiones de CO ₂		
	Sin humectación	Con humectación
kWh térmicos ahorro	19.442 kWh	19.329 kWh
Equivalentes a	7.440 kg CO ₂	7.397 kg de CO ₂
kWh eléctricos consumo	2.269 kWh	2.711 kWh
Equivalentes a	1.472 kg CO ₂	1.759 kg de CO ₂
Ahorro en CO ₂ anual	5.968 kg	5.638 kg

Parece claro que en las localidades con zona climática C1, no es interesante poner la humectación. Además de ahorrar menos energía que el enfriamiento gratuito, está el coste de la sección y lo delicado de su mantenimiento, así como el consumo de agua.

Si repetimos los cálculos en una instalación idéntica, con las mismas condiciones de aire de retorno, pero en una localidad con un clima de severidad media y seco, como por ejemplo Madrid, (zona climática D3), veremos lo que puede aportar la humectación.

Representaremos solamente el cuadro resumen

ZONA CLIMÁTICA D₃

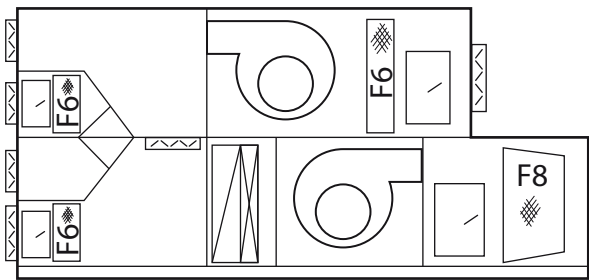
Régimen de refrigeración				
	Sin humectación		Con humectación	
	Horas	kWh	Horas	kWh
Horas recuperador	894	1.888	1.416	5.071
Horas enfriamiento gratuito (*)	789	3.620	267	2.016
Total	1.683	5.508	1.683	7.087
Consumo		-1.723		-1.356
Régimen de calefacción				
	Sin humectación		Con humectación	
	Horas	kWh	Horas	kWh
Horas recuperador	2.302	13.287	2.302	13.287
Horas enfriamiento gratuito (*)	30	55	30	55
Total	2.332	13.342	11.940	13.342
Consumo		-1.156		-1.559
Ahorro en emisiones de CO ₂				
	Sin humectación	Con humectación		
kWh térmicos ahorro	18.850 kWh	20.429 kWh		
Equivalentes a	7.214 kg CO ₂	7.818 kg de CO ₂		
kWh eléctricos consumo	2.879 kWh	2.915 kWh		
Equivalentes a	1.868 kg CO ₂	1.892 kg de CO ₂		
Ahorro en CO ₂ anual	5.342 kg	5.926 kg		

Los kWh térmicos ahorrados con el recuperador con enfriamiento adiabático superan en un 8,4% a los recuperados sin humectación; sin embargo, a efectos de reducción de las emisiones de CO₂, la solución con humectación es más favorable.

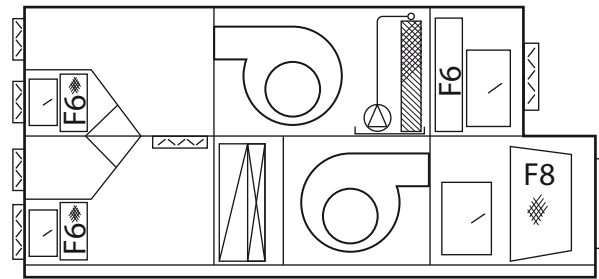
El RITE nos exigiría reducir las emisiones de CO₂ en al menos 5.926 kg anuales.

(*) En la energía ahorrada en el enfriamiento gratuito, se ha considerado solamente el caudal de ventilación, pero según las necesidades de refrigeración, el caudal de aire frío exterior puede aumentar hasta el caudal total de impulsión, con lo que la energía ahorrada será mucho mayor.

Ejemplos de UTAs con recuperador y humectación el aire de expulsión



Configuración con recuperador de calor sensible y compuertas para enfriamiento gratuito.



Configuración con humectación para el aire de expulsión, recuperador de calor sensible y compuertas para enfriamiento gratuito.

Figura 5.1: Ejemplo de configuraciones

Conclusiones:

Antes de definir una UTA, considerando las exigencias del RITE sobre recuperación y ahorro de energía, habrá que tener en cuenta las condiciones climáticas del lugar de ubicación de la unidad.

En primera aproximación podemos considerar que, en lugares con baja severidad climática en verano (zona climática C1), es probable que la aportación al ahorro energético del enfriamiento adiabático sea menor que la del enfriamiento gratuito.

De la misma forma, dada la existencia de recuperadores de energía con unas eficiencias muy superiores a las que exige el RITE, será posible reducir las emisiones de CO₂ muy por encima de los mínimos que pide el RITE mediante el conjunto humectación-recuperador, con el empleo de un recuperador de eficiencia suficientemente más alta.

Lo más recomendable será hacer una simulación, para cada caso en particular, con los datos de CLIMAD 1.3 para la ubicación concreta, y las horas reales de funcionamiento, para ver qué composición de climatizador permite un mayor ahorro de energía y de emisiones de CO₂.

5.2 CAUDAL DE REFRIGERANTE VARIABLE

5.2.1 Sistema de expansión directa condensado por agua

Descripción

Se trata de un tipo de sistemas que utilizan lazos hidráulicos energéticos (LHE), también llamados bucles de agua, para la condensación y evaporación de las diferentes unidades de caudal de refrigerante variable.

Las características básicas y las ventajas en recuperación de los lazos hidráulicos energéticos y de los sistemas de caudal de refrigerante variable se han descrito los capítulos 4.3.1 Sistemas de caudal de refrigerante variable y 4.3.2. Bucle de agua, respectivamente.

Estos sistemas reúnen las ventajas energéticas de recuperación en los bucles de agua, permitiendo la transferencia energética entre las diferentes unidades exteriores conectadas al mismo, con las ventajas de recuperación energética entre las diferentes unidades interiores (posibilitado gracias al uso de unidades de caudal de refrigerante variable con recuperación de calor).

Si adicionalmente se emplea algún tipo de recuperación de calor en el aire de ventilación de los diferentes locales, tendremos un sistema mixto que dispondrá de una triple recuperación de calor. Este tipo de recuperación de calor en el aire de ventilación podría llegar a ser cualquiera de las descritas en el capítulo 4.1.

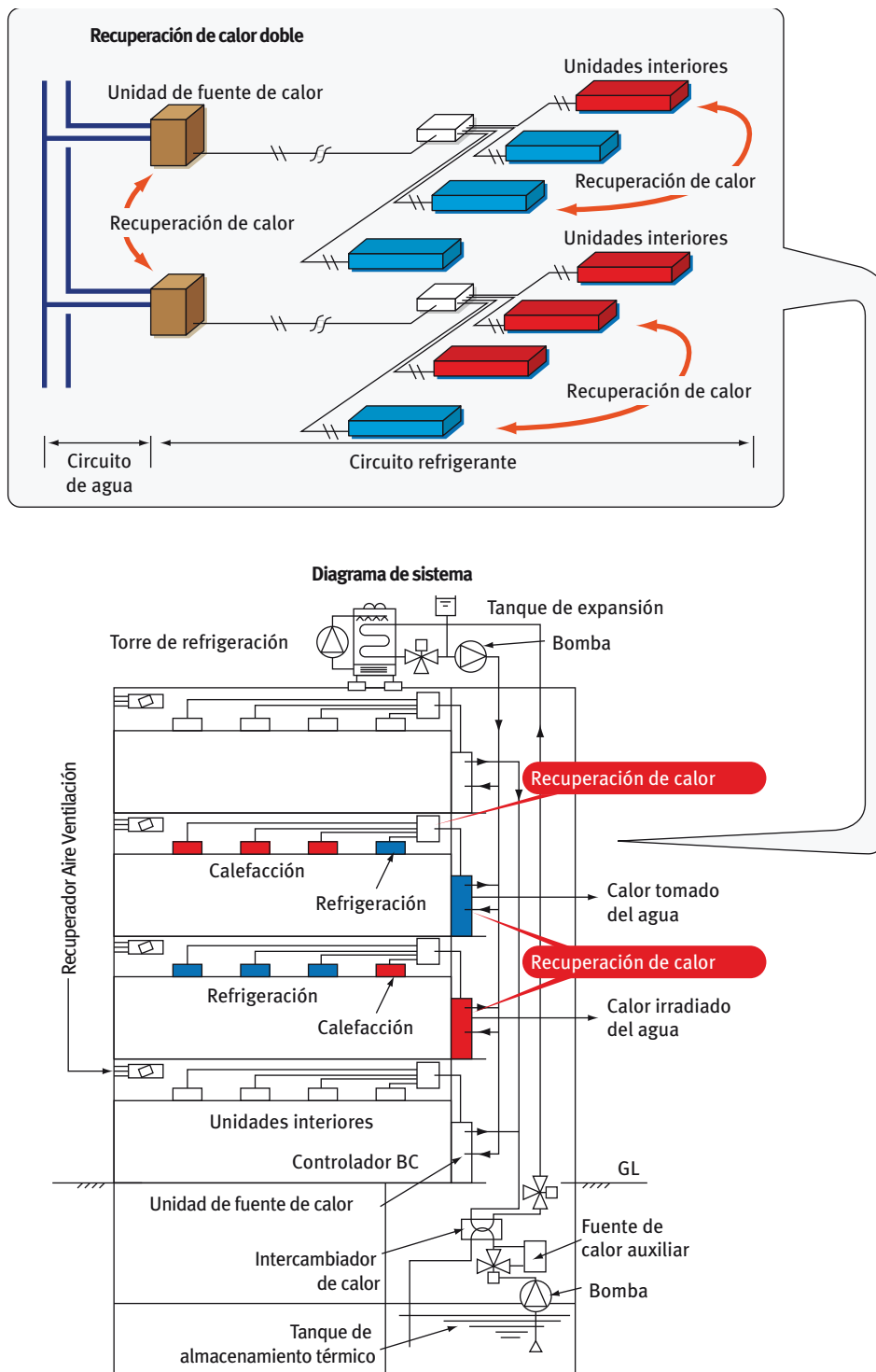


Figura 5.2: Combinación de bucle de agua y unidades de caudal de refrigerante variable

Esquema de instalación.

Tal y como ya se ha explicado en el apartado 4.3.2 “Bucle de agua”, el circuito de agua presenta varias posibilidades de implementación: torre/caldera, geotermia, agua de pozo, etc.

La opción más económica se basa en la incorporación de una torre de enfriamiento y caldera en el bucle de agua, si bien las opciones son múltiples.

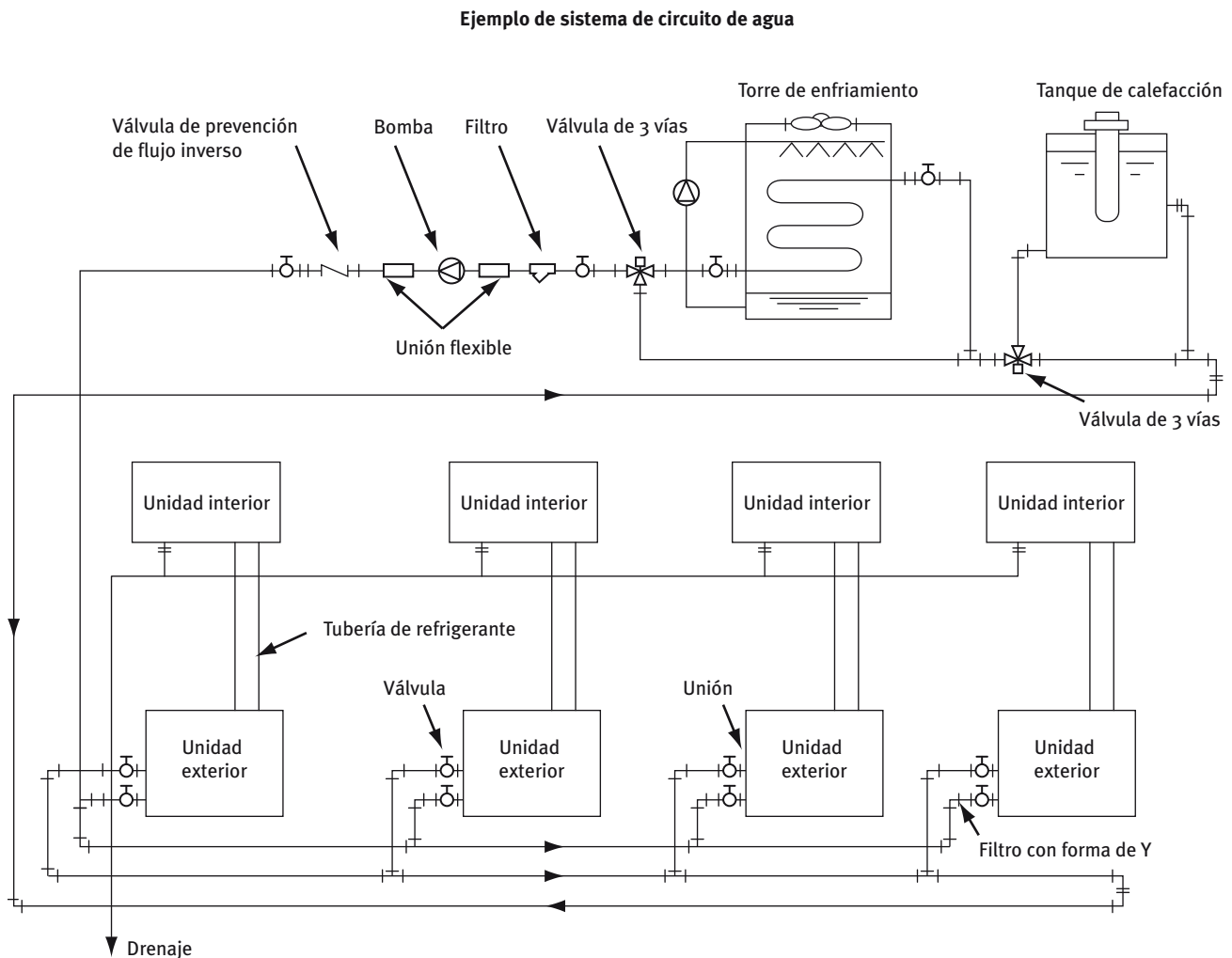


Figura 5.3: Esquema en el que se reflejan cuatro sistemas de expansión directa (caudal de refrigerante variable) cuyas unidades exteriores están conectadas a un circuito de agua con torre y caldera

Criterios de diseño

Los criterios de diseño se deberán basar en cada uno de los sistemas independientemente, si bien se deberán tener en cuenta ciertas características básicas con el fin de optimizar las opciones de recuperación disponibles.

Estos sistemas combinados trabajan muy eficientemente en épocas intermedias, donde existe una recuperación en el anillo, y no será necesario actuar enfriando o calentando esa agua. Los únicos consumos existentes en la instalación serán los de las unidades de caudal de refrigerante variable y los bombeos de circulación de agua.

En el caso de épocas extremas de verano, las necesidades de refrigerar el agua del anillo se pueden satisfacer eficientemente a través de torres, que al actuar por procesos de enfriamiento adiabático son una solución relativamente eficiente.

En el caso de épocas extremas de invierno, las necesidades de calentamiento del agua del anillo se deben satisfacer a través de calderas u otros sistemas que podrían representar un sobre-consumo de energía primaria. Esto se debe a que existirá el consumo de los sistemas de caudal de refrigerante variable, los de bombeo de agua y los de combustible de las calderas.

Se deberá valorar que la recuperación energética realizada en el anillo sea rentable con respecto a la energía consumida para calentar el anillo, lo que dependerá de la procedencia de la energía utilizada para ello.

Normalmente, y como regla general, el sistema de recuperación será rentable energéticamente siempre que se cumplan en su mayor parte las siguientes condiciones:

- 1 Las condiciones de invierno no sean extremas la mayor parte del año.

- 2 Se disponga de una época de temperaturas intermedias más o menos amplia.
- 3 Se disponga de un foco caliente gratuito para calentar el bucle de agua.

En la mayor parte de la península se cumplirán el primer y segundo punto.

El tercer punto se podrá cumplir normalmente cuando:

- Sean edificios con zonas interiores o edificios tecnológicos, donde siempre existirá una demanda de refrigeración que permite recuperar esa energía para calentar el bucle de agua.
- Se pueda disponer de energía de geotérmica para calentar el bucle de agua, total o parcialmente en combinación con calderas.
- Sea posible y rentable acumular energía calorífica en horas nocturnas para cubrir demandas diurnas.

Se podría tomar en consideración para aplicaciones de grandes potencias y con el fin de ajustar los costes de inversión, optar por diseños que combinen una parte de producción geotérmica con un apoyo de torres de refrigeración y calderas en las épocas punta de demanda.

Es importante tener en cuenta los rangos admisibles para la temperatura de agua de condensación/evaporación, normalmente entre 10 y 45 °C. Dependiendo del fabricante existe la posibilidad de trabajar hasta -5 °C, lo que permite la combinación de estos sistemas con fuentes de producción geotérmicas, agua de pozo, acuíferos, y otras, que aumentan los rendimientos medios estacionales de los equipos conectados al bucle, mejorando las eficiencias de los sistemas.

Por otro lado, al producirse el intercambio térmico entre el refrigerante y el agua, la eficiencia y rendimiento del equipo está garantizada en cualquier momento a una temperatura dada, por lo que se simplifica la gestión energética del edificio. También hay que tener en cuenta que se elimina la necesidad de desescarches de los equipos bomba de calor, con la correspondiente mejora en confort térmico del usuario.

Estos rangos son lo suficientemente amplios para permitir su combinación con otros tipos de unidades de producción en el anillo energético, como pueden ser plantas enfriadoras o unidades moto-condensadoras de pequeño tamaño. Si bien, se deberá procurar que sus rangos de trabajo sean similares o mayores; de ese modo es posible una mejor gestión energética, ya que

la eficiencia de los diferentes equipos dependerá de la temperatura del agua con que evaporan o condensan.

Actualmente existen equipos de caudal de refrigerante variable condensados por agua para salas de proceso de datos, con unos rendimientos elevados. Al ser equipos de caudal variable, son capaces de modular el sobrecalentamiento del refrigerante evaporado, aumentando la temperatura de la batería interior y llegando a factores de calor sensible del 100%, por lo que prácticamente se anulan las necesidades de humectación de las salas CPD. Al modular su capacidad tampoco se requieren recalentamientos del aire.

Si añadimos estos equipos en un diseño con bucle de agua, se dispondrá de una fuente de calor constante en el bucle y gratuita, ya que es recuperada del proceso de enfriamiento de las salas CPD.

Conclusiones

La combinación de estos tipos de sistemas proporcionará a la instalación una gran capacidad de recuperación energética, con un sistema sencillo de gestión energética.

Para poder obtener un valor representativo de los ahorros energéticos nos podemos remitir a superponer las conclusiones de otros capítulos donde se trata cada sistema individualmente.

En el caso de bucles de agua, un resultado comparativo dependerá con mucho de las necesidades térmicas de las diferentes zonas del edificio, si bien como hemos visto, la flexibilidad y posibilidades de uso que ofrece este tipo de bucles posibilitará fácilmente la obtención de recuperaciones energéticas.

En el caso de sistemas de caudal de refrigerante variable con recuperación energética, respecto a otro sistema sin recuperación, se concluía en el ejemplo que se establecía un ahorro de un 18,7% aproximadamente en energía primaria y emisiones.

Por lo tanto, la introducción de este tipo de combinación representará una opción de recuperación muy válida.

5.2.2 Sistema de caudal de refrigerante variable con generación de agua caliente y agua fría

Descripción

En el capítulo 4.3.1 Sistemas de caudal de refrigerante variable se ha tratado y explicado la recuperación de

calor en equipos de caudal de refrigerante variable. En este apartado 5.2.2 se amplían las posibilidades de recuperación de este tipo de sistemas, al combinarlos con unidades de generación de agua caliente y fría.

Estos equipos permiten la conexión de unidades terminales especiales refrigerante-agua, en conjunto con las unidades estándar tipo refrigerante-aire utilizadas para acondicionamiento térmico de espacios.

Simultáneamente a la recuperación de calor entre unidades terminales de expansión directa, se dispondrá de una recuperación de calor con las unidades de producción de agua y entre éstas.

Las temperaturas de producción de agua son variables y configurables, por lo que su aplicación puede ser muy variada, desde alimentación de climatizadores y fan-coils, radiadores de baja temperatura, sistemas de calefacción por suelo radiante, etc., a producción de agua caliente sanitaria.

Para la producción de ACS hasta 70 °C se aprovecha la energía de condensación sobrante de enfriar otras zonas del edificio, para evaporar en otro circuito de refrigerante en cascada, lo que es un proceso de gran rendimiento.

La cantidad de energía recuperada dependerá de las posibilidades de generación simultánea de las diferentes necesidades de calor y frío, pero serán viables siempre que existan demandas simultáneas.

Al ser sistemas que producen agua refrigerada, ésta también podrá utilizarse, siempre que exista la necesidad de refrigerar equipos especiales.

Esquema de instalación

En la figura 5.4 se presenta el esquema de funcionamiento de una solución que combina un sistema de expansión directa con un sistema refrigerante/agua.

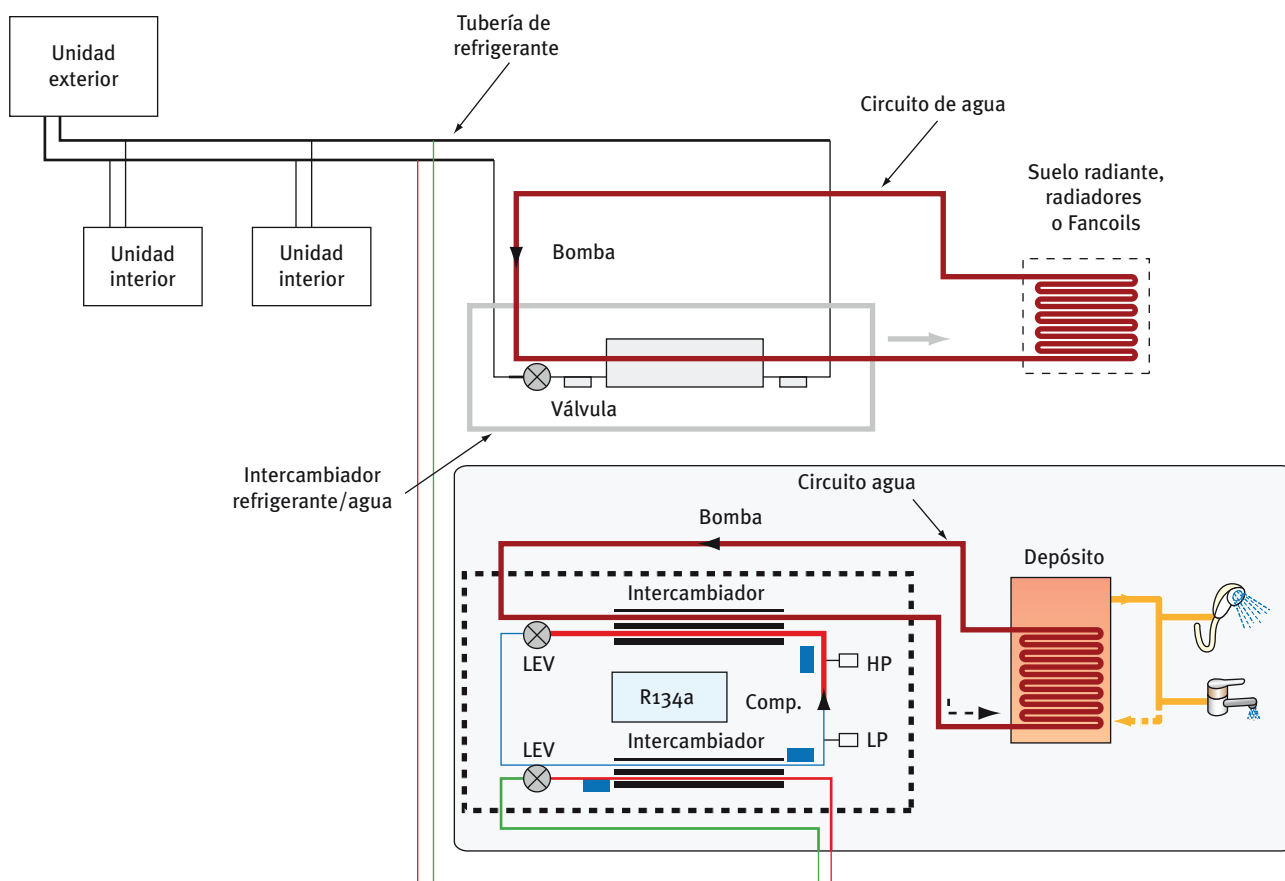


Figura 5.4: Esquema de funcionamiento

Conclusiones

La combinación de este tipo de sistemas amplía las posibilidades de recuperación energética de los sistemas de caudal de refrigerante variable, debido a que con la misma unidad de producción se facilita la generación de energía simultáneamente para satisfacer todas las necesidades más habituales de un edificio.

Para poder obtener un valor representativo de los ahorros energéticos nos podemos remitir a las conclusiones de otros capítulos donde se trata cada sistema individualmente. En el caso de sistemas de caudal de refrigerante variable con recuperación energética, respecto a otro sistema sin recuperación, se concluye en los ejemplos que se establecía un ahorro de un 18,7% aproximadamente en energía primaria y emisiones.

Por lo tanto, la introducción de este tipo de combinación representará una opción de recuperación muy válida.

Guía nº 1:
Guía técnica.
Mantenimiento de instalaciones térmicas

Guía nº 2:
Guía técnica.
Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

Guía nº 3:
Guía técnica.
Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos.
Incluye CD-ROM con programa AISLAM

Guía nº 4:
Guía técnica.
Torres de refrigeración

Guía nº 5:
Guía técnica.
Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas

Guía nº 6:
Guía técnica.
Contabilización de consumos

Guía nº 7:
Comentarios al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. RITE - 2007

Guía nº 8:
Guía técnica.
Agua caliente sanitaria central

Guía nº 9:
Guía técnica.
Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización



c/ Madera, 8 - 28004 Madrid
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14
comunicacion@idae.es
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)