

Guía técnica

Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización 2

Guía técnica

Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

TÍTULO

Guía técnica sobre procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

CONTENIDO

Esta publicación 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.

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización”.

Cualquier reproducción, parcial o total, de la presente publicación debe contar con la aprobación por escrito del IDAE.

Depósito Legal: M-8043-2007

ISBN: 978-84-96680-07-4

.....

IDAE
Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
C/ Madera, 8
E-28004-Madrid
comunicacion@idae.es
www.idae.es

Madrid, febrero de 2007

ÍNDICE

Presentación	5
1 Objeto y campo de aplicación	7
2 Fundamentos teóricos	9
3 Métodos prácticos de determinación de rendimientos instantáneos	13
3.1 Método directo	15
3.2 Método Indirecto	22
4 Procedimientos de medición y obtención de datos en equipos de refrigeración de agua	29
4.1 Condicionantes para la toma de datos	29
4.2 Instrumental requerido para las tomas de datos	37
4.3 Protocolos de tomas de datos para determinación de rendimientos instantáneos	38
5 Procedimientos de medición y obtención de datos en equipos de refrigeración de aire	43
5.1 Condicionantes para la toma de datos	43
5.2 Instrumental requerido para las tomas de datos	50
5.3 Protocolos de tomas de datos para determinación de rendimientos instantáneos	51
6 Ejemplos de cálculos de rendimientos	55
6.1 Equipos de refrigeración de agua. Cálculo del rendimiento instantáneo	55
6.2 Equipos de refrigeración de aire. Cálculo del rendimiento instantáneo	63
7 Extrapolación para la estimación de rendimientos estacionales	75
Apéndice I: Normas para consulta	77
Apéndice II: Términos y definiciones	78
Apéndice III: Símbolos y unidades	81
Apéndice IV: Bibliografía	82

PRESENTACIÓN

El nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) transpone parcialmente la Directiva 2002/91/CE, de 16 de diciembre, relativa a la eficiencia energética de los edificios, fijando los requisitos mínimos de eficiencia energética que deben cumplir las instalaciones térmicas de los edificios nuevos y existentes, y un procedimiento de inspección periódica de calderas y de los sistemas de aire acondicionado.

El Reglamento se desarrolla con un enfoque basado en prestaciones u objetivos, es decir, expresando los requisitos que deben satisfacer las instalaciones térmicas sin obligar al uso de una determinada técnica o material ni impidiendo la introducción de nuevas tecnologías y conceptos en cuanto al diseño, frente al enfoque tradicional de reglamentos prescriptivos que consisten en un conjunto de especificaciones técnicas detalladas que presentan el inconveniente de limitar la gama de soluciones aceptables e impiden el uso de nuevos productos y de técnicas innovadoras.

Así, para justificar que una instalación cumple las exigencias que se establecen en el RITE podrá optarse por una de las siguientes opciones:

- adoptar soluciones basadas en las Instrucciones Técnicas, cuya correcta aplicación en el diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento y utilización de la instalación, es suficiente para acreditar el cumplimiento de las exigencias; o
- adoptar soluciones alternativas, entendidas como aquellas que se apartan parcial o totalmente de las Instrucciones Técnicas. El proyectista o el director de la instalación, bajo su responsabilidad y previa conformidad de la propiedad, pueden adoptar soluciones alternativas, siempre que justifiquen documentalmente que la instalación diseñada satisface las exigencias del RITE porque sus prestaciones son, al menos, equivalentes a las que se obtendrían por la aplicación de las soluciones basadas en las Instrucciones Técnicas.

Por esta razón, el IDAE con el fin de facilitar a los agentes que participan en el diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento e inspección de estas instalaciones, ha promovido la elaboración de una serie de guías técnicas de ahorro y eficiencia energética en climatización, que desarrollen soluciones alternativas.

En concreto, la que nos ocupa, titulada “Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire”, pretende ser un procedimiento alternativo, de acuerdo con lo establecido en la IT3 Mantenimiento e IT4 Inspección.

NOTA: En este documento todas las menciones al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios se refieren al último borrador disponible.



Objeto y campo de aplicación

El marco que establece la IT 4 del nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, determina la potestad de los Órganos Competentes de las Comunidades Autónomas para llevar a cabo inspecciones de las instalaciones térmicas de los edificios. También establece diferentes modalidades de inspección, así como los criterios básicos a seguir para efectuarlas.

Entre las diferentes actuaciones que la citada Instrucción Técnica preconiza se incluyen las relativas a la comprobación periódica del rendimiento de los equipos generadores de calor y frío y de las instalaciones térmicas en conjunto, indicando la IT que las inspecciones correspondientes se llevarán a cabo aplicando procedimientos reconocidos. Por otra parte, en el apartado 4.3.2. de la referida IT 4 queda especificada la obligatoriedad de inspeccionar periódicamente los generadores de frío de potencia superior a 12 kW, con independencia de que, por consecuencia de la aplicación de los criterios de mantenimiento que establece la IT 3, se efectúen tomas de datos y mediciones de rendimiento con mayor frecuencia, en función de la potencia de los generadores de cada instalación concreta.

Se ha llevado a cabo un análisis de la disponibilidad de documentos y normas de ámbito nacional, autonómico o local, sobre los procedimientos a seguir para la medición de datos de condiciones de funcionamiento de los equipos y máquinas frigoríficas en general y, particularmente, de las que con mayor frecuencia se utilizan en las instalaciones de climatización de edificios. Este estudio ha puesto de manifiesto la práctica inexistencia de documentos que puedan ser de aplicación directa para este cometido.

Habida cuenta, por otra parte, de las dificultades que entraña llevar a cabo las mediciones sobre los equipos de una instalación real y concreta, que son precisas para la medición de sus rendimientos instantáneos, fundamentalmente como consecuencia de las influencias que se

ejercen sobre el funcionamiento de las máquinas frigoríficas desde el resto de elementos que componen las instalaciones, se ha considerado conveniente redactar un documento específico en el que se definan los procedimientos a seguir para la medición y evaluación de los rendimientos de los equipos frigoríficos en las instalaciones de climatización, con el objetivo fundamental de marcar criterios uniformes, que sirvan como guía de buena práctica, para facilitar la cumplimentación de los nuevos requerimientos reglamentarios a los técnicos encargados de llevar a cabo las correspondientes actuaciones de inspección y verificación de rendimientos.

En este documento se resume, con criterios eminentemente prácticos y de aplicación, la variada y poco concreta información disponible sobre esta materia, que se encuentra dispersa en manuales de fabricantes, libros de texto, normas extranjeras, procedimientos de buena práctica no escritos, etc., para configurar una guía del procedimiento a seguir para la determinación in situ de los rendimientos instantáneos de operación de los equipos frigoríficos que, de forma más frecuente, se encuentran en las instalaciones de climatización de nuestros edificios, concretamente de las plantas enfriadoras de agua y de los equipos de refrigeración de aire por ciclo de compresión mecánica, tanto reversibles como no reversibles, teniendo en cuenta, de forma explícita, las dificultades que entraña la medición de parámetros de funcionamiento de los equipos frigoríficos, lejos de las condiciones de trabajo que facilita un banco de pruebas, y una vez integrados en el contexto de una instalación real y concreta, por la que se afectan directamente.

Este documento es aplicable, en principio y salvo condicionantes singulares que puedan encontrarse en una instalación específica, a todo tipo de equipos frigoríficos de compresión mecánica que puedan encontrarse formando parte de cualquier instalación destinada a la climatización de edificios para fines de confort.

2

Fundamentos teóricos

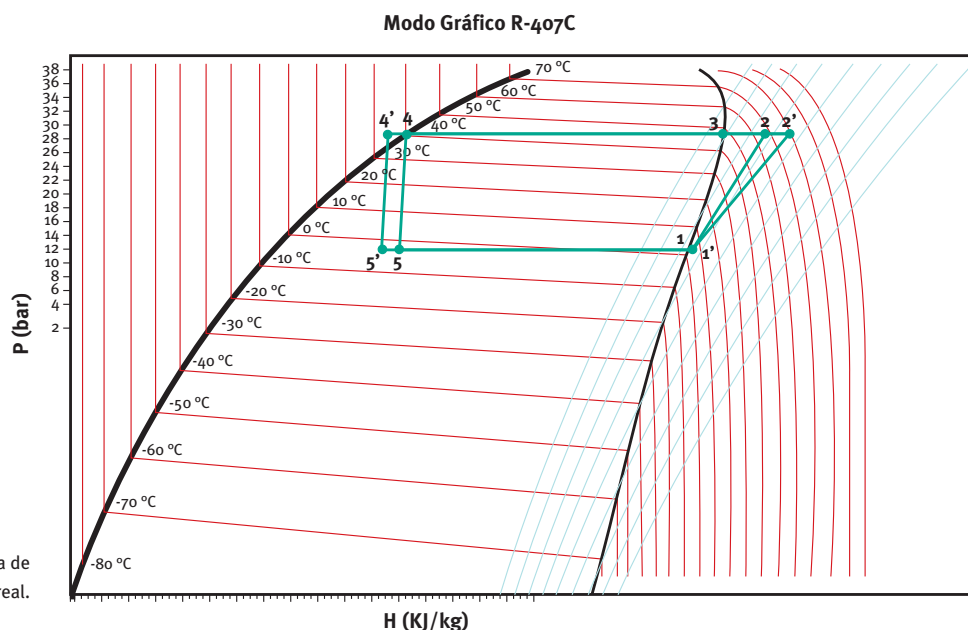
Este capítulo se redacta a modo de preámbulo y como recordatorio de los conceptos teóricos básicos de termodinámica en los que se fundamenta la determinación de rendimientos de un ciclo frigorífico inverso de Carnot.

Pese a que se trata de un procedimiento teórico que, como tal, no puede ser aplicado directamente para la determinación del rendimiento instantáneo de una máquina frigorífica funcionando en condiciones reales, el método que se comentará a continuación se utiliza en la actualidad para la definición de los denominados "Coeficientes de eficiencia energética" de una máquina frigorífica, tanto desde el punto de vista del aprovechamiento de su evaporador, para la producción frigorífica (C_{EEV}), como desde el relativo al aprovechamiento de su condensador para la producción térmica (C_{EEC}).

No obstante, los valores de C_{EEV} y de C_{EEC} que se obtienen con este procedimiento, solo pueden considerarse como

ratios indicativos de la eficiencia de una máquina determinada o como factores de comparación apriorística de la eficiencia previsible entre diferentes máquinas, habida cuenta de que dichos valores resultan normalmente muy elevados y no representan la realidad del rendimiento energético instantáneo de una máquina, como quedará explícito en los capítulos posteriores de este documento, dado que no tienen en cuenta los consumos energéticos reales que se requieren para su funcionamiento.

El procedimiento teórico de determinación del rendimiento del ciclo de Carnot se basa en la comparación de las áreas que se definen en la representación gráfica del ciclo sobre el ábaco termodinámico del agente frigorífico que evoluciona en el interior del circuito de la máquina. Para este fin debe utilizarse un ábaco P - V (Presión - Volumen) o un ábaco P - H (Presión - entalpía), como el que se representa en la figura 1.



Sobre el eje de ordenadas se marcan los valores de las presiones de evaporación y condensación en unas condiciones puntuales de funcionamiento de la máquina, por ejemplo en las condiciones nominales de diseño, ver figura 1. A continuación se trazan las líneas de presión constante (horizontales) correspondientes a esos valores, y sobre ellas se destacan los siguientes puntos de trabajo del ciclo frigorífico teórico (ideal):

- Punto 1: Vapor saturado a la salida del evaporador.
- Punto 2: Vapor sobrecalentado en la descarga del compresor. Para ubicar este punto es necesario conocer la temperatura de descarga del compresor, que puede medirse sobre la línea de descarga de la máquina, directamente con un termopar de contacto.
- Punto 3: Vapor saturado al inicio de la condensación.
- Punto 4: Líquido saturado a la salida del condensador.
- Punto 5: Líquido con título de vapor a la entrada del evaporador. Para ubicar este punto puede trazarse una línea vertical (transformación isoentálpica) desde el punto 4 hasta cortar la línea horizontal correspondiente a la presión de evaporación.

Para obtener una mayor aproximación en los cálculos es conveniente apoyarse en un ciclo más cercano a la realidad, identificando los siguientes puntos de referencia a las condiciones reales de funcionamiento:

- Punto 1': Vapor recalentado en la aspiración del compresor. Para ubicar este punto es preciso obtener el valor del recalentamiento en las condiciones puntuales de funcionamiento que se consideren. Solicitando el valor típico previsto por el fabricante de la máquina o, preferentemente, si se está trabajando sobre una máquina existente, tomando las medidas de temperatura de saturación en el evaporador, mediante la lectura en la escala correspondiente del manómetro de baja presión, y de temperatura real de aspiración, con un termopar de contacto sobre la línea de aspiración en un punto de la línea situado a una distancia intermedia entre la salida del evaporador y la entrada al compresor. Para marcar el punto 1' de forma todavía más precisa, es recomendable considerar la caída de presión entre la de saturación en el evaporador y la real de aspiración, para lo cual deberá conectarse un manómetro frigorífico en la toma correspondiente de la válvula de aspiración del compresor y comparar la lectura obtenida con la del manómetro de baja, siempre que ésta se haya podido tomar en un punto diferente de la válvula de aspiración del compresor.

- Punto 2': Vapor sobrecalentado a la temperatura real de descarga del compresor. Medida con un termómetro sobre la línea de descarga.
- Punto 4': Líquido subenfriado a la entrada del dispositivo de laminación (expansión) de la máquina. Para ubicar este punto es preciso obtener el valor del subenfriamiento en las condiciones puntuales de funcionamiento que se consideren. Como en el caso anterior puede solicitarse el valor típico previsto por el fabricante de la máquina o, si se está trabajando sobre una máquina real existente, tomar la temperatura de saturación en el condensador, mediante la lectura en la escala correspondiente del manómetro de alta presión, y la temperatura real del líquido antes de la entrada al dispositivo de expansión, con un termopar de contacto sobre la línea de líquido en un punto de la línea situado a una distancia de aproximadamente 10 diámetros de la entrada al dispositivo de laminación. También, como para el punto 1', y sobre todo si la línea de líquido es de longitud significativa, con el fin de identificar el punto 4' de manera más precisa, siempre que sea posible es recomendable considerar la caída de presión entre la de saturación en el condensador y la real del líquido antes de la expansión, pero para ello es preciso disponer de una válvula de servicio con toma para manómetro en la línea de líquido, lo cual no suele ser frecuente, lamentablemente, en la mayoría de las máquinas. Si esta toma estuviera disponible, podrá conectarse a ella un manómetro frigorífico y compararse a ella un manómetro frigorífico y comparar la lectura obtenida con la del manómetro de alta.
- Punto 5': Este punto puede obtenerse con suficiente precisión trazando una línea vertical desde el punto 4', antes identificado, hasta cortar la línea horizontal de presión de evaporación.

Una vez representado el ciclo "real" sobre el ábaco termodinámico del agente frigorígeno, los coeficientes de eficiencia energética máxima, para las condiciones representadas, se pueden obtener del ciclo inverso de Carnot a partir de las siguientes expresiones:

Coefficiente de Eficiencia Energética máximo del evaporador:

$$CEE_v = \frac{T_{EVP}}{T_{CDS} - T_{EVP}} \quad [1]$$

Coefficiente de Eficiencia Energética máximo del condensador:

$$CEE_c = \frac{T_{CDS}}{T_{CDS} - T_{EVP}} \quad [2]$$

Siendo:

T_{EVP} = Temperatura de saturación de evaporación (K).

T_{CDS} = Temperatura de saturación de condensación (K).

Por ejemplo, en las condiciones de trabajo a plena capacidad en las que habitualmente se utilizan la mayoría de las plantas enfriadoras de agua en instalaciones de climatización de edificios, los valores de las temperaturas de saturación en el evaporador y en el condensador suelen estar alrededor de 276 K y de 313 K, respectivamente. En estas condiciones, los valores de los CEE_V y CEE_C máximos teóricos de Carnot que se obtendrían serían los siguientes:

$$CEE_V = \frac{276}{313 - 276} = \frac{276}{37} = 7,46$$

$$CEE_C = \frac{313}{313 - 276} = \frac{313}{37} = 8,46$$

Para el cálculo de los rendimientos del ciclo real se utilizan las entalpías específicas obtenidas del ábaco termodinámico del agente frigorígeno de que se trate, a partir de la identificación de los puntos singulares del ciclo frigorífico según se ha indicado en los párrafos anteriores. Ajustándonos al caso del ciclo frigorífico real, los rendimientos se obtendrían por la aplicación de las siguientes expresiones:

Rendimiento frigorífico (lado evaporador):

$$\eta_{EVP} = \frac{i_{1'} - i_{5'}}{i_{2'} - i_{1'}} \quad [3]$$

Rendimiento térmico (lado condensador):

$$\eta_{CDS} = \frac{i_{2'} - i_{4'}}{i_{2'} - i_{1'}} \quad [4]$$

Siendo: $i_{1'}$ = Entalpía del vapor recalentado en la aspiración del compresor. Asumiendo que todo el recalentamiento, útil y no útil, que recibe el fluido se produce en el interior del evaporador, es decir, despreciando el recalentamiento que pueda tener lugar a lo largo de la línea de aspiración del compresor. Cabe indicar que la longitud de las líneas de aspiración no es importante en plantas enfriadoras y en equipos autónomos de potencia media - alta y que, además,

las líneas de aspiración suelen estar térmicamente aisladas. En sistemas partidos, con líneas de aspiración de gran longitud, se deberá tener en cuenta también el recalentamiento no útil que pueda recibir el vapor en su recorrido entre el evaporador y el compresor.

$i_{2'}$ = Entalpía del vapor (gas) sobrecalentado en la descarga del compresor. Siempre que la línea de descarga sea de corta longitud, asumiendo que el calor sensible absorbido por el fluido durante la compresión se disipa en su práctica totalidad en el interior del condensador y, consecuentemente, se aprovecha también para el calentamiento del fluido externo.

$i_{4'}$ = Entalpía del líquido subenfriado. Asumiendo que el calor sensible correspondiente a la diferencia de temperaturas entre la de saturación de condensación y la del líquido subenfriado se disipa también al fluido externo del condensador, a lo largo de la superficie de intercambio térmico de este intercambiador de calor.

$i_{5'}$ = Entalpía del líquido con título de vapor a la entrada del evaporador.

En las condiciones consideradas para la determinación de los coeficientes de eficiencia energética máximos de Carnot, en el ejemplo anterior, aplicadas a un ciclo real (comprimiendo vapor saturado y expandiendo líquido saturado), las entalpías correspondientes a los puntos indicados, utilizando R-134 a como agente frigorígeno, serían las siguientes:

$$i_{1'} = 401 \text{ kJ/kg.}$$

$$i_{2'} = 427 \text{ kJ/kg.}$$

$$i_{4'} = 257 \text{ kJ/kg.}$$

$$i_{5'} = 257 \text{ kJ/kg.}$$

Consecuentemente, los rendimientos del ciclo para esta máquina, que se obtendrían aplicando las ecuaciones [3] y [4], serían:

$$\eta_{EVP} = \frac{i_{1'} - i_{5'}}{i_{2'} - i_{1'}} = \frac{401 - 257}{427 - 401} = \frac{144}{26} = 5,54$$

$$\eta_{CDS} = \frac{i_{2'} - i_{4'}}{i_{2'} - i_{1'}} = \frac{427 - 257}{427 - 401} = \frac{170}{26} = 6,54$$

Si solamente se considera aprovechable el calor de la condensación del agente frigorígeno, es decir, que el vapor entra en el condensador prácticamente en condiciones de

saturación y que no se obtiene o no se tiene en cuenta el subenfriamiento, en lugar de las entalpías i_4' e i_2' habría que utilizar las i_4 e i_3 , y el rendimiento del ciclo en el lado condensador sería de:

$$\eta_{CDS}' = \frac{i_3 - i_4}{i_2' - i_1'} = \frac{420 - 257}{427 - 401} = \frac{163}{26} = 6,27$$

(con un valor de i_3 de 420 kJ/kg para el R-134 a en las condiciones indicadas).

El factor de recalentamiento, como puede extraerse de la figura 1 efectuando un simple ejercicio de comparación de entalpías mediante las ecuaciones [3] y [4] y utilizando la entalpía del punto 1 en lugar de la del punto 1', es contrario al rendimiento del ciclo. A mayor recalentamiento menor rendimiento. No obstante es imprescindible aportar al agente frigorígeno un recalentamiento mínimo, normalmente en el propio evaporador, lo que obliga a una merma de rendimiento o a un sobredimensionamiento de este intercambiador, para garantizar que, en cualquier

condición de carga, no se producen migraciones de líquido que puedan afectar a las partes mecánicas del compresor. Por consiguiente, el recalentamiento debe ser considerado como un factor de seguridad antagónico del rendimiento. Es decir, que cuanto mayor sea el valor del recalentamiento menor rendimiento se obtendrá en la producción frigorífica del evaporador, siempre, claro está, que el recalentamiento se produzca totalmente, o mayoritariamente, en el interior del propio evaporador, como suele ser frecuente en la maquinaria frigorífica de potencia que se aplica en instalaciones de climatización.

Habida cuenta de que una máquina frigorífica en una aplicación de climatización puede ser utilizada tanto para la refrigeración de aire o agua, como para la calefacción de estos medios, cuando se inspeccionen equipos reversibles, o que se utilicen tanto en modo refrigeración como en modo bomba de calor, habrá que considerar los rendimientos instantáneos o los Coeficientes de Eficiencia Energética (CEE) tanto en el evaporador como en el condensador.

3

Métodos prácticos de determinación de rendimientos instantáneos

Toda la normativa y documentación técnica relativa a la medición de rendimientos en maquinaria frigorífica que ha podido ser localizada para la confección de este documento, está destinada fundamentalmente a los fabricantes de equipos más que a los técnicos que explotan instalaciones reales, y focalizada para la estandarización de datos técnicos, la homologación de sus fabricados y el establecimiento de criterios que permitan comparar las características de eficiencia de diferentes productos. Consecuentemente, toda la información que se ha podido extraer de la documentación consultada se refiere, de forma explícita, a los procedimientos y criterios a seguir para la medición de rendimientos de máquinas frigoríficas en banco de pruebas.

Por otra parte, la referida documentación técnica establece, también explícitamente, las dificultades, en algunos casos insalvables, que entraña poder conseguir situaciones estables de trabajo de las máquinas frigoríficas en condiciones diferentes de las que pueden obtenerse en un banco de pruebas adecuado y, concretamente, en las circunstancias que habitualmente se materializan en una instalación real.

En la realidad de cualquier aplicación concreta, el funcionamiento de las máquinas se afecta, directa e indirectamente, por condicionantes externos, de índole diversa, con origen en la propia instalación y fuera de ella, que perturban la consecución de las condiciones de estabilidad que se requieren para efectuar adecuadamente las mediciones necesarias, en diferentes situaciones de capacidad o de demanda, para determinar su rendimiento instantáneo y, de forma aún más acusada, para analizar la eficiencia energética real que proveen los equipos.

Entre los condicionantes que de forma más común y habitual afectan al funcionamiento de una máquina frigorífica en una instalación real, destacan los que se resumen a continuación:

- Variabilidad de las condiciones de ambiente exterior que son difícilmente controlables por los técnicos responsables de la instalación, e incluso por los sistemas informáticos de gestión más sofisticados, para ajustar el funcionamiento de la máquina a la situación de capacidad deseada.
- Variabilidad de las ganancias externas e internas de calor del edificio, durante cualquier periodo de tiempo determinado, que afectan directamente a la potencia frigorífica demandada en cada instante.
- Funcionamiento defectuoso de elementos y componentes de las instalaciones que, aún siendo ajenos a las máquinas de producción, afectan directamente a sus condiciones de trabajo. Por ejemplo, el mal funcionamiento del dispositivo de control de las condiciones ambientales de una zona en un edificio implica situaciones de demanda anómalas para los equipos de producción, que pueden perturbar su estabilidad originando, entre otros efectos, arranques y paradas frecuentes de los compresores.
- La inestabilidad de operación de una máquina frigorífica es, normalmente, una consecuencia inmediata de la presencia de uno solo, o del conjunto, de los factores que pueden afectar a sus condiciones de funcionamiento. La falta de estabilidad impide disponer del tiempo necesario para efectuar tomas de datos de funcionamiento coherentes, en las diferentes condiciones de capacidad que sería necesario analizar en una máquina concreta.
- Además, es muy frecuente padecer carencias de elementos de medida adecuados en la mayoría de las instalaciones, lo que implica la imposibilidad de tomar datos de algunos parámetros, como por ejemplo de los caudales de agua en circulación a través de los intercambiadores de calor de la máquina,

o bien faltas de precisión en las medidas de otros parámetros, por ejemplo de los caudales de aire, como consecuencia de interferencias sobre los flujos, provocadas por la presencia de la persona que efectúa las mediciones y, en muchos casos, debida también a la falta o exceso de sensibilidad de los instrumentos de medida que se pueden utilizar.

- No es tampoco un obstáculo menor la necesidad de efectuar las mediciones con la instalación en carga, intentando conseguir las condiciones de plena capacidad o las demandas de refrigeración o calefacción máximas que puedan alcanzarse en el momento en el que tengan que efectuarse las tomas de datos, lo que implicará que el edificio se encuentre ocupado y que, consecuentemente, deban tomarse las precauciones oportunas para perturbar lo mínimo posible el confort de los usuarios.

Por otra parte, la experiencia indica que no es común disponer en los edificios de toda la información de los fabricantes que se considera precisa para efectuar el cálculo de los rendimientos por los procedimientos accesibles y con la precisión suficiente.

Como se expondrá en los apartados siguientes de este capítulo, para efectuar los cálculos por el procedimiento que hemos denominado "directo" es preciso conocer el caudal de agente frigorígeno que evoluciona en el interior de los circuitos de las máquinas, en diferentes condiciones de capacidad, dado que el valor de plena carga no será fácil de conseguir en las situaciones reales en las que se efectuarán las visitas de inspección y las tomas de datos. La información relativa a los caudales de agente frigorígeno en circulación por un circuito, en diferentes situaciones de demanda, solo puede obtenerse de forma fiable de los fabricantes de las máquinas o, de forma suficientemente aproximada, de los fabricantes de los compresores que, en este caso, deberá particularizarse para las condiciones de presiones de aspiración y descarga en las que la máquina se encuentre funcionando en cada momento.

Igualmente, para el cálculo por el procedimiento que denominamos "indirecto" se requiere conocer, de la forma más precisa que sea posible, los caudales de agua o de aire que están circulando a través del evaporador de la máquina, o del condensador cuando se pretende analizar la eficiencia de una máquina que se aprovecha para calefacción. La medición directa de caudales de aire entraña errores, por las causas antes mencionadas, y la medición directa de caudales de agua no es viable, en la mayoría de las instalaciones, por carecer éstas de caudalímetros fijos. Este es el caso de la práctica totalidad de

instalaciones existentes antes de la entrada en vigor del RITE actual.

Para la identificación indirecta del caudal de agua en circulación puede optarse por dos procedimientos: medir las caídas de presión entre la entrada y la salida de agua del intercambiador de calor en estudio y determinar el caudal a partir de sus curvas características de pérdida de carga-caudal, que sólo los fabricantes pueden facilitar, o bien medir el consumo de los motores y la presión total neta de la bomba o bombas que recirculen el agua a través del intercambiador, y determinar el caudal bombeado en las curvas características de esas bombas, que también deben facilitar los fabricantes.

Teniendo en cuenta, además, que en la mayoría de las instalaciones que pueden encontrarse en la realidad de nuestros edificios se dispone de instrumentos de medida de calidad y precisión baja o media y, en todo caso, inferior a la que ofrece normalmente la instrumentación disponible en un banco de pruebas, queda patente la dificultad que entraña la toma de datos de campo fiables para la determinación de la eficiencia de los equipos frigoríficos en su utilización real y práctica.

Por todo lo expuesto y como consecuencia de las premisas de dificultad que se han indicado, es preciso dejar patente, de antemano, que las evaluaciones que puedan obtenerse sobre los rendimientos instantáneos de las máquinas frigoríficas a partir de mediciones "en campo" solo podrán ser considerados como aproximados, y que en todas mediciones que se realicen se asumirá un margen de error, de mayor o menor magnitud, en función de las condiciones en las que se efectúen las tomas de datos y de la precisión de los instrumentos de medida que se utilicen.

Teniendo siempre presentes estas premisas de falta de precisión, en los apartados que siguen se definen los dos métodos de determinación de rendimientos instantáneos de máquinas frigoríficas que es posible aplicar sobre equipos existentes en instalaciones reales, utilizando medios actualmente al alcance de cualquier técnico. La definiciones que siguen se remiten a la identificación de los datos que es preciso recabar para la aplicación de cada método y a la especificación de los cálculos a realizar para la determinación de los rendimientos. Las descripciones de los procedimientos prácticos a seguir para la toma de datos, de las condiciones en las que deben efectuarse las mediciones y de los instrumentos de medida que deben utilizarse se recogen en los capítulos 4^o y 5^o de esta guía, para equipos de producción de agua fría y para equipos de refrigeración de aire, respectivamente.

3.1 MÉTODO DIRECTO

Denominamos "método directo", para la determinación del rendimiento instantáneo o eficiencia instantánea de una máquina frigorífica, al que se basa en la toma y evaluación de datos de funcionamiento correspondientes al fluido frigorígeno que evoluciona en el interior de sus circuitos.

Dado que a priori el método directo no requiere conocimiento de datos sobre los fluidos exteriores de la máquina, la descripción que sigue es genérica y, consecuentemente, aplicable tanto a plantas enfriadoras de agua como a equipos de tratamiento de aire.

Para la aplicación de este método de cálculo a la determinación del rendimiento de un circuito frigorífico concreto será imprescindible conocer previamente los datos que se indicarán a continuación y que deberán obtenerse siguiendo los procedimientos y condicionantes que se especificarán en los capítulos 4º y 5º de este documento, en función del tipo de máquina de que se trate. Algunos de estos datos, como en cada caso se apuntará, solo podrán obtenerse a partir de información técnica que deberán facilitar los fabricantes de los equipos en cuestión.

Para la determinación de rendimientos o coeficientes de eficiencia energética de un circuito frigorífico por el método directo de cálculo se utilizarán las siguientes expresiones:

$$CEE_v = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \eta \quad [5]$$

$$CEE_c = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} \quad [6]$$

En las que: CEE_v , es el coeficiente de eficiencia energética lado evaporador.

CEE_c , es el coeficiente de eficiencia energética lado condensador. Aplicable cuando se trata de determinar la eficiencia de un equipo frigorífico en la transferencia de calor en su condensador (bomba de calor).

η , es el rendimiento frigorífico instantáneo, equivalente al CEE_v .

W_{EVP} , es la potencia instantánea absorbida por el agente frigorígeno en el evaporador. O, dicho de otra forma, la potencia instantánea cedida por el fluido exterior del evaporador al agente frigorígeno, en KW.

W_{CDS} , es la potencia instantánea cedida por el agente frigorígeno al fluido exterior del condensador, en KW.

P_{ABS} , es la potencia eléctrica instantánea absorbida por la máquina para su funcionamiento, en KW.

Este método de cálculo no tiene en consideración la energía consumida para la circulación de los fluidos exteriores al circuito frigorífico (agua o aire) por lo que determina exclusivamente el rendimiento frigorífico instantáneo del evaporador o del condensador de la máquina, es decir, el rendimiento del circuito frigorífico propiamente dicho.

Los valores de W_{EVP} , W_{CDS} y de P_{ABS} se determinan mediante las siguientes expresiones:

$$W_{EVP} = Q_{VAP} \times \Delta i_{EVP} \quad [7]$$

o bien:

$$W_{EVP} = DV \times d_{VAP} \times \Delta i_{EVP} \quad [7']$$

$$W_{CDS} = Q_{VAP} \times \Delta i_{CDS} \quad [8]$$

o bien:

$$W_{CDS} = DV \times d_{VAP} \times \Delta i_{CDS} \quad [8']$$

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times I_T \times \sqrt{3} \times \cos \varphi}{1000} \quad [9] [9]$$

Siendo: Δi_{EVP} , la diferencia de entalpías específicas entre la del líquido a la entrada del evaporador (i_{LIQ}) y la del vapor a la salida del evaporador (i_{ASP}), en kJ/kg.

Δi_{CDS} , la diferencia de entalpías entre la del vapor a la entrada del condensador (i_{DSC}) y la del líquido a la salida del condensador (i_{LIQ}), en kJ/kg.

Q_{VAP} , el caudal másico de vapor bombeado por el compresor o el total bombeado por el conjunto de los compresores conectados al mismo circuito, en kg/s.

DV , el desplazamiento volumétrico del compresor o el total de todos los compresores conectados al mismo circuito, en m^3/s .

d_{VAP} , la densidad del vapor aspirado por el compresor, en kg/m^3 .

V_F , la tensión de fase de suministro eléctrico a la máquina, en Voltios.

I_T , la intensidad de fase total absorbida por la máquina, en Amperios.

$\cos \varphi$, el coseno de φ medio de la máquina.

Si hubiera más de un compresor conectado en paralelo en el mismo circuito frigorífico del evaporador, se sumaría el desplazamiento volumétrico o el caudal másico de todos, así como la potencia eléctrica de todos ellos, es decir, como si se tratase de un compresor virtual suma de todos los instalados en el circuito.

Si la máquina tuviera varios circuitos frigoríficos intercambiando calor con un único circuito de fluido exterior, se deberán calcular los rendimientos de cada circuito por separado para, acto seguido, determinar la eficiencia energética de la máquina, como la media de los rendimientos de cada circuito ponderada por sus potencias respecto la potencia total del equipo.

En consecuencia con todas estas premisas, para poder efectuar los cálculos de rendimientos por el "método directo", aplicando las ecuaciones indicadas anteriormente ([5], [6], [7], [7'], [8], [8'] y [9]), los datos imprescindibles que se deben obtener en la inspección de una máquina concreta y los procedimientos para obtenerlos son los que se indican a continuación:

i_{LIQ} , Entalpía del líquido subenfriado a la salida del condensador de la máquina (equivalente a la entalpía del líquido a la entrada del evaporador, siempre que la expansión se efectúe en las proximidades de este y asumiendo que el proceso de expansión sea realmente isentálpico). Para obtener este valor se deberán medir las presiones (instantáneas) de evaporación (P_{EVP}) y de condensación (P_{CDS}), utilizando los manómetros de la máquina o bien manómetros portátiles debidamente contrastados, y la temperatura real del líquido a la entrada de la válvula de expansión (T_{LIQ}), como se ha indicado en el capítulo 2º (Punto 4' del diagrama de la figura 1) y apoyándose en el diagrama del ciclo específico, configurado de manera similar a la que se ha referido en el capítulo 2º (figura 1), determinar el valor de la entalpía correspondiente, leyéndolo sobre la escala del eje de abscisas.

i_{ASP} , Entalpía del vapor recalentado en la aspiración del compresor. Con el apoyo del mismo diagrama anterior se marcará el punto de condiciones de aspiración del compresor (Punto 1' del ciclo),

para lo cual será preciso medir con un manómetro la presión de aspiración (P_{ASP}) y con un termopar de contacto la temperatura de aspiración (T_{ASP}), siguiendo las indicaciones apuntadas para la determinación del punto 1' en el capítulo 2º de este documento. El valor de la entalpía de aspiración se obtendrá proyectando una vertical desde el punto 1' hasta el eje de abscisas del diagrama del ciclo real.

i_{DSC} , Entalpía del vapor en la descarga del compresor (asumiendo que ésta sea la condición del vapor a la entrada del condensador). Para determinar este valor será preciso marcar el punto 2º sobre el diagrama termodinámico del ciclo real. Siguiendo las indicaciones apuntadas en el capítulo 2º para la identificación de este punto, será preciso medir con un termopar contrastado la temperatura instantánea de descarga (T_{DSC}) y la presión de descarga (P_{DSC}) del compresor, con un manómetro contrastado, o, en defecto de una conexión adecuada para el manómetro en descarga, apoyarse en el valor de la presión de condensación (P_{CDS}). Una vez identificado el punto 2 en el diagrama, el valor de la entalpía correspondiente se leerá sobre la escala del eje de abscisas, trazando una vertical desde el punto hasta cortar dicho eje.

Q_{VAP} , El caudal másico bombeado por el compresor, o por el conjunto de compresores conectados a un mismo circuito no es posible medirlo directamente sobre una máquina concreta. Este dato deberá ser solicitado al fabricante de la máquina o al fabricante del compresor. Normalmente el fabricante facilitará una información basada en las curvas de rendimiento de cada compresor específico, sobre estas curvas deberán particularizarse las condiciones de funcionamiento del circuito en las que se están efectuando las tomas de datos. Concretamente, el caudal másico bombeado será función de la relación de compresión (Presión absoluta de descarga/Presión absoluta de aspiración) y de la temperatura de aspiración (temperatura de evaporación + recalentamiento). En los casos en los que el compresor disponga de regulación de capacidad deberá también identificarse la condición de carga en la que se encuentre en el momento de las medidas, preferentemente tomando datos de la intensidad instantánea absorbida, para entrar en la curva de potencia del compresor como punto de partida para determinar el valor del caudal bombeado.

- DV , Desplazamiento volumétrico del compresor. Este parámetro podrá utilizarse como paso intermedio para calcular el caudal másico. El desplazamiento volumétrico es también un dato que debe ser facilitado por los fabricantes de la máquina o del compresor. Para compresores volumétricos este dato es, normalmente, más accesible que el caudal másico bombeado, ya que se suele encontrar en la información técnica de la mayoría de los fabricantes de compresores frigoríficos. En el caso de máquinas con compresores centrífugos es preferible obtener directamente de los fabricantes el dato del caudal másico bombeado, ya que este parámetro no solamente depende del tamaño y características del compresor utilizado en una máquina concreta, sino también de sus presiones de aspiración y de descarga en unas condiciones de trabajo determinadas. Además, los compresores centrífugos suelen estar dotados de dispositivos de parcialización continua de capacidad que varían el caudal bombeado directamente en función del nivel de parcialización de capacidad en el que se encuentre trabajando una máquina. Consecuentemente, en ambos tipos de compresores, el procedimiento más fiable para determinar el valor del desplazamiento volumétrico de un compresor es solicitarlo al fabricante, especificando las condiciones de trabajo para las que se solicita.
- d_{VAP} , Densidad (o peso específico) del vapor en las condiciones de estado en las que es aspirado por el compresor. Este parámetro se utiliza para calcular el caudal másico bombeado a partir del dato de desplazamiento volumétrico del compresor, aplicando las ecuaciones [7'] u [8'], según el caso. Las densidades, pesos específicos y volúmenes específicos de los agentes frigorígenos, figuran normalmente en las tablas de propiedades de estado de los fluidos y, en algunos casos, también en los diagramas termodinámicos de los mismos. Es preciso recordar que las tablas de propiedades de estado se refieren a condiciones de saturación de los respectivos fluidos, por lo que para determinar el valor de la densidad del vapor de aspiración, con la mayor precisión posible, teniendo en cuenta que este no se encuentra normalmente en condiciones de saturación sino recalentado, se deberá tomar el dato directamente del ábaco termodinámico para las condiciones del punto 1', si se dispone de un ábaco en el que estén representadas las curvas de peso-volumen específico, o de la tabla de propiedades de estado del agente frigorígeno de que se trate, con suficiente aproximación, por interpolación entre los valores correspondientes a las presiones reales de aspiración y de evaporación, en las condiciones de medida. En nuestros días se encuentran a disposición aplicaciones específicas de software en las que pueden obtenerse, de forma directa y precisa, los valores de propiedades de estado de todos los fluidos frigorígenos de uso común en la actualidad.
- V_F , La tensión de fase de suministro eléctrico a la máquina deberá obtenerse por medición directa con un voltímetro de la tensión instantánea de fase en las bornas generales de entrada al equipo. En equipos trifásicos, que serán los más frecuentes, se medirán las tensiones entre las tres fases de alimentación eléctrica a la máquina y se calculará la media aritmética de los tres valores obtenidos. Cuando sea posible discriminar los consumos particulares de cada circuito, como suele ser el caso en las plantas enfriadoras de agua, los valores de tensión se tomarán en la entrada del circuito eléctrico separativo correspondiente a los consumidores de cada circuito frigorífico en su conjunto. Los valores de tensión media obtenidos con este criterio de medida dan lugar a resultados de cálculo más precisos que si se toman los valores de tensión en bornas de los compresores, por razones similares a las que se expondrán en el punto siguiente para las medidas de intensidades.
- I_T , La intensidad de fase total absorbida por la máquina deberá medirse con un amperímetro de pinza, contrastado, en los conductores generales de suministro eléctrico a la máquina, por ejemplo a la salida del seccionador general. Previamente se deberá comprobar que no existen desequilibrios superiores a un 5% entre las intensidades de las fases, lo que podría ser síntoma de algún defecto interno de la máquina que invalidará las medidas. Se obtendrá la media aritmética de los consumos de las tres fases y el valor resultante se utilizará para el cálculo en la ecuación [9]. Como se ha indicado para la medición de tensión, en el punto anterior, cuando sea posible discriminar los consumos particulares de cada circuito, en máquinas con varios circuitos frigoríficos, los valores de intensidad se tomarán en la entrada del circuito eléctrico separativo correspondiente a los consumidores de cada circuito frigorífico en su

conjunto, con el fin de poder determinar el rendimiento de cada circuito. No es conveniente tomar medidas de intensidad sobre las fases de alimentación a compresores, puesto que la mayoría de las máquinas generan otros consumos eléctricos además de los propios de los compresores, que son imprescindibles para que los compresores puedan funcionar. Nos referimos a los consumos propios de la máquina, no externos, como los correspondientes a ventiladores de condensación, circuitos de regulación y control, resistencias calefactoras de cárter de los propios compresores, etc., que deben ser considerados en el cómputo de potencia absorbida por una máquina, o por un circuito frigorífico en particular, a efectos de la determinación de su rendimiento. Con este mismo criterio, cuando se pretenda hacer una comparación entre las eficiencias de diferentes tipos de máquinas, se deberían considerar los consumos de todos los elementos imprescindibles para su funcionamiento intrínseco, por ejemplo los consumos de energía de las torres de refrigeración y de las bombas de recirculación de agua para los condensadores de plantas enfriadoras condensadas por agua de torre. Por el contrario, para determinar el rendimiento propio de una planta enfriadora no es necesario computar los consumos de las bombas de recirculación de agua enfriada, ya que estas bombas serán necesarias y de la misma potencia para cualquiera que sea el tipo de planta enfriadora que se considere, a igualdad de potencia frigorífica, por supuesto. No obstante, pueden computarse también los consumos de agua fría siempre que se haga indicación de que se han considerado y que se reseñe específicamente el consumo considerado por este concepto.

Cos φ, El valor del $\cos \varphi$ instantáneo, puede obtenerse directamente utilizando un analizador de redes, o un instrumento específico para la medición de este parámetro, conectado a los conductores principales de suministro eléctrico a la máquina. No obstante, dado que no es frecuente disponer de estos equipos en las instalaciones reales, y, sobre todo, que la componente de energía reactiva en la mayoría de la maquinaria frigorífica de uso más común suele ser bastante estable y dar lugar a valores del $\cos \varphi$ comprendidos entre 0,7 y 0,85, para una máquina concreta, recomendamos que, siempre que no se disponga de instrumental de medida eléctrica fiable en la instalación, se adopten valores de $\cos \varphi = 0,8$, para su aplicación en la ecuación [9],

lo que permitirá una aproximación suficiente en los resultados. Para cálculos de mayor precisión también puede solicitarse este dato a los fabricantes de los compresores o de los motores.

Indicamos en este punto que la potencia eléctrica absorbida por una máquina puede también ser determinada directamente utilizando un vatímetro conectado entre los conductores principales de suministro, lo que obviaría la aplicación de la ecuación [9] excepto para efectuar comprobaciones de las medidas obtenidas.

Notas:

Recordamos al lector que los valores de presiones que figuran en los ábacos termodinámicos y en las tablas de propiedades de estado se refieren a presiones absolutas. Deberá tenerse en cuenta este detalle en la determinación de otros parámetros a partir de la presión así como para la representación de diagramas del ciclo frigorífico, para evitar errores. Las medidas de campo tomadas con manómetros darán valores de presión (manométrica) que deberán corregirse añadiéndoles el valor de la presión atmosférica del lugar, en el momento en el que se efectúen las medidas, para obtener los valores de las presiones absolutas correspondientes.

También recordamos que las propiedades de estado varían para cada agente frigorígeno, aunque estos puedan evolucionar en un circuito entre condiciones idénticas de presión. Consecuentemente, a efectos de determinación de parámetros para el cálculo de rendimientos, no será válida la utilización de ábacos y tablas termodinámicas diferentes de las específicas para el agente frigorígeno con el que esté cargado el circuito objeto de estudio. Podrán también utilizarse manómetros frigoríficos con escalas de temperaturas de saturación, y reglas de conversión de propiedades de saturación específicas para el agente frigorígeno de que se trate.

3.1.1 Casos singulares

El "método directo" para el cálculo de rendimientos frigoríficos y coeficientes de eficiencia energética lado condensador, que se ha descrito en los párrafos anteriores puede considerarse "universal", es decir, de aplicación general a cualquier tipo de circuitos frigoríficos de las máquinas que se utilizan en las instalaciones de climatización de edificios, con independencia de sus características de diseño y de uso, así como de las condiciones entre las que evolucionen en su funcionamiento habitual. No obstante, para aclarar algunas dudas que, previsiblemente, pudieran surgir a la hora de determinar

los rendimientos instantáneos de algunos tipos de máquinas con funciones especiales, o al menos no tan frecuentes como las puramente destinadas al aprovechamiento frigorífico o térmico de sus evaporadores o condensadores, respectivamente, recogemos a continuación algunas consideraciones sobre los criterios que deben seguirse para la determinación de rendimientos en estas máquinas "especiales".

A) Máquinas en las que se aprovecha simultáneamente la producción frigorífica en el evaporador y la disipación de calor en el condensador

Para determinar el rendimiento instantáneo de este tipo de máquinas se deberá aplicar la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{CDS}}{P_{ABS}} \quad [10]$$

Con la misma significación de símbolos que se ha indicado anteriormente.

Los valores instantáneos de potencia absorbida en el evaporador (W_{EVP}) y de potencia cedida en el condensador (W_{CDS}) se calcularán aplicando las ecuaciones [7] y [8] o [7'] y [8'], procurando que las tomas de datos de los parámetros correspondientes se efectúen lo más rápidamente posible, para que los datos obtenidos sean coherentes y que no existan variaciones significativas de las condiciones de estado entre unas mediciones y otras.

Para calcular el valor de la potencia instantánea absorbida por la máquina, se seguirá el procedimiento indicado en la descripción general del método directo, aplicando la ecuación [9] y considerando la tensión media de suministro eléctrico y la intensidad total instantánea consumida por la máquina en su conjunto, en el momento de la toma de datos, es decir; cerciorándose de que se están computando todos los consumos reales que se están produciendo para el funcionamiento de la máquina en un momento dado.

B) Plantas enfriadoras con condensador de recuperación de calor

Las máquinas denominadas "recuperadoras de calor" basan su funcionamiento en la producción frigorífica en el evaporador y aprovechan, de forma total o parcial, el calor aportado al agente frigorígeno en el evaporador más el calor de compresión, para utilizarlo en el calentamiento de un fluido exterior, aire o agua más frecuentemente.

En consecuencia, el rendimiento global de este tipo de máquinas deberá tener una componente correspondiente

a la eficiencia en su evaporador y otra correspondiente a la recuperación de calor. En resumidas cuentas algo que difiere poco del caso considerado en el epígrafe anterior. De hecho, para la determinación del rendimiento de estas máquinas se seguirá el mismo criterio.

Para determinar la potencia eléctrica total instantánea absorbida por la máquina se puede utilizar la ecuación [9], considerando todos los consumidores intrínsecos imprescindibles para el funcionamiento de los circuitos frigoríficos, también pueden considerarse los consumidores exteriores; bombas de recirculación de agua fría y de agua caliente, concretamente; siempre que se deje indicación de que se han considerado y que se reflejen por separado los consumos correspondientes a estos equipos.

El rendimiento global instantáneo de la máquina puede calcularse aplicando la ecuación [10] indicada en el epígrafe anterior, con las ecuaciones [7] o [7'] para determinar el valor instantáneo de W_{EVP} y teniendo en consideración que los valores de los parámetros a medir o determinar para calcular W_{CDS} , mediante las ecuaciones [8] u [8'] corresponderían a las condiciones de funcionamiento instantáneas del condensador de recuperación de calor.

Es preciso advertir que cuando la recuperación de calor es total el condensador principal de la máquina no estará, normalmente, en servicio, y será perfectamente válido el criterio indicado, pero si la recuperación de calor es solo parcial funcionarán ambos condensadores, el principal y el de recuperación, simultáneamente, repartiéndose el caudal másico de fluido frigorígeno bombeado por el compresor entre los dos condensadores de forma no lineal, lo que complicará el cálculo del rendimiento global por el "método directo". En estas circunstancias de recuperación parcial de calor, con los dos condensadores en servicio simultáneo, es recomendable determinar el rendimiento de este tipo de máquinas aplicando el "método indirecto" que se definirá en el apartado 3.2.

C) Bombas de calor con recuperación de frío

También es frecuente encontrar, en las instalaciones térmicas de los edificios, equipos frigoríficos denominados "de cuatro ciclos", que están configuradas como plantas enfriadoras de agua de ciclo reversible, normalmente de condensación por aire, con condensador de recuperación y con la posibilidad de "recuperar frío" en el evaporador principal o mediante un evaporador auxiliar. Estos equipos se denominan "de cuatro ciclos" precisamente porque permiten el aprovechamiento de la producción frigorífica y térmica

en cuatro modos de funcionamiento, lógicamente siempre que la instalación en la que se encuentren esté prevista para ello. Estos modos de funcionamiento son los siguientes:

- Primer ciclo: Producción frigorífica en el evaporador (modo solo frío).
- Segundo ciclo: Producción térmica en el condensador (modo bomba de calor).
- Tercer ciclo: Producción frigorífica y recuperación de calor (modo recuperación de calor).
- Cuarto ciclo: Producción térmica y recuperación de frío (modo bomba de calor y aprovechamiento simultáneo de la producción frigorífica).

Para la determinación del rendimiento instantáneo de estas máquinas deberá tenerse en consideración el modo en el que se encuentren funcionando.

El modo de funcionamiento definido como primer ciclo corresponde al de una máquina frigorífica simple, por lo que su rendimiento instantáneo se determinará por el procedimiento referido en la descripción general del “método directo” en este capítulo, efectuando la toma de los datos de los parámetros indicados y aplicando las ecuaciones [5], [7] o [7'] y [9].

La determinación del rendimiento instantáneo de la máquina funcionando en el modo definido como segundo ciclo corresponde también al procedimiento general, aplicando en este caso las ecuaciones [6], [8] u [8'] y [9].

El tercer ciclo corresponde a las plantas enfriadoras con condensador de recuperación de calor, por lo que el procedimiento para determinación de su rendimiento sería el indicado en el apartado B de este epígrafe.

El procedimiento para la determinación del rendimiento de la máquina funcionando en el cuarto ciclo sería similar al referido en el apartado B, cambiando las referencias al condensador de recuperación por las equivalentes al “evaporador de recuperación”.

Si la máquina funcionara de manera habitual, o hubiera sido proyectada para funcionar en un modo que fuera composición de los ciclos definidos, es decir, producción de frío y calor y recuperación simultánea de calor, o bien producción de frío y calor y recuperación simultánea de frío, para la determinación de su rendimiento instantáneo sería preciso agregar las diferentes componentes para dar lugar, respectivamente, a las expresiones siguientes:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{CDS} + W_{EVP \text{ Recuperado}}}{P_{ABS}} \quad [12]$$

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{CDS} + W_{CDS \text{ Recuperado}}}{P_{ABS}} \quad [11]$$

y componer también los procedimientos definidos en los epígrafes A y B, en consecuencia con la recuperación de energía que se aproveche, siendo igualmente válidas las consideraciones y recomendaciones apuntadas sobre la dificultad de determinar los caudales máxicos en circulación por los intercambiadores de recuperación de energía, tanto de frío como de calor, cuando la máquina se encuentre funcionando a capacidad de recuperación parcial.

Por último indicamos que, para este tipo de máquinas, lo correcto sería determinar su rendimiento global, cuando se aprovechen todas sus posibilidades de producción y recuperación de energía térmica, es decir, cuando la máquina funcione en los cuatro ciclos de forma simultánea, siempre que la máquina haya sido proyectada con este objetivo y que pueda conseguirse esta condición de funcionamiento en la instalación realmente realizada. En esta hipótesis, la expresión a utilizar para determinar el rendimiento instantáneo sería la siguiente:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{CDS} + W_{CDS \text{ Recuperado}} + W_{EVP \text{ Recuperado}}}{P_{ABS}} \quad [13]$$

D) Máquinas con aprovechamiento del calor sensible del gas de descarga (*desuperheaters*)

Aunque con menor frecuencia, se encuentran también en las instalaciones térmicas de los edificios equipos frigoríficos diseñados con un intercambiador de calor auxiliar o complementario instalado en la línea de descarga del compresor, en uno o en varios circuitos, que se destina a la recuperación del calor sensible del vapor de descarga, en ningún caso a la condensación de este vapor, para su aprovechamiento en otro sistema o instalación del edificio, por ejemplo para el precalentamiento del agua fría de suministro al sistema de preparación de agua caliente sanitaria, como aplicación más frecuente.

Estos intercambiadores auxiliares se identifican convencionalmente con la denominación “*desuperheaters*”,

que podríamos traducir al castellano literalmente como “desobrecalentadores”, dado que realmente su función es aprovechar el “sobrecalentamiento” que recibe el vapor en su proceso de compresión, llevando al vapor, como límite, hasta la condición de saturación que corresponda a la presión de condensación en la que la máquina esté trabajando.

La determinación del rendimiento instantáneo de este tipo de máquinas implicaría la adición de la potencia recuperada (calor sensible) al calor de condensación, si la máquina se aprovecha en modo calefacción, o al calor de evaporación si la máquina se aprovecha en modo refrigeración, o a ambos, evaporación y condensación, si la máquina se utiliza en ambos ciclos simultáneamente. Aunque lo más frecuente, tanto si la máquina se aprovecha en este modo simultáneo como si se aprovecha como recuperadora de calor, la función del “*desuperheater*” quede integrada en el condensador principal o en el condensador de recuperación de la máquina, es decir, no discriminando la recuperación de calor sensible de la compresión de la del calor latente de la condensación del vapor.

Para los casos específicos en los que exista el intercambiador auxiliar para efectuar la función de “desobrecalentamiento” exclusivamente, se deberá asumir que el condensador de la máquina se destina únicamente a la condensación, por lo que el rendimiento instantáneo de la máquina deberá calcularse aplicando las siguientes expresiones:

- Si se aprovecha la producción frigorífica en el evaporador más el calor sensible de la compresión:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{SRD}}{P_{ABS}} \quad [14]$$

- Si se aprovecha la producción térmica en el condensador más el calor sensible de la compresión:

$$\eta = \frac{W_{CDS} + W_{SRD}}{P_{ABS}} \quad [14']$$

- Si se aprovecha la producción frigorífica en el evaporador y la producción térmica en el condensador segregando el calor sensible de la compresión para otro uso:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{CDS} + W_{SRD}}{P_{ABS}} \quad [14'']$$

Utilizando en todos los casos la simbología ya definida y denominando W_{SRD} a la potencia térmica

correspondiente al calor sensible recuperado en el “*desuperheater*”.

La potencias térmicas útiles del evaporador (W_{EVP}) y del condensador (W_{CDS}) se calculan como se ha indicado al inicio de este capítulo, aplicando las ecuaciones [7] o [7'] y [8] u [8'], respectivamente. La potencia térmica sensible recuperada en el “*desuperheater*” (W_{SRD}) se determina mediante la ecuaciones:

$$W_{SRD} = Q_{VAP} \times (i_{DSC} - i_{CDS}) \quad [15]$$

o bien:

$$W_{SRD} = DV \times d_{VAP} \times (i_{DSC} - i_{CDS}) \quad [15'] \quad [15'']$$

Siendo: i_{DSC} , La entalpía del vapor en la descarga del compresor. Para determinar este valor será preciso marcar el punto 2' sobre el diagrama termodinámico del ciclo real. Siguiendo las indicaciones apuntadas en el capítulo 5º para la identificación de este punto, será preciso medir con un termopar contrastado la temperatura instantánea de descarga (T_{DSC}) y la presión de descarga (P_{DSC}) del compresor, con un manómetro contrastado, o, en defecto de una conexión adecuada para el manómetro en descarga, apoyarse en el valor de la presión de condensación (P_{CDS}) que provee una aproximación suficientemente precisa, dado que la pérdida de carga es prácticamente inapreciable en la mayoría de las máquinas compactas. Una vez identificado el punto 2' en el diagrama, el valor de la entalpía correspondiente se leerá sobre la escala del eje de abscisas, trazando una vertical desde el punto hasta cortar dicho eje.

i_{CDS} , La entalpía de saturación del vapor. Para determinar este valor será preciso marcar el punto 3 sobre el diagrama termodinámico del ciclo real, a partir de la línea de presión constante de condensación, obteniendo este valor de la lectura instantánea del manómetro de alta, en su intersección con la rama de vapor saturado de la curva de saturación. Una vez identificado el punto 3 en el diagrama, el valor de la entalpía correspondiente se leerá sobre la escala del eje de abscisas, trazando una vertical desde el punto hasta cortar dicho eje.

Q_{VAP} , el caudal másico de vapor bombeado por el compresor o el total bombeado por el conjunto de los compresores conectados al mismo circuito, en kg/s.

DV , el desplazamiento volumétrico del compresor o el total de todos los compresores conectados al mismo circuito, en m^3/s .

d_{VAP} , la densidad del vapor aspirado por el compresor, en kg/m^3 .

Es preciso advertir que, como se ha indicado, el aprovechamiento del “*desuperheater*” se limita al calor sensible de la compresión, no alcanzando nunca el vapor en su interior la condición de saturación, siempre que el intercambiador esté correctamente dimensionado, con el fin de prevenir interferencias en el flujo del fluido que pudieran acarrear problemas mecánicos en los compresores. Por ello, en el cálculo de su rendimiento se partirá de la entalpía de descarga para alcanzar la entalpía de saturación de condensación, también como valor límite, que nunca debe ser superado en estas aplicaciones.

E) Máquinas con compresores abiertos accionados por motor eléctrico o térmico

El cálculo del rendimiento instantáneo de máquinas o circuitos frigoríficos cuyos compresores estén accionados por motores térmicos, se efectúa siguiendo los mismos criterios y procedimientos que se han definido en los diferentes epígrafes de este apartado, para cada tipo de máquinas y dependiendo de los aprovechamientos que se obtengan de ellas según las variantes que se han identificado. La única diferencia a tener en cuenta en los cálculos, respecto a las ecuaciones a utilizar en cada caso, se refiere a la determinación de la potencia instantánea absorbida por la máquina.

En las máquinas con compresores accionados por motores térmicos, el término P_{ABS} , que aparece en el denominador de todas las ecuaciones de rendimiento, deberá considerarse integrado por dos componentes:

$$P_{ABS} = P_E + P_T \quad [16]$$

Siendo: P_E , la potencia eléctrica instantánea consumida por los componentes de la máquina que funcionan con energía eléctrica, tales como: ventiladores de los condensadores, circuitos de maniobra y otros específicos en algunos casos; que se calcularía aplicando la ecuación [9] con los criterios de medición de tensiones e intensidades eléctricas en las bornas de entrada del suministro a la máquina.

P_T la potencia térmica instantánea consumida por el motor(es) térmico de accionamiento del compresor(es) de cada circuito objeto de estudio.

Para determinar la potencia térmica instantánea que aporta un motor térmico será preciso recurrir a las curvas de “potencia (kW) – velocidad angular (rpm)”, específicas de cada motor, que solo podrá facilitar su fabricante, o el fabricante de la máquina frigorífica. La velocidad instantánea de rotación del motor deberá medirse in situ, en las condiciones del momento en el que se efectúe la toma de datos de funcionamiento de la máquina, utilizando un taquímetro contrastado y tomando las debidas precauciones de seguridad para efectuar esta medición.

Como para los motores eléctricos, se considerarán despreciables las pérdidas de energía en la transmisión motor – compresor.

3.2 MÉTODO INDIRECTO

El método que denominamos “indirecto”, para la determinación del rendimiento instantáneo o eficiencia instantánea de una máquina frigorífica, se basa en la toma y evaluación de datos de funcionamiento correspondientes a los fluidos externos a la máquina. Este método es el que se aplica con mayor asiduidad, aunque no mejora la precisión del método directo y adolece de dificultades similares para la medida de algunos de los parámetros que se utilizan en el cálculo.

Para la aplicación de este método de cálculo a la determinación del rendimiento de un circuito frigorífico concreto será imprescindible efectuar las oportunas mediciones de los parámetros que intervienen en el cálculo y que se irán identificando en este apartado, y que deberán obtenerse teniendo en cuenta los condicionantes que se especificarán en los capítulos 4^o y 5^o de este documento, en función del tipo de máquina de que se trate. Algunos de estos datos, como en cada caso se apuntará, solo podrán obtenerse a partir de información técnica que deberán facilitar los fabricantes de los equipos objeto de análisis.

Para el cálculo del rendimiento instantáneo de una máquina frigorífica por el “método indirecto”, se utilizan las mismas ecuaciones que en el método directo:

$$CEE_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \eta \quad [5]$$

$$CEE_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} \quad [6]$$

Con la misma significación de términos y símbolos que se indicó en el apartado 3.1. Sin embargo, este método indirecto difiere del directo en el cálculo de las potencias instantáneas W_{EVP} y de W_{CDS} , que en este caso se determinan desde el lado “exterior” de los intercambiadores, aplicando las leyes físicas del intercambio de calor sensible, sin cambio de estado, que se utilizan para el diseño y dimensionamiento de cualquier tipo de intercambiador de calor:

$$W = K \times A \times \Delta T$$

$$W = Q_1 \times Ce_1 \times \Delta T_1 = Q_2 \times Ce_2 \times \Delta T_2$$

En las que: W es la potencia térmica transferida entre los fluidos que evolucionan en los circuitos primario y secundario del intercambiador de calor, en kW.

K es el coeficiente global de transmisión de calor entre los fluidos primario y secundario, incluyendo los términos de conducción y convección forzada, expresado en kW/m² K.

A es la superficie total de intercambio térmico del intercambiador, entre los fluidos primario y secundario, expresada en m².

ΔT es la diferencia de temperatura que se considera a efectos del intercambio de calor, expresada en grados Kelvin o en grados centígrados, que puede referirse al fluido de cada circuito, como en la ecuación anterior, en la que ΔT_1 expresa la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del fluido en el circuito primario del intercambiador y ΔT_2 la equivalente en el circuito secundario, o bien, en términos globales, considerando el intercambio entre los dos fluidos, en cuyo caso se utiliza la denominada “Diferencia logarítmico media de temperaturas”.

Siendo, respectivamente, T_{E1} , T_{S1} y T_{E2} , T_{S2} , las temperaturas absolutas de entrada y salida de los fluidos primario y secundario del intercambiador.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{S1} - T_{E2}) - (T_{E1} - T_{S2})}{\ln \left[\frac{(T_{S1} - T_{E2})}{(T_{E1} - T_{S2})} \right]}$$

Q_1 y Q_2 son los caudales máscicos de los fluidos en circulación por los circuitos primario y secundario del intercambiador, respectivamente, expresados en kg/s. Dada la dificultad que implica la medida directa y la determinación indirecta de caudales máscicos en circulación a través de un intercambiador de calor, en la práctica se utilizan los caudales volumétricos, cuya medida es más inmediata. Recordamos que el caudal máscico “ Q ” (kg/s) se obtiene como producto del caudal volumétrico “ V ” (m³/s) por la densidad del fluido “ ρ ”. $Q = V \cdot \rho$.

Ce_1 y Ce_2 , representan el calor específico de los fluidos primario y secundario que circulan por el intercambiador, respectivamente, expresados en kJ/kg K.

Estas ecuaciones son válidas para el cálculo de la potencia térmica transferida en cualquier tipo de intercambiador de calor que podamos considerar en una máquina o circuito frigorífico, tanto si se trata del evaporador, como del condensador, como de un condensador auxiliar para recuperación de calor, como de un “desuperheater”, etc., siempre que se apliquen a fluidos que no cambien de estado durante el proceso de transferencia de calor. Son, por lo tanto, aplicables a los fluidos exteriores de las máquinas frigoríficas, normalmente aire, agua o cualquier tipo de salmuera o solución anticongelante, ya que en ellos no se produce cambio de estado en las condiciones habituales de funcionamiento de las máquinas que equipan las instalaciones térmicas de los edificios.

Para los intercambiadores que pueden encontrarse en los circuitos de las máquinas frigoríficas de uso común en instalaciones térmicas de edificios, la potencia térmica transferida a los fluidos exteriores, en función del tipo de fluido que sirva de medio calorportador, se determina a partir de las siguientes ecuaciones:

- Potencia térmica transferida al agua o salmuera exterior en un evaporador:

$$W_{EVP} = V_w \times \rho_w \times Ce_w \times (T_{EW} - T_{SW}) \quad [17]$$

- Potencia térmica transferida al agua o salmuera exterior en un condensador:

$$W_{CDS} = V_w \times p_w \times C_{e_w} \times (T_{SW} - T_{EW}) \quad [18]$$

- Potencia térmica transferida al agua o salmuera exterior en un intercambiador para recuperación de calor, condensador auxiliar de recuperación, “desuperheater”, o cualquier otro intercambiador de calor entre el fluido frigorígeno y agua o salmuera:

$$W_{REC} = V_w \times p_w \times C_{e_w} \times (T_{SW} - T_{EW}) \quad [19]$$

- Potencia térmica (Calor total) transferida al aire que circula por el exterior de un evaporador o de un “recuperador de frío”, agente frigorígeno-aire, o agua, o salmuera-aire:

$$W_{EVP} = W_{REC} = V_A \times p_A \times (i_{SA} - i_{EA}) \quad [20]$$

- Potencia térmica (Calor sensible) transferida al aire que circula por el exterior de un condensador o de un “recuperador de calor”, agente frigorígeno-aire, o agua, o salmuera-aire:

$$W_{CDS} = W_{REC} = V_A \times p_A \times C_{e_A} \times (T_{SA} - T_{EA}) \quad [21]$$

Los símbolos empleados en estas ecuaciones tienen los significados que se especifican a continuación. Se indica también para cada parámetro el procedimiento a seguir para su determinación o medida directa en campo:

W_{EVP} Potencia térmica instantánea absorbida por un fluido caloportador externo en el evaporador de una máquina frigorífica o en un intercambiador de calor para refrigeración. Se expresa en kW. Se determina analíticamente mediante las expresiones [17] o [20] indicadas anteriormente. Considerada como término de energía térmica puede ser medida directamente, en enfriadoras de agua, utilizando un contador de energía intercalado en la tubería del circuito exterior del evaporador. Estos contadores se basan en la aplicación de la ecuación [17] con medición directa del caudal en circulación a través del evaporador y medición directa de la temperatura del fluido exterior a la entrada y a la salida del evaporador.

W_{CDS} Potencia térmica instantánea cedida a un fluido caloportador externo en el condensador de una máquina frigorífica o en un intercambiador para calefacción o para recuperación de calor, de cualquier tipo. Se expresa en kW. Se determina analíticamente mediante las expresiones [18] o [21] indicadas anteriormente. La energía térmica transferida puede ser medida directamente mediante un contador de energía, como se ha indicado en el punto anterior.

W_{REC} Potencia térmica instantánea transferida a un fluido caloportador externo en cualquier tipo de intercambiador para calefacción o refrigeración. Se expresa en kW. Se determina analíticamente mediante las expresiones [19], [20] o [21], indicadas anteriormente.

V_w Caudal volumétrico de un fluido caloportador líquido, normalmente agua o salmuera de bajo punto de congelación, a través de un intercambiador de calor. Se expresa en l/s, m³/s o m³/h. Se utiliza en las ecuaciones de potencia como factor del caudal másico: $Q_w = V_w \cdot \rho_w$, dado que es más fácil de medir en la práctica. Puede medirse directamente mediante un caudalímetro, de cualquiera de los diferentes tipos existentes en el mercado, instalado en la tubería del circuito exterior del intercambiador de calor a analizar. Si no se dispone de caudalímetro fijo en la instalación, el caudal del fluido en circulación puede obtenerse indirectamente por los siguientes procedimientos:

- Medición de las presiones de entrada y salida del fluido al intercambiador. Determinación de la pérdida de carga por diferencia entre las dos presiones anteriores. Traslado del valor de caída de presión obtenido a la curva característica Caudal-Pérdida de carga del intercambiador en cuestión y determinación del caudal teórico en circulación en función de la caída de presión real medida. Las curvas características de los intercambiadores de calor deben ser facilitadas por los fabricantes, para cada caso concreto.
- Medición de la presión neta instantánea con la que está funcionando la bomba (o bombas) que se utilicen para la recirculación del fluido a través del intercambiador, por diferencia entre las lecturas de un manómetro situado alternativamente en la aspiración y en la descarga de la bomba.

Medición del consumo instantáneo de la bomba (o bombas) y determinación de la potencia absorbida. Traslado de los valores de presión y potencia obtenidos a las curvas características Caudal-Presión y Caudal-Potencia de la bomba (o bombas) en cuestión y determinación del caudal teórico en circulación por coincidencia de las lecturas sobre las respectivas curvas. Las curvas características de las bombas deben ser facilitadas por los fabricantes y formar parte, imprescindible, de la documentación técnica de cualquier instalación térmica.

V_A Caudal volumétrico del aire en circulación por el circuito exterior de un evaporador, condensador o cualquier tipo de intercambiador de calor de una máquina frigorífica. Se expresa en l/s, m³/s o m³/h. Como para fluidos líquidos, el caudal volumétrico de aire se utiliza en las ecuaciones de potencia como factor del caudal másico: $Q_A = V_A \cdot \rho_A$, dado que la medición del caudal másico "en campo" no es posible. El caudal volumétrico puede medirse directamente sobre una máquina concreta, siguiendo las recomendaciones que establece la norma UNE 100010-2: 1989, (Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 2: Mediciones), a este respecto, y con las precauciones que se indicarán en el capítulo 5º de este documento, utilizando un anemómetro, preferentemente rotativo, o de cualquiera de los diferentes tipos existentes en el mercado. Recordamos que, aunque los anemómetros digitales modernos pueden aportar medidas de valores de caudal directamente, lo más frecuente es que den valores de velocidad del aire en circulación, para determinar el caudal a partir de mediciones de velocidad en una vena de aire, se deberá aplicar la ecuación de continuidad de flujo de Bernouilli:

$$V_A = v_M \times A \quad [22]$$

Siendo:

V_A el caudal volumétrico en m³/s.
 v_M la velocidad (media) de circulación en m/s.
 A la sección frontal de paso de aire en m².

Si la medición directa del caudal en circulación no fuera posible, por cualquier razón, el

caudal volumétrico de aire podría obtenerse indirectamente a partir de los datos correspondientes a los caudales y presiones de funcionamiento de los ventiladores instalados en una máquina concreta que deberá facilitar el fabricante. En estos casos se deberán medir, mediante un tubo de Pitot y un manómetro, las presiones de aspiración y descarga de los ventiladores que se encuentren funcionando en el momento de la inspección de la máquina, así como los consumos eléctricos de dichos ventiladores y sus velocidades de rotación, y trasladar los valores de la presión neta, de la velocidad de rotación y de la potencia absorbida que se obtengan a la curva de Caudal-Presión correspondiente, para determinar sobre su eje de abscisas el caudal teórico instantáneo. Durante la toma de datos, tanto de caudales como de presiones, se deberá evitar al máximo posible que la persona que realiza las medidas cree interferencias en el flujo de aire o perturbe las medidas obtenidas con el manómetro.

ρ_w Densidad (o peso específico) del fluido calorportador líquido que circula a través del circuito externo del intercambiador de calor que se estudie. Este parámetro se utiliza para calcular el caudal másico bombeado a partir del dato de caudal volumétrico. Se expresa en kg/dm³ o kg/m³. Con suficiente aproximación, se considera una densidad para el agua de 1 kg/dm³ en los rangos de presiones y temperaturas en los que evolucionan normalmente los fluidos de una instalación de refrigeración. Las densidades relativas de las salmueras o soluciones de bajo punto de congelación que pueden utilizarse en las instalaciones de climatización de edificios, se determinarán a partir de las concentraciones en peso de las diferentes sustancias que se disuelvan en agua para constituir la salmuera. Las densidades de estas sustancias se encuentran normalmente en manuales o vademécums de fácil acceso. También pueden solicitarse los datos correspondientes a los fabricantes de la máquina, aunque dada la variabilidad de posibilidades que pueden darse en este tipo de soluciones, así como la previsible variación de las condiciones de concentración que, respecto de las nominales, pueden encontrarse en una instalación real, es muy recomendable determinar en cada caso la densidad de la solución de que se trate, por medición directa con un densímetro sobre una muestra del fluido utilizado.

ρ_A	Densidad (o peso específico) del aire que circula a través del circuito externo del intercambiador de calor en estudio. Se expresa normalmente kg/m^3 . Para cálculos de suficiente grado de aproximación puede utilizarse un valor de densidad del aire de $1,2 \text{ kg/m}^3$. Para obtener mayor precisión es necesario tomar medidas de al menos dos de las condiciones de estado del aire, por ejemplo de sus temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo, antes y después de su paso a través del intercambiador. Con los valores de temperaturas obtenidos se situarán los puntos de condiciones de estado correspondientes sobre un diagrama Psicrométrico, confeccionado para la altitud (presión atmosférica) adecuada al caso en estudio, y se determinarán gráficamente sobre el diagrama los valores de los volúmenes específicos correspondientes a esas condiciones de estado. La inversa del valor del volumen específico obtenido será el peso específico a utilizar en las ecuaciones [20] o [21].	T_{EW}	Temperatura de entrada del fluido caloportador líquido al intercambiador de calor en estudio. Se expresa normalmente en $^{\circ}\text{C}$, aunque en los cálculos se refieren valores en K, la magnitud de ambas unidades de temperatura es idéntica, por lo que cuando se utilizan diferencias de temperaturas en los cálculos, como sucede en todas las ecuaciones indicadas en este capítulo, será indiferente consignar las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$ o K, siempre que se utilicen unidades coherentes en la misma ecuación, lógicamente. Los valores de temperatura se tomarán in situ, en cada instalación concreta, empleando termómetros o termopares contrastados, preferentemente con sensores de inmersión que se utilizarán insertándolos en los pocillos o dedos de guante que deben estar disponibles para este fin en las tuberías correspondientes. En los casos en los que no existan estos elementos, podrán utilizarse los termómetros existentes en la instalación, siempre que ofrezcan la fiabilidad y precisión suficientes, preferentemente utilizando el mismo termómetro para efectuar todas las tomas de datos, con el fin de eliminar errores sistemáticos. No es recomendable el uso de termopares o sensores de temperatura de contacto, por la falta de precisión en las medidas a las que pueden dar lugar.
C_{ew}	Calor específico (a presión constante) del fluido caloportador líquido que circula a través del circuito externo del intercambiador de calor que se analice. Se expresa en kJ/kg K . En el entorno de las temperaturas y presiones normales a las que se utiliza el agua para instalaciones de climatización de edificios el calor específico se considera constante, con un valor para el agua de $4,18 \text{ kJ/kg K}$. El calor específico de las soluciones de bajo punto de congelación que se utilizan en instalaciones para refrigeración de edificios deberá determinarse en función de las sustancias que las compongan y de su concentración. Se recomienda solicitar este dato al fabricante del producto anticongelante que se utilice y determinar el calor específico de la solución como media de los calores específicos de sus componentes ponderados por sus concentraciones.	T_{SW}	Temperatura de salida del fluido caloportador líquido al intercambiador de calor en estudio. Son válidas todas las consideraciones y recomendaciones para toma de datos que se han indicado en el punto anterior, para la temperatura de entrada.
C_{eA}	Calor específico (a presión constante) del aire en circulación por el circuito externo del intercambiador de calor que se analice. Se expresa en kJ/kg K . En el entorno de las condiciones en las que evoluciona el aire destinado a la climatización de edificios, su calor específico se considera constante, con un valor de $1,003 \text{ kJ/kg K}$. Para otras condiciones pueden obtenerse valores precisos del calor específico del aire en las tablas de propiedades de estado del aire húmedo.	T_{SSA}	Temperatura de bulbo seco a la salida del aire del intercambiador de calor en estudio. Se expresa en $^{\circ}\text{C}$ o en K, aunque normalmente se mide en $^{\circ}\text{C}$. Son válidas las consideraciones a este respecto en los puntos dedicados a las temperaturas de fluidos líquidos. Los valores de temperatura seca del aire (o de bulbo seco) se tomarán "in situ", en cada instalación concreta, empleando termómetros o termopares contrastados, preferentemente con sensores de inmersión o de ambiente, que se deberán situar en las zonas centrales del flujo o en un punto en el que las condiciones del flujo del aire se consideren homogéneas, evitando acercarse demasiado los elementos sensibles de medida a la superficie de las baterías de intercambio térmico, para que las medidas de temperatura en la masa del aire no se afecten por las temperaturas superficiales

de las baterías, ya que éstas pueden ser mucho más bajas o mucho más altas, con diferencias que pueden superar los 20 °C, que las de la masa del aire en circulación. Asimismo, durante la toma de datos se deberá evitar al máximo posible que la persona que realiza las medidas cree interferencias en el flujo de aire o perturbe las medidas obtenidas con el termómetro.

T_{SEA} Temperatura de bulbo seco a la entrada del aire en el intercambiador de calor en estudio. Son válidas todas las consideraciones y recomendaciones indicadas en el punto anterior.

Th_{SA} Temperatura de bulbo húmedo a la salida del aire de la batería de intercambio térmico en estudio. Se expresa en °C o en K, como la temperatura seca. Los valores de temperatura húmeda del aire (o de bulbo húmedo) se tomarán in situ, en cada instalación concreta, empleando termómetros de bulbo húmedo o psicrómetros que permitan la medida simultánea de las temperaturas seca y húmeda sobre el mismo flujo de aire. Deberá comprobarse antes de efectuar ninguna medida que el agua que impregna la mecha del termómetro húmedo se encuentra a la misma temperatura que el aire sobre el que se van a efectuar las mediciones. También deberán observarse las mismas precauciones indicadas en puntos anteriores para las tomas de datos de temperaturas y caudales de aire. Los valores de temperatura húmeda de funcionamiento en una instalación real no se van a utilizar directamente para el cálculo de rendimientos energéticos sino como parámetro de apoyo para la determinación de los valores de entalpía necesarios en el cálculo de rendimientos de máquinas frigoríficas de refrigeración de aire, según se indicará en los puntos siguientes. Las baterías de refrigeración de estas máquinas suelen trabajar con temperaturas superficiales por debajo del valor del punto de rocío de la masa de aire que refrigeran, es decir en régimen húmedo, por lo que el tratamiento que recibe el aire implica la disminución de sus temperaturas seca y húmeda, ya que también se reduce su contenido en humedad (humedad absoluta). Consecuentemente, el análisis de la transformación sufrida por el aire y de la potencia térmica transferida en esa transformación, deberá considerar las variaciones de los contenidos de calor sensible y de calor latente de la masa de aire tratado, y no limitarse al análisis de la transferencia de calor

exclusivamente sensible que solamente es válido cuando el aire se calienta en su paso a través de un intercambiador de calor, sin modificar su contenido en humedad, como sucede por ejemplo en los condensadores de las máquinas frigoríficas. Por ello, para los cálculos en máquinas de refrigeración de aire debe utilizarse la ecuación [20], que computa la potencia total transferida al aire en circulación, en función de la variación de sus niveles de entalpía. Las tomas de datos de temperaturas húmedas pueden sustituirse por mediciones de la humedad relativa del aire, efectuadas en este caso mediante un higrómetro, siempre que éstas resulten más factibles o sencillas de llevar a cabo.

Th_{EA} Temperatura de bulbo húmedo a la entrada del aire en el intercambiador de calor en estudio. Son válidas todas las consideraciones y recomendaciones indicadas en el punto anterior.

i_{EA} Entalpía específica del aire húmedo a la entrada del evaporador de la máquina de una batería de refrigeración, o de cualquier tipo de intercambiador en el que se refrigere aire. Se expresa en kJ/kg y no es posible medirla directamente "en campo". Para su determinación será preciso apoyarse en un diagrama Psicrométrico confeccionado para la presión de trabajo adecuada al caso en estudio. Se situará sobre el diagrama el punto correspondiente a las condiciones de estado del aire a la entrada del intercambiador, haciendo uso de los valores de la temperatura seca T_{SEA} y de la temperatura húmeda Th_{EA} , o de la humedad relativa, obtenidos con los procedimientos de medida que se han indicado anteriormente. Una vez localizado el punto representativo de las condiciones de entrada de aire, se trazará desde él una perpendicular al eje de entalpías específicas del diagrama, para identificar en su intersección con este eje el valor de i_{EA} que se utilizará en la ecuación [20].

i_{SA} Entalpía específica del aire húmedo a la salida de la batería de refrigeración de aire. El valor de i_{SA} a utilizar en la misma ecuación [20] se obtendrá siguiendo un procedimiento idéntico al indicado en el punto anterior pero empleando los valores correspondientes a las condiciones de estado del aire a la salida del intercambiador, T_{SA} y Th_{SA} , o bien el de la humedad relativa correspondiente en lugar de la temperatura de bulbo húmedo.

Estos valores de la entalpía del aire pueden también obtenerse directamente, de forma muy precisa, utilizando las aplicaciones específicas de software para cálculos psicrométricos que se encuentran disponibles actualmente.

Para el cálculo del rendimiento instantáneo de una máquina concreta, objeto de análisis, en el numerador de las expresiones [5] o [6] se computará la suma de potencias útiles instantáneas, calculadas mediante las ecuaciones [17], [18], [19], [20] o [21], para todos y cada uno de los intercambiadores que se aprovechen simultáneamente en la máquina, según los casos y el coeficiente de rendimiento que se pretenda calcular, con los mismos criterios de cómputo de potencias instantáneas simultáneas que también se han indicado en los casos singulares referidos en el "método directo". En tanto que en denominador se considerará la potencia eléctrica o térmica instantánea absorbida por la máquina para su funcionamiento, P_{ABS} , que se calculará, para cualquiera de los casos posibles, mediante la expresión [9], para potencia eléctrica, con los criterios para la medición de parámetros eléctricos que se han indicado en el apartado 6.1 (método directo). O bien, en el caso de máquinas con compresores accionados por motores térmicos, por el procedimiento para determinar la potencia térmica instantánea absorbida por la máquina que también se han indicado en ese mismo apartado 6.1.

Este método de cálculo, igual que el método directo, no tiene en consideración la energía consumida para la circulación de los fluidos exteriores al circuito frigorífico

(agua o aire) ni por otros elementos externos vinculados con el funcionamiento de las máquinas frigoríficas, por lo que determina exclusivamente el rendimiento frigorífico instantáneo del evaporador, del condensador o de cualquier intercambiador de calor, o conjunto de intercambiadores, que se aprovechen en una máquina frigorífica determinada.

Si en el cálculo de los rendimientos instantáneos de máquinas se tuvieran en cuenta los consumos de todos los elementos externos a ellas que están directamente vinculados a su funcionamiento: bombas de recirculación de agua enfriada, bombas de recirculación de agua para condensación del agente frigorígeno, bombas de circuitos auxiliares de recuperación de calor o de frío, ventiladores de torres de refrigeración y, porqué no, ventiladores y otros componentes consumidores de las unidades de tratamiento de aire y otras terminales de la instalación de climatización, se obtendrían resultados que no podrían ser comparables con ningún dato de partida, catálogos de fabricantes, etc., salvo que en el proyecto que haya dado origen a una instalación concreta se hayan definido a priori los rendimientos esperables de las máquinas seleccionadas englobando todos los consumos referidos, lo cual no es habitual.

No obstante, si se desea, puede realizarse este ejercicio, incluyendo en el denominador de las ecuaciones de cálculo de los rendimientos todos los consumos instantáneos de los elementos consumidores externos, tomados en las mismas condiciones de medida en las que se hayan obtenido los propios de las máquinas.



Procedimientos de medición y obtención de datos en equipos de refrigeración de agua

Las consideraciones y recomendaciones contenidas en este capítulo se basan, fundamentalmente, en las especificaciones de procedimiento establecidas en la norma ARI 550/590-98 (ARI Standard 550/590-98 Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle), así como en principios y reglas de buena práctica, no escritas, que forman parte del bagaje de conocimiento de los técnicos que desarrollan actividades de mantenimiento de instalaciones y sistemas frigoríficos.

Las indicaciones que siguen son de aplicación a todo tipo de máquinas frigoríficas con compresores de desplazamiento positivo, volumétricos o centrífugos, accionados por motores eléctricos o térmicos, que se utilizan en instalaciones térmicas para climatización de edificios, y para otras funciones complementarias, como, por ejemplo, para apoyo a la producción de agua caliente sanitaria. Concretamente se consideran las plantas enfriadoras de líquido con posibilidad de funcionamiento y aprovechamiento en los siguientes modos:

- Modo refrigeración. Aprovechamiento exclusivo de la producción frigorífica en el evaporador. (Un ciclo).
- Modo bomba de calor, reversible o no reversible. Aprovechamiento alternativo o simultáneo de la producción frigorífica en el evaporador y del calor disipado en el condensador. (Dos ciclos).
- Modos refrigeración y recuperación del calor de condensación. Máquinas no reversibles con aprovechamiento simultáneo de la producción frigorífica en el evaporador y del calor disipado en el condensador (principal o auxiliar). (Dos ciclos).
- Modos refrigeración, calefacción y recuperación complementaria de calor de compresión con "desuperheaters" o condensadores auxiliares. (Tres ciclos).

- Modos refrigeración, calefacción, recuperación de calor y recuperación de frío, alternativos o simultáneos. (Cuatro ciclos).

4.1 CONDICIONANTES PARA LA TOMA DE DATOS

Aunque las especificaciones de la norma ARI 550/590-98 no pueden aplicarse directamente a la toma de datos "en campo" de las condiciones de funcionamiento de una planta enfriadora de agua una vez instalada en un sistema concreto, ya que la propia norma indica que las condiciones que en ella se establecen se refieren al funcionamiento de las máquinas en banco de pruebas y que será difícil conseguir esas condiciones en una instalación real, se han tomado como "patrón" sus recomendaciones para llevar a cabo mediciones de condiciones de estado y tomas de datos de funcionamiento sobre las plantas enfriadoras de agua y soluciones de bajo punto de congelación que son objeto de este capítulo. También se han extraído conclusiones sobre pautas de procedimiento del contenido de la norma ASHRAE 30-1995. (ASHRAE Standard 30-1995) Method of Testing Liquid Chilling Packages.

De acuerdo con este "patrón", las mediciones y tomas de datos destinadas a los cálculos indicados en el capítulo 3º de este documento para la determinación de rendimientos instantáneos de máquinas frigoríficas, se deberían efectuar con las instalaciones trabajando en condiciones de plena carga o lo más próximas posible a la plena carga, para poder comparar los resultados con los recogidos en los catálogos de los fabricantes, en los que, normalmente, no se aportan datos del CEE_v, ni por supuesto del CEE_c, en condiciones de capacidad parcial.

La consecución de las condiciones de plena carga en una instalación real puede resultar muy difícil, e incluso imposible en la mayoría de los casos, ya que el funcionamiento

de las máquinas frigoríficas depende directamente de factores que no pueden ser modificados a voluntad; como es el caso de las condiciones del ambiente exterior y de las situaciones cambiantes de demanda de refrigeración que se puedan estar registrando en el edificio durante el transcurso del tiempo en el que se efectúe una inspección, o cuya modificación es muy complicada porque entraña riesgos para la operación segura de las máquinas y porque también afectaría a los rendimientos que se pretende calcular, como podría ser el caso de las modificaciones por medios externos de las presiones y temperaturas en las que se encuentre funcionando un circuito frigorífico en un instante determinado.

En consecuencia con las premisas anteriores, teniendo siempre presentes las previsible dificultades que se puedan considerar, y con el objetivo de garantizar que los datos obtenidos en una situación concreta sean válidos, se considera necesario prefijar unos requisitos mínimos para llevar a cabo las tomas de datos en campo, que permitan paliar en la medida de lo posible las dificultades que los inspectores puedan encontrar y dar fiabilidad a los datos tomados. Estas condiciones mínimas son las siguientes:

- Como norma general, no se efectuarán tomas de datos en condiciones transitorias de funcionamiento, concretamente cuando la máquina objeto de inspección se encuentre en un proceso evidente de entrada en carga o de parcialización progresiva de capacidad. En estos casos es recomendable aprovechar el tiempo para tomar datos de características generales de la máquina o trabajar sobre otras máquinas de la misma instalación que puedan encontrarse funcionando en condiciones más estables en esos momentos, e incluso solicitar la parada de algún otro equipo destinado a la misma función o la puesta en servicio de elementos terminales de la instalación, con el fin de aportar mayor carga a la máquina que deba ser inspeccionada, al menos hasta que se consigan en ella condiciones de trabajo suficientemente estables.
- Antes de proceder a las tomas de datos, la planta enfriadora sobre la que se vayan a efectuar las mediciones deberá estar funcionando durante un tiempo mínimo de 10 minutos, con todos sus intercambiadores de calor en condiciones estables y en un porcentaje de capacidad (situación de carga total o parcial en la que se encuentre) también invariable, durante el mismo periodo. Lógicamente, será siempre preferible obtener los datos de prestaciones térmicas de cualquier máquina concreta cuando se encuentre funcionando en condiciones de plena carga, aunque como se ha indicado anteriormente, no será fácil conseguir estas condiciones en una instalación real.
- Si fuera preciso, se podrá actuar sobre los elementos de la instalación conectados con la planta enfriadora, manipulándolos con la requerida prudencia, con el fin de conseguir estabilidad en las condiciones de trabajo de la máquina durante el tiempo de duración del proceso de toma de datos, sin afectar a su seguridad de operación y funcionamiento. En este sentido será aceptable la modificación de los caudales de agua en circulación a través de los intercambiadores de calor de la máquina, sin exceder en ningún caso los límites, inferior ni superior, establecidos por el fabricante para cada uno de ellos, siempre que la manipulación permita obtener condiciones de mayor estabilidad en el funcionamiento de la máquina. Si fuera preciso reducir los caudales en circulación a través de evaporadores, se prestará una atención especial a los límites mínimos establecidos por el fabricante y a las condiciones de funcionamiento de la máquina para evitar que lleguen a actuar los elementos de limitación de capacidad por temperatura mínima de evaporación, ni los de seguridad contra heladas en el evaporador.
- Con el mismo objetivo, será también aceptable la manipulación, controlada y responsable, de otros elementos componentes de la instalación. Por ejemplo, se podrá hacer funcionar en modo manual, o parar temporalmente, las unidades terminales que reciben el agua enfriada por la enfriadora, siempre que ello no perturbe el confort de los ocupantes del edificio.
- No es recomendable, ni energéticamente lógico, hacer funcionar consumidores energéticos antagonistas para conseguir mayor demanda para una planta enfriadora en estudio, como por ejemplo, hacer funcionar las calderas para calentar el agua del circuito de refrigeración o abrir manualmente las válvulas de regulación de las baterías de calefacción de las unidades de tratamiento de aire, para aportar mayor carga térmica al aire tratado. Este tipo de manipulaciones solamente deberán ser realizadas, como último recurso, cuando no haya otro medio para conseguir estabilidad en el funcionamiento de la máquina frigorífica en inspección.
- En ningún caso se deberán condicionar manualmente y de forma externa los valores de limitación de presión consignados en los elementos de seguridad de una máquina.

- Para la toma de datos en máquinas que se encuentren funcionando en condiciones de carga parcial, a capacidad reducida, lo que será prácticamente la regla general, deberán tenerse en cuenta las consideraciones que establece al respecto la norma UNE 86609: 1985. Maquinaria Frigorífica de compresión mecánica. Fraccionamiento de potencia.

Por lo que respecta a la medición de parámetros de funcionamiento, se recomienda seguir las siguientes pautas:

- Antes de iniciar una toma de datos, el técnico que la vaya a efectuar deberá haber recabado toda la documentación e información técnica cuya necesidad posterior pueda prever. Concretamente deberá disponer de:
 - Documentación "según construido" de la instalación y datos específicos del proyecto sobre las particularidades y características de las máquinas objeto de inspección y sobre sus condicionantes de rendimiento y eficiencia energética de previstos en proyecto.
 - Información sobre posibles modificaciones, reformas o reparaciones que se hayan aplicado sobre las máquinas y que puedan implicar cambios en sus condiciones de funcionamiento respecto de las previstas en proyecto o que puedan afectar a sus prestaciones o rendimientos originales.
 - Información procedente de los fabricantes de las máquinas y de los instaladores:
 - Curvas de caudal-pérdida de carga de los intercambiadores de calor.
 - Curvas de caudal-presión-potencia de las motobombas.
 - Datos sobre los desplazamientos volumétricos de los compresores.
 - Curvas de prestaciones frigoríficas de los compresores en diferentes condiciones de trabajo.
 - Diagramas termodinámicos y tablas de propiedades de estado de los agentes frigorígenos más frecuentes y, especialmente, de los que se utilicen en las máquinas objeto de cada inspección.
 - Ábacos psicrométricos y tablas de propiedades termodinámicas del aire húmedo.
 - Y, en general, toda la información y documentación técnica que se considere precisa para el correcto desarrollo de la inspección.

- Además, el técnico inspector deberá haber visitado previamente la instalación en la que se encuentren las máquinas a inspeccionar, para determinar la dotación de instrumental de medida disponible y, en consecuencia, las necesidades de aportar instrumentos portátiles para poder efectuar correctamente las mediciones necesarias. O bien, dotarse de los instrumentos de medida imprescindibles que se relacionan en el apartado 4.2 de este capítulo.

- Para llevar a la práctica las tomas de datos los técnicos deberán atenerse, cuando corresponda, a las especificaciones de las normas UNE 100010-2 y 100010-3: 1989, Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 2: Mediciones y Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 3: Ajuste y equilibrado, respectivamente.
- Todas las mediciones deberán realizarse con rapidez, procurando que se efectúen en condiciones coincidentes de estado de la máquina. Es decir, sin que entre unas medidas y otras se produzcan fluctuaciones o cambios de las condiciones de funcionamiento ni, especialmente, de las condiciones de carga de los compresores.
- Para la medición de cada parámetro se deberán utilizar exclusivamente instrumentos de medida idóneos y debidamente contrastados. El contraste de los instrumentos de medida se deberá efectuar con frecuencia anual, respecto a instrumentos "patrón" calibrados, que a su vez deberán ser recalibrados con frecuencia quinquenal, en laboratorios oficiales. Todos los instrumentos de medida que se utilicen dispondrán de ficha técnica y de certificado de calibración, en cumplimiento de las especificaciones a este respecto que se recogen en el apartado 7.6 (Control de los dispositivos de seguimiento y medición) de la norma UNE - EN - ISO 9001:2000 (Sistemas de gestión de la calidad).

Medición de temperaturas

- Para la medición de temperaturas es recomendable tener también en consideración, además de las normas antes indicadas, las recomendaciones de la norma ASHRAE 41.1-86. (ASHRAE Standard 41.1-86) Measurements Guide - Section on Temperature Measurements, 1986.
- Deberá tenerse presente la existencia de puntos fríos y puntos calientes en los circuitos frigoríficos, tanto a efectos de seguridad para el propio técnico

que efectúe la inspección a fin de evitar quemaduras y otras posibles lesiones, como para que los valores de temperaturas a medir no se vean afectados. A este respecto se procurará que los valores que solo pueden medirse con sensores de contacto se tomen en lugares de los circuitos suficientemente alejados de los puntos calientes o fríos del mismo. Por ejemplo:

- Las temperaturas del líquido subenfriado deberán tomarse en puntos de las líneas de líquido comprendido entre los filtros y los dispositivos de laminación y alejados como mínimo 15 cm de éstos, siempre que sea posible, para evitar medir temperaturas más bajas que las reales.
 - Las temperaturas de aspiración deberán tomarse, siempre que sea posible, en puntos de las líneas de aspiración intermedios entre los evaporadores y los compresores. Los puntos de medida más adecuados para estas temperaturas son los que se encuentran en las proximidades de los emplazamientos de los bulbos de los trenes termostáticos de las válvulas de expansión, cuando se utiliza este tipo de válvulas, o de las conexiones de los capilares de equilibrado de presiones.
 - Por las mismas razones, las temperaturas de descarga deben medirse en puntos de esas líneas situados a 15 cm de los compresores, como mínimo.
- Para la medición de temperaturas, tanto en circuitos de agua como en circuitos frigoríficos, será siempre preferible disponer de pocillos o dedos de guante, provistos de la pasta conductora necesaria, fijos en la instalación, que permitan la utilización de termómetro y sensores de inmersión, con los que se obtendrán valores más precisos que los que consiguen utilizando sensores de contacto. No obstante, cuando no haya otra posibilidad se podrán utilizar estos últimos, tomando las precauciones de posicionamiento indicadas en el punto anterior y procurando que el elemento sensible del instrumento no se afecte tampoco por la temperatura del ambiente a su alrededor, para lo que deberán seguirse las recomendaciones que establece la norma UNE 100010-2, en cuanto a mediciones de temperatura sobre tuberías.
 - En tuberías para canalización de agua o de agentes frigoríficos que se encuentren protegidas con aislamiento térmico, se deberá comprobar que el elemento sensible del instrumento de medida realiza un buen contacto con el metal de la superficie exterior de la tubería, limpiando esta superficie de restos de aislamiento, si fuera necesario, y que, al mismo tiempo, queda protegido externamente por el aislamiento térmico de la tubería, para evitar influencias del aire del entorno.
 - En tuberías sin aislamiento térmico se verificará igualmente el buen contacto entre el elemento sensible del instrumento y el metal, eliminando previamente restos de pintura y de suciedad hasta que quede limpio, el vástago del instrumento, en las proximidades del elemento sensible, incluyendo el contorno exterior de éste y la superficie de la tubería próxima a él, se protegerá con banda aislante adhesiva, para reducir al mínimo posible los efectos perturbadores de la temperatura del aire en el entorno del punto de medida.
 - La medida directa, mediante termómetros, de temperaturas de saturación de agentes frigoríficos no resulta fiable debido a diferentes motivos, entre los que son más importantes los siguientes: grandes espesores de las carcassas de los intercambiadores, normalmente el fluido cambia de estado en zonas internas de los mismos, los agentes frigoríficos suelen circular por los circuitos internos de estos intercambiadores, salvo cuando se trata de evaporadores o condensadores de tipo inundado, y las temperaturas de las superficies de los intercambiadores son muy variables incluso en intercambiadores en los que el agente frigorígeno circula cerca de estas superficies, como sucede en las baterías evaporadoras y condensadoras por aire. Por estos motivos que perturban de forma importante la obtención de medidas precisas, para la determinación de temperaturas de saturación de los fluidos frigoríficos es preferible recurrir a mediciones indirectas a partir de las presiones de saturación, utilizando manómetros frigoríficos con escalas de temperaturas de saturación para el fluido específico con el que esté cargada la máquina, lo que permitirá leer directamente sobre esa escala la temperatura de saturación, o bien, con manómetros sin escala de temperatura específica, en cuyo caso las lecturas de presiones de saturación obtenidas deberán traducirse a las correspondientes temperaturas de saturación utilizando el diagrama termodinámico o las tablas de propiedades de estado del agente frigorígeno de que se trate en cada caso. Debemos recordar que en estas tablas y diagramas figuran presiones absolutas, por lo que las obtenidas

con los manómetros (manométricas o efectivas) deberán corregirse, añadiendo a dichos valores el de la presión atmosférica (barométrica) del lugar en el momento de las medidas.

- En general, para efectuar mediciones de temperatura en diferentes puntos en circuitos de agua es recomendable utilizar instrumentos de medida que permitan la conexión simultánea de varios sensores y la lectura rápida y sucesiva de los valores obtenidos por cada uno de ellos. Con estos instrumentos se agiliza de forma importante el proceso de toma de datos y se ahorra mucho tiempo, evitando tener que rechazar algunos valores ya tomados si durante el proceso de la toma de datos se produce una modificación en las condiciones de estado de la máquina.

Medición de presiones

- Para la medición de presiones en circuitos frigoríficos y en circuitos de agua es recomendable utilizar manómetros fijos, de escala adecuada a las presiones que se vayan a medir, que deberán contrastarse antes de iniciar una toma de datos. La utilización de manómetros portátiles, cambiando las conexiones entre un punto y otro cada vez que se tiene que tomar un dato, implica pérdidas de tiempo importantes, que deben evitarse al máximo posible dada la variabilidad de las condiciones de funcionamiento de una máquina en cortos periodos de tiempo, que se ha comentado.
- En los circuitos frigoríficos podrán utilizarse los manómetros instalados en las máquinas, o los datos de presiones que facilitan los módulos electrónicos de control, siempre que se contrasten previamente las medidas con un manómetro patrón debidamente calibrado. Cuando la máquina objeto de análisis no disponga de manómetros ni de ningún otro medio fijo de lectura de presiones, se deberán utilizar manómetros portátiles contrastados que se conectarán a las tomas de presión que existan en la máquina. En estos casos es preferible utilizar varios manómetros contrastados, conectándolos a las conexiones de alta y de baja presión de los circuitos, en lugar de un solo puente de manómetros cambiándolo de conexión para obtener las diferentes medidas, por la mayor dedicación de tiempo que este procedimiento implica.
- Consideramos preciso recordar que cuando solo existan tomas para manómetros en las válvulas de los compresores los valores de presión que se obtengan corresponderán a las presiones de descarga

y de aspiración del compresor y no a las presiones de saturación de condensación y evaporación, respectivamente, por lo que los valores obtenidos deberán corregirse sustrayendo la pérdida de carga previsible en la línea de descarga y añadiendo la correspondiente a la línea de aspiración, como mínimo, para obtener valores más precisos de las presiones de saturación correspondientes.

- Para las mediciones indirectas de temperaturas de saturación de agentes frigorígenos a partir de medidas de presión se deberán utilizar las tomas de presión fijas instaladas en válvulas de servicio de las líneas de líquido (para determinar la presión de condensación) y en las líneas de aspiración (para determinar la presión de evaporación) de los circuitos frigoríficos, siempre que estas tomas estén disponibles, con preferencia sobre las tomas de presión de las válvulas de los compresores, para evitar tener que hacer las correcciones indicadas en el punto anterior. Recordamos que las presiones tomadas con un manómetro no son absolutas, salvo que se haya considerado la presión atmosférica del lugar en la "puesta a cero" del manómetro. Consecuentemente, para determinar las temperaturas de saturación a partir de lecturas de presiones manométricas será preciso añadir a los valores medidos el correspondiente a la presión atmosférica del lugar, en el momento de la toma de datos, para obtener las presiones absolutas y entrar con estos valores en las tablas de propiedades de estado o en el diagrama termodinámico del fluido frigorígeno que se utilice en cada circuito concreto.
- Al contrario de lo recomendado anteriormente, cuando se tomen datos de presiones diferenciales, o que se vayan a utilizar en los cálculos como diferencias, por ejemplo para determinar la presión neta de una bomba o la caída de presión del agua que circula a través de un intercambiador, será preferible utilizar el mismo manómetro, instalado en puente o cambiándolo de posición entre los puntos de medida, con el fin de obviar errores sistemáticos.
- En todos los casos, pero especialmente cuando se vayan a medir presiones sobre flujos de agua o de aire, se verificará que no existen obstrucciones ni cuerpos extraños en las tomas de presión de los manómetros que puedan perturbar las medidas. Se deberán limpiar cuidadosamente las tomas de presión antes de efectuar cualquier medición.

Medición de caudales de agua o salmuera

Como ha quedado expuesto en el capítulo 3^o de este

documento, para la determinación de los rendimientos instantáneos de una planta enfriadora de agua es imprescindible conocer el valor del caudal instantáneo del agua, o de la solución anticongelante, que circula a través de su evaporador, así como también el del caudal instantáneo de agua que circula a través del condensador en máquinas de condensación por agua.

También se ha indicado la dificultad que entraña la medición directa de caudales en las instalaciones reales a las que estamos acostumbrados, como consecuencia de la inexistencia habitual de caudalímetros fijos intercalados en las canalizaciones de agua de los evaporadores y mucho menos aun en las de los condensadores.

La carencia de instrumentos fijos para la medición directa de caudales de agua o salmuera obliga a obtener estos datos por los procedimientos indirectos que ya se han comentado en el capítulo 3^o y que se resumen a continuación desde un punto de vista práctico. Sin tener en cuenta la posibilidad de instalar un caudalímetro en los puntos donde sea necesario medir un caudal, lo que resultaría bastante complicado sobre una instalación existente, los procedimientos para determinación indirecta de los caudales de agua o salmuera en circulación a través de cualquier tipo de intercambiador de calor, en estas instalaciones, son los siguientes:

- Medición de las presiones de entrada y salida del fluido al intercambiador, con las precauciones indicadas en los párrafos dedicados a la medición de presiones, y determinación de la pérdida de carga por diferencia entre las dos presiones anteriores. Traslado del valor de caída de presión obtenido a la curva de características Caudal-Pérdida de carga del intercambiador en cuestión e identificación sobre estas curvas del caudal teórico en circulación en función de la caída de presión real medida. Las curvas características de los intercambiadores de calor deben ser facilitadas por los fabricantes, para cada caso concreto.
- Medición de la presión neta instantánea con la que está funcionando la bomba (o bombas) que se utilicen para la recirculación del fluido a través del intercambiador en cuestión, por diferencia entre las lecturas de un único manómetro, montado en puente con sus respectivos grifos entre la aspiración y la descarga de la bomba. Medición del consumo instantáneo de la bomba (o bombas) y determinación de la potencia absorbida. Traslado de los valores de presión y potencia obtenidos a las curvas características Caudal-Presión y Caudal-Potencia de la bomba (o bombas) correspondientes en cuestión y determinación del caudal teórico

en circulación por coincidencia de las lecturas sobre las respectivas curvas. Las curvas características de las bombas deben ser facilitadas por los respectivos fabricantes.

- Mediante la utilización de un caudalímetro portátil, ultrasónico o de cualquier otra tecnología que no precise de intervenciones sobre las tuberías, y cuya precisión haya sido contrastada previamente. Advertimos que este tipo de caudalímetros miden la velocidad de circulación del fluido, por lo que para determinar el caudal será necesario multiplicar la velocidad medida por la sección de paso (interior) de la tubería correspondiente en unidades coherentes.

Determinación de otros parámetros y propiedades de estado

Desplazamiento volumétrico del compresor (DV)

Este parámetro se utiliza como paso intermedio para determinar el caudal másico de agente frigorígeno en circulación por un circuito frigorífico. El procedimiento más fiable para determinar el valor del desplazamiento volumétrico de un compresor es solicitarlo al fabricante de la máquina o del compresor, especificando las condiciones de trabajo para las que se solicita, ya que este parámetro no solamente depende del tamaño y características del compresor utilizado en una máquina concreta, sino también de sus presiones de aspiración y de descarga (relación de compresión) en unas condiciones de trabajo determinadas. Normalmente, el fabricante facilitará los datos correspondientes al desplazamiento volumétrico del compresor a partir de curvas de rendimiento de cada compresor específico, en cuyos ejes de ordenadas figuran los desplazamientos volumétricos y en los de abscisas las temperaturas de evaporación, se representan curvas separadas para cada temperatura de condensación y, algunas veces, se acompañan estos gráficos con datos sobre consumo, también para cada temperatura de condensación. Sobre estas curvas deberán particularizarse las condiciones de funcionamiento del circuito en las que se están efectuando las tomas de datos. Partiendo de la temperatura de evaporación se traza una vertical hasta cortar la curva de temperatura de condensación que corresponda y se lee en ordenadas el valor del desplazamiento volumétrico o el de la potencia teórica consumida o el de la producción frigorífica instantánea para las condiciones consideradas, según los casos. Advertimos que, cuando se aportan directamente los datos de producción frigorífica instantánea, los datos se refieren a un agente frigorígeno determinado y están calculados para unas condiciones de subenfriamiento

que se indican en cada gráfica. Estas condiciones pueden no coincidir con las de trabajo medidas en una máquina real determinada durante, las tomas de datos, por lo que los valores que se obtengan a partir del gráfico deberán ser corregidos convenientemente.

Caudal másico bombeado por el compresor (Q_{VAP})

El caudal másico bombeado por un compresor o por el conjunto de compresores conectados a un mismo circuito no es posible medirlo directamente sobre una máquina concreta. Este se obtendrá a partir del valor del desplazamiento volumétrico que se considere, multiplicando este valor por el de la densidad (o el peso específico) del agente frigorígeno de que se trate, en las condiciones del vapor aspirado por el compresor.

$$Q_{VAP} = DV \times d_{VAP} \quad [23]$$

El caudal másico bombeado por un compresor será función de la relación de compresión y de la temperatura de aspiración (temperatura de evaporación + recalentamiento). En los casos en los que el compresor disponga de regulación de capacidad deberá también identificarse la condición de carga en la que se encuentre en el momento de las medidas, preferentemente tomando datos de la intensidad instantánea absorbida, para entrar en la curva de potencia del compresor, comentada en el punto anterior, como punto de partida para determinar el valor del caudal volumétrico bombeado. Para compresores centrífugos es preferible obtener directamente de los fabricantes el dato del caudal másico bombeado.

Densidad (o peso específico) del vapor aspirado (d_{VAP})

Como se ha indicado, el valor de la densidad del vapor en las condiciones de estado en las que es aspirado por un compresor se necesita para calcular el caudal másico bombeado a partir del dato de desplazamiento volumétrico del compresor, aplicando las ecuaciones [7'] u [8'], según el caso. Las densidades, pesos específicos y volúmenes específicos de los agentes frigorígenos, figuran normalmente en las tablas de propiedades de estado del fluido correspondiente y, en algunos casos, también en los diagramas termodinámicos de los mismos. Los valores de estas propiedades de estado pueden también determinarse directamente utilizando aplicaciones de software disponibles en la actualidad. Es preciso recordar que el vapor aspirado por el compresor no se encuentra normalmente en condiciones de saturación sino recalentado.

Densidades o pesos específicos de los fluidos caloportadores externos de una máquina

De igual manera, para determinar los caudales másicos de los fluidos externos que intercambian calor con los agentes frigorígenos en cualquiera de los intercambiadores que pueden encontrarse en una máquina frigorífica, a partir de datos de sus respectivos caudales volumétricos, es preciso conocer los valores de sus densidades o pesos específicos en las condiciones de temperatura y de presión en las que se encuentren.

Las densidades relativas de las salmueras, o soluciones de bajo punto de congelación que pueden utilizarse en las instalaciones de climatización de edificios, se determinarán, mediante curvas o tablas específicas, a partir de las concentraciones en peso de las diferentes sustancias que se disuelvan en agua para constituir la salmuera. No obstante, dada la variabilidad de posibilidades que pueden darse en este tipo de soluciones, así como la previsible variación de las condiciones de concentración que, respecto de las nominales, pueden encontrarse en una instalación real en funcionamiento, es muy recomendable determinar en cada caso la densidad de la solución de que se trate, por medición directa con un densímetro sobre una muestra del fluido utilizado, extraída del circuito externo de la máquina.

Calor específico de los fluidos caloportadores externos de una máquina

Los valores del calor específico a presión constante (C_{ew}) de los fluidos caloportadores líquidos se obtienen directamente de tablas de propiedades térmicas de los líquidos, que se encuentran en manuales técnicos.

En el entorno de las temperaturas y presiones normales a las que se utiliza el agua para instalaciones de climatización de edificios el calor específico se considera constante, con un valor de 4.186 kJ/kg K.

Cuando se utilicen salmueras, es conveniente recordar que:

- Las densidades y las viscosidades de la solución utilizada dependen de la concentración de la sustancia anticongelante en el agua y son, por lo tanto, diferentes a las de ésta. Se deberán utilizar curvas específicas de concentración-densidad-punto de fusión y curvas de concentración-viscosidad, para determinar los valores que correspondan, en cada tipo de solución, según el anticongelante que se utilice.
- La densidad y la viscosidad del líquido afectan a los caudales trasegados por las bombas, por lo que los datos de caudal obtenidos de curvas de bombas,

como se ha indicado en puntos anteriores, deberán ser corregidos en función de las densidades y viscosidades relativas de la solución utilizada, respecto a los valores patrón del agua.

- Los valores del calor específico son también dependientes de las concentraciones en peso del anticongelante en agua. Se determinarán a partir de tablas o curvas de concentración-calor específico, correspondientes al tipo de anticongelante que se utilice.

Toma de datos de parámetros eléctricos

Para la toma de datos de consumos y potencias eléctricas instantáneas sobre una máquina frigorífica se deberán tomar las debidas precauciones y utilizar los elementos de protección necesarios, siguiendo las normas de seguridad y buena práctica para el trabajo en sistemas eléctricos bajo tensión, con el fin de prevenir cualquier riesgo de accidente eléctrico. Asimismo, es muy recomendable seguir las instrucciones de seguridad que establece al respecto el Reglamento Electrotécnico de Instalaciones de Baja tensión y aplicar procedimientos como los que determina la Norma IEC 38: 1983 (IEC Standard Publication 38, IEC Standard Voltages, 1983).

La potencia eléctrica (activa) absorbida por una máquina se determina aplicando la ecuación [9], como se ha indicado en el capítulo 6º de esta guía.

La tensión de fase de suministro eléctrico a una máquina (V_f) deberá obtenerse por medición directa con un voltímetro de la tensión instantánea de fase en las bornas generales de entrada al equipo. En equipos trifásicos, que serán los más frecuentes, se medirán las tensiones entre las tres fases de alimentación eléctrica a la máquina y se calculará la media aritmética de los tres valores obtenidos. Cuando sea posible discriminar los consumos particulares de cada circuito, como suele ser el caso en las plantas enfriadoras de agua, los valores de tensión se tomarán en la entrada del circuito eléctrico separativo correspondiente a los consumidores de cada circuito frigorífico en su conjunto. Los valores de tensión media, obtenidos con este criterio de medida, dan lugar a resultados de cálculo más precisos que si se toman los valores de tensión en bornas de los compresores, por razones similares a las que se expondrán a continuación para las medidas de intensidades.

La intensidad de fase total absorbida por la máquina (I_T) deberá medirse con un amperímetro de pinza en los conductores generales de suministro eléctrico a la máquina,

preferentemente a la salida del seccionador general. Previamente se deberá comprobar que no existen desequilibrios superiores a un 5% entre las intensidades de las fases, lo que podría ser síntoma de algún defecto interno de la máquina que podría invalidar las medidas. Se obtendrá la media aritmética de los consumos de las tres fases y el valor resultante se utilizará para el cálculo en la ecuación [9]. Como se ha indicado para la medición de tensión, en el punto anterior, cuando sea posible discriminar los consumos particulares de cada circuito, en máquinas con varios circuitos frigoríficos, los valores de intensidad se tomarán en la entrada del circuito eléctrico separativo correspondiente a los consumidores de cada circuito frigorífico en su conjunto, con el fin de poder determinar el rendimiento de cada circuito. No es conveniente tomar medidas de intensidad sobre las fases de alimentación a compresores, puesto que la mayoría de las máquinas generan otros consumos eléctricos además de los propios de los compresores, que son imprescindibles para que los compresores puedan funcionar. Nos referimos a los consumos propios de la máquina, no externos, como los correspondientes a ventiladores de condensación, circuitos de regulación y control, resistencias calefactoras de cárter de los propios compresores, etc., que deben ser considerados en el cómputo de potencia absorbida por una máquina, o por un circuito frigorífico en particular, a efectos de la determinación de su rendimiento.

El valor del $\cos\phi$ instantáneo, puede obtenerse directamente utilizando un analizador de redes, o un instrumento específico para la medición de este parámetro, conectado a los conductores principales de suministro eléctrico a la máquina. No obstante, recomendamos que siempre que no se disponga de instrumental de medida eléctrica fiable en la instalación, se adopten valores de $\cos\phi = 0,8$, para su aplicación en la ecuación [9], lo que permitirá una aproximación suficiente en los resultados. Para cálculos de mayor precisión también puede solicitarse este dato a los fabricantes de los compresores o de los motores.

El valor de la potencia eléctrica instantánea absorbida por una máquina puede también ser determinado directamente, utilizando un vatímetro conectado entre los conductores principales de suministro, lo que obviaría la aplicación de la ecuación [9], excepto para efectuar comprobaciones de las medidas obtenidas. A efectos de cálculos de rendimientos instantáneos no suelen considerarse las pérdidas de energía en la transmisión motor-compresor, dado que estos valores son despreciables, salvo cuando se utilizan compresores centrífugos de tipo abierto con multiplicadores de velocidad, en cuyo caso se deberán utilizar los valores de potencia absorbida por los compresores en función de los rendimientos mecánicos que determinen sus fabricantes.

Potencia absorbida por motores térmicos

Para determinar la potencia térmica instantánea (P_T) que se aporta por un motor térmico será preciso recurrir a las curvas de “potencia (kW-velocidad angular (rpm)”, específicas de cada motor, que solo podrá facilitar su fabricante, o el fabricante de la máquina frigorífica. La velocidad instantánea de rotación del motor deberá medirse in situ, en las condiciones del momento en el que se efectúe la toma de datos de funcionamiento de la máquina, utilizando un taquímetro contrastado y tomando las debidas precauciones de seguridad para efectuar esta medición. Como para los motores eléctricos, se consideran despreciables las pérdidas de energía en la transmisión motor-compresor, siempre que no se utilicen multiplicadores o desmultiplicadores de velocidad, en cuyo caso se deberá recurrir a los datos de rendimiento mecánico de la transmisión que deberán facilitar los fabricantes de la máquina.

4.2 INSTRUMENTAL REQUERIDO PARA LA TOMA DE DATOS

En previsión de que la instalación en la que se encuentra la máquina objeto de las tomas de datos no disponga de los instrumentos de medida que determina el RITE, por ejemplo por tratarse de una instalación realizada antes de la entrada en vigor de este reglamento, el técnico encargado de efectuar las tomas de datos deberá disponer, como mínimo, de los instrumentos de medición contrastados que relaciona la Norma UNE 100010-1: 1989 (Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 1: Instrumentación), con las condiciones de precisión y exactitud que define esta misma norma UNE.

Para la medición de condiciones de trabajo en plantas enfriadoras de agua de condensación por agua serán necesarios los siguientes instrumentos, bien instalados de formas permanentes o bien portátiles:

- Termopar contrastado, con sondas de contacto, inmersión y ambiente, con una precisión mínima de $0,5^{\circ}\text{C}$ y un margen de error máximo admisible del 2%.
- Termómetros de escala adecuada, preferentemente de columna de mercurio, con una precisión mínima de $0,5^{\circ}\text{C}$ y un margen de error máximo admisible del 2%.

- Manómetro para agua. Con una precisión mínima de $0,5$ bar y un margen de error máximo admisible de un 2%.
- Puente de manómetros frigoríficos. Preferentemente dos puentes de manómetros completos, con sus respectivos latiguillos y accesorios de conexión, para dejarlos instalados sobre las tomas de presión de la máquina durante todo el proceso de toma de datos.
- Pinza voltamperimétrica, Vatímetro o Polímetro capaz de medir intensidad. Con precisión de $0,5$ Voltios/ $0,5$ Amperios y un error máximo admisible de un 1% para ambas magnitudes.
- Ohmetro o Mehger, con precisión de $0,5$ Ohm y un error máximo admisible de un 2%.
- Caudalímetro para agua. Con precisión de $0,5$ m^3/s y un error máximo admisible de un 1%.

Cuando se trate de efectuar mediciones sobre plantas enfriadoras de condensación por aire o de bombas de calor reversibles aire-agua, además de los instrumentos relacionados anteriormente será necesario disponer de los siguientes:

- Anemómetro rotativo, con precisión de $0,5$ m^3/s y un error máximo admisible de un 1%.
- Termoanemómetro de hilo caliente, con una precisión mínima de $0,5^{\circ}\text{C}$ y un margen de error máximo admisible del 2%.
- Higrómetro o termohigrómetro, con una precisión mínima de $0,5^{\circ}\text{C}$ y un margen de error máximo admisible del 2%.
- Tubo de Pitot y manómetro de columna para aire, con tomas de presión total y de presión estática, con precisión mínima de 5 Pa y margen de error máximo admisible del 5%.

En las instalaciones de nueva planta, realizadas después de la entrada en vigor del RITE actual, se deberá disponer de instrumentación de medida suficiente, precisamente para facilitar la supervisión del funcionamiento de la máquina así como las intervenciones de inspección. Respecto a la medición de condiciones de estado y funcionamiento y a la contabilización de consumos energéticos de máquinas e instalaciones frigoríficas, el RITE, establece algunos requisitos, por considerar que pueden servir de ayuda en el proceso de toma de datos de funcionamiento de los equipos de instalaciones concretas.

4.3 PROTOCOLOS DE TOMAS DE DATOS PARA DETERMINACIÓN DE RENDIMIENTOS INSTANTÁNEOS

Con el objetivo de efectuar tomas de datos coherentes, así como para obtener y conservar un registro adecuado de los datos tomados, sin olvidar ningún parámetro, es recomendable utilizar formularios o fichas de toma y registro de datos, de los tipos que, como ejemplo, se recogen a continuación.

Se deberá cumplimentar una ficha completa para cada máquina inspeccionada, o como mínimo, los datos pertinentes en cada caso y para cada tipo de máquina. En plantas enfriadoras multicompresoras o con varios circuitos frigoríficos será necesario cumplimentar una ficha de toma de datos por cada circuito o por cada compresor.

Es recomendable efectuar tres medidas de los datos de funcionamiento actuales, en condiciones estables, entre las que siempre se producirán variaciones en los valores de algunos de los parámetros, y obtener posteriormente los valores medios. Con este fin las fichas incluyen tres columnas para las tomas de datos actuales, además de la correspondiente a los datos de condiciones nominales (de diseño), que servirán para comparar los datos de partida o de puesta en marcha inicial con los obtenidos en cada inspección y poder así determinar desviaciones o tendencias, en el transcurso de periodos de tiempo definidos o entre una inspección y otra.

A continuación se incluyen dos ejemplos de fichas de toma de datos para plantas enfriadoras de agua, en su funcionamiento en régimen de refrigeración y en régimen de calefacción, respectivamente.

Nota: Los parámetros que en las fichas figuran afectados por el superíndice * corresponden a valores de presiones que se deberán medir directamente mediante manómetros aplicados a las tomas disponibles sobre los circuitos de las máquinas, o a valores de temperaturas de saturación que se deberán obtener indirectamente a partir de las medidas de presión correspondientes, tomadas en los puntos disponibles más adecuados en

cada caso. Las condiciones de saturación en los evaporadores deberían poder tomarse en puntos situados en las líneas de aspiración, entre la salida de estos intercambiadores y los compresores. Normalmente solo se dispondrá de tomas para manómetro en las válvulas de aspiración de los compresores, por lo que el técnico que tome los datos deberá considerar la necesidad de aplicar correcciones a los datos obtenidos, según se ha indicado en este capítulo 4º. Con el mismo criterio, las condiciones de saturación correspondientes a los condensadores deberían tomarse en puntos próximos a la entrada del agente frigorígeno a estos intercambiadores o, como mal menor, en las tomas para manómetro disponibles en las válvulas de descarga de los compresores, que serán normalmente los únicos puntos disponibles para conexión de manómetros en estas líneas.

Los parámetros que en las fichas figuran afectados por el superíndice ** corresponden a valores de temperaturas que se deberán medir directamente mediante termopares o termómetros situados en los puntos adecuados del circuito y tomando las precauciones indicadas en este capítulo, para reducir los errores al mínimo posible. Los valores de temperaturas de aspiración deberán tomarse a la salida del agente frigorígeno de los evaporadores, en puntos en los que las medidas se afecten lo menos posible por las temperaturas superficiales de los propios evaporadores y de los compresores. Las temperaturas de descarga deberán tomarse en las líneas de descarga en puntos cercanos a los condensadores, sobrecalentadores u otros recuperadores de calor, y tomando precauciones similares para reducir los errores al mínimo posible. Las temperaturas del refrigerante líquido deberán tomarse preferentemente sobre puntos de las líneas de líquido próximos a las válvulas u otros elementos de expansión, pero lo suficientemente alejados de estos elementos para que las medidas se afecten lo menos posible por las temperaturas superficiales, normalmente más bajas, de estos componentes.

Los valores correspondientes al recalentamiento y al subenfriamiento, en cada caso, deberán calcularse como diferencias de las temperaturas medidas, según se ha indicado en las definiciones de estos parámetros en el capítulo 3º de este documento.



FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN

Identificación de la instalación: Dirección:
 Equipo n.º.- N.º de serie: Año de fabricación:
 Marca: Modelo: Fecha de Puesta en marcha:
 Fluido Frigorígeno:

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de salida de agua/salmuera	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/salmuera	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua/salmuera	L/s	L/s	L/s	L/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de aspiración **	°C	°C	°C	°C
Presión de evaporación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Recalentamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica transferida	kW	kW	kW	kW
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de entrada agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/aire	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa
Caudal de agua/aire	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura del refrigerante líquido **	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Subenfriamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica transferida	kW	kW	kW	kW
Recuperador de agua caliente (3º ciclo)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada del agua	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida del agua	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua	L/s	L/s	L/s	L/s
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura de saturación de condensación *	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Potencia térmica recuperada	kW	kW	kW	kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Desequilibrio de consumos entre fases	%	%	%	%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico resistencias de cárter	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN (Continuación)

TOMAS DE DATOS				
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Consumo eléctrico resistencias evaporador	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Potencia eléctrica total absorbida	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total absorbida	kW	kW	kW	kW
CEE _v /Rendimiento lado evaporador	-	-	-	-
CEE _c /Rendimiento lado condensador	-	-	-	-
Fecha y hora de las tomas de datos	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh
Nombre del técnico que toma los datos				

Formulario 1: Ejemplo de formulario para toma de datos de funcionamiento de plantas enfriadoras de agua o salmuera, en régimen de refrigeración.

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN

Identificación de la instalación: Dirección:
 Equipo nº.- Nº de serie: Año de fabricación:
 Marca: Modelo: Fecha de Puesta en marcha:
 Fluido Frigorígeno:

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de agua/salmuera	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de agua/salmuera	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/salmuera	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua/salmuera	L/s	L/s	L/s	L/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura del refrigerante líquido **	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Subenfriamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica transferida	kW	kW	kW	kW
Intercambiador exterior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de entrada agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de entrada aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/aire	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa
Caudal de agua/aire	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de aspiración **	°C	°C	°C	°C
Presión de evaporación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Recalentamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica transferida	kW	kW	kW	kW

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN (Continuación)

Recuperador de agua fría (4º ciclo)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada del agua	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida del agua	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua	L/s	L/s	L/s	L/s
Temperatura de saturación del refrigerante (a la entrada del recuperador) *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de aspiración (a la salida del recuperador) **	°C	°C	°C	°C
Presión de evaporación (manométrica)	Bar	Bar	Bar	Bar
Recalentamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica (frigorífica) recuperada	kW	kW	kW	kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Desequilibrio de consumos entre fases	%	%	%	%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico resistencias de cárter	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico resistencias evaporador	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Potencia eléctrica total absorbida	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total absorbida	kW	kW	kW	kW
CEE _v /Rendimiento lado evaporador	-	-	-	-
CEE _c /Rendimiento lado condensador	-	-	-	-
Fecha y hora de las tomas de datos	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh
Nombre del técnico que toma los datos				

Formulario 2: Ejemplo de formulario para toma de datos de funcionamiento de plantas enfriadoras de agua o salmuera, en régimen de calefacción.

5

Procedimientos de medición y obtención de datos en equipos de refrigeración de aire

Muchas de las recomendaciones y consideraciones sobre los procedimientos de obtención de datos en equipos de refrigeración son comunes, lógicamente, para las máquinas frigoríficas que trabajan con aire y para las que trabajan con agua, por lo que en este capítulo se recogerán exclusivamente aquellos comentarios específicos que no hayan sido ya referidos en el capítulo 4º y se remitirá al lector al capítulo anterior cuando sean válidas las consideraciones recogidas en él, con el fin de no reiterar comentarios idénticos.

No se ha localizado ninguna normativa ni documentación específica sobre procedimientos de prueba o ensayo de prestaciones energéticas para máquinas frigoríficas que utilizan aire como fluido caloportador externo, por lo que las consideraciones y recomendaciones que se aportan en este capítulo son extrapolaciones de las indicadas en el anterior y se basan, como la mayoría de aquellas, en principios y reglas de buena práctica, no escritas, pero de común conocimiento por los técnicos que trabajan habitualmente sobre instalaciones y sistemas frigoríficos.

Las indicaciones que siguen son de aplicación a las máquinas frigoríficas de tratamiento de aire que se utilizan en instalaciones térmicas para climatización de edificios, equipadas habitualmente con compresores volumétricos accionados por motores eléctricos o térmicos, ya que no se utilizan compresores centrífugos para estas gamas de máquinas de potencia mediana o pequeña. Concretamente se consideran los equipos autónomos, de todo tipo o forma constructiva, destinados al tratamiento de aire con posibilidad de funcionamiento y aprovechamiento en los siguientes modos:

- Modo refrigeración.
- Modo bomba de calor, reversible o no reversible, con aprovechamiento alternativo o simultáneo de la

producción frigorífica en el evaporador y del calor disipado en el condensador.

- Modos refrigeración y recuperación del calor de condensación. Máquinas no reversibles con aprovechamiento simultáneo de la producción frigorífica en el evaporador y del calor disipado en el condensador (principal o auxiliar).
- Modos refrigeración, calefacción y recuperación complementaria de calor de compresión con "*desuperheaters*" o condensadores auxiliares.
- Modos refrigeración, calefacción, recuperación de calor y recuperación de frío, alternativos o simultáneos.

Los condicionantes, recomendaciones de procedimiento y criterios e instrumental aconsejable para efectuar las mediciones de parámetros de funcionamiento y para las tomas de los datos correspondientes en estas máquinas, son los que se resumen en los apartados que siguen.

5.1 CONDICIONANTES PARA LA TOMA DE DATOS

Todas las consideraciones que se han apuntado en el capítulo 4º para la toma de datos sobre circuitos frigoríficos y circuitos de agua de plantas enfriadoras, son de aplicación a los circuitos frigoríficos y a los circuitos de agua, normalmente para condensación del agente frigorígeno, de los equipos autónomos de tratamiento de aire, con las lógicas diferencias de escala debidas a las normalmente menores dimensiones, magnitudes y potencias de éstos respecto a las plantas enfriadoras de agua que han sido objeto del capítulo anterior.

Es preciso indicar que las diferencias de escala a las que nos hemos referido vienen a complicar, si cabe, la

realización de tomas de datos en estos equipos de menores dimensiones, dado que para la determinación de sus eficiencias energéticas es preciso adquirir prácticamente los mismos datos que en las plantas enfriadoras, pero, para ello se dispone habitualmente de espacios libres de menores dimensiones obstaculizados en muchas ocasiones por los conductos de canalización de aire, lo que dificulta a los técnicos la capacidad de maniobrar con la rapidez requerida. Por otra parte, los equipos que trabajan con aire se afectan de forma más frecuente y brusca por las variaciones de demanda a las que están sometidos, lo que ocasiona un funcionamiento más inestable en estos equipos que en los que utilizan agua como fluido caloportador externo, debido fundamentalmente a las siguientes causas:

- Menores potencias de producción y capacidades de parcialización.
- Menor inercia térmica, debido a que los valores del calor específico y de la densidad del aire también son significativamente menores que los del agua y a que los volúmenes interiores de los circuitos frigoríficos de estas máquinas son también menores.

Por las mismas razones, será más fácil conseguir en estos equipos las deseadas condiciones de plena carga, pero también serán más cortos los periodos de tiempo en las que las condiciones de funcionamiento, a plena carga o a carga parcial, se mantengan estables.

Todas las premisas indicadas vienen a apuntar dificultades crecientes en la inspección para la toma de datos de funcionamiento de estas máquinas respecto a las consideradas en el capítulo anterior y determinan la necesidad de utilizar instrumentos de medida que hagan posible acortar los tiempos necesarios para la toma de datos en estos equipos y permitan paliar en lo posible los inconvenientes debidos a la escasez de espacio libre en sus instalaciones para maniobrar con suficiente soltura.

Consideraciones de carácter general

Son válidas todas las consideraciones y recomendaciones generales para las tomas de datos que se han indicado en el capítulo 4^o. Destacamos de forma resumida las más importantes, adaptándolas a las particularidades de los equipos de refrigeración de aire:

- Como norma general, no se deberán efectuar tomas de datos en condiciones transitorias de funcionamiento.

- Antes de proceder a las tomas de datos, los equipos autónomos sobre los que se vayan a efectuar mediciones deberá estar funcionando de forma estable durante un tiempo mínimo de 5 minutos.
- Si fuera preciso, se podrá actuar sobre los elementos de la instalación conectados con la máquina, manipulándolos con la requerida prudencia, con el fin de conseguir estabilidad en las condiciones de trabajo durante el tiempo de duración del proceso de toma de datos, sin afectar, en ningún caso, a su seguridad de operación y funcionamiento. En este sentido será aceptable la modificación de los caudales de agua o de aire en circulación a través de los condensadores e intercambiadores de recuperación de calor, sin exceder los límites, inferior ni superior, establecidos por el fabricante para cada uno de ellos. Por el contrario, se evitará manipular los caudales de aire en circulación a través de baterías evaporadoras para impedir que se produzcan retornos de líquido a los compresores o que lleguen a actuar los elementos de limitación de capacidad por temperatura mínima de evaporación, ni los dispositivos de desescarche, lo que iría en contra de los objetivos de estabilidad de funcionamiento perseguidos.
- Con el mismo objetivo será también aceptable la manipulación, controlada y responsable, de otros elementos componentes de la instalación. Por ejemplo, se podrán solicitar condiciones de temperatura ambiental más bajas, en modo refrigeración, o más altas en modo calefacción, en los espacios acondicionados, para que las máquinas queden sometidas a mayores demandas y se mantengan en funcionamiento durante periodos de tiempo más prolongados en condiciones de plena capacidad, siempre que estas actuaciones no perturben de forma significativa el confort de los ocupantes de la zona climatizada de que se trate.
- Tampoco es recomendable, ni energéticamente lógico, hacer funcionar consumidores energéticos antagonistas para conseguir mayor demanda para un equipo autónomo de climatización concreto, como por ejemplo, hacer funcionar, en zonas atendidas por más de un equipo, algunos de ellos en modo calor mientras se toman los datos de funcionamiento de otro en modo frío, o viceversa. Este tipo de manipulaciones solamente deberían ser realizadas, como último recurso, cuando no haya otro medio para conseguir estabilidad en el funcionamiento de la máquina frigorífica sometida a una inspección.

- En ningún caso se deberán condicionar manualmente y de forma externa, los valores de limitación de presión consignados en los elementos de seguridad de una máquina.

Por lo que respecta a la medición de parámetros de funcionamiento, se recomienda seguir las pautas indicadas en el capítulo 4^º para las plantas enfriadoras de agua, en todo lo relativo a la obtención de documentación e información técnica sobre cada máquina e instalación concreta objeto de inspección, tanto de la correspondiente a sus particularidades de diseño y proyecto como de la que aporte datos sobre posibles modificaciones, reformas o reparaciones que se hayan aplicado sobre las máquinas y que puedan implicar cambios en sus condiciones de funcionamiento respecto de las previstas en proyecto o que puedan afectar a sus prestaciones o rendimientos originales.

De igual manera, será útil para los técnicos inspectores disponer de información procedente de los fabricantes de las máquinas y de los instaladores, concretamente de:

- Curvas de caudal-pérdida de carga de los intercambiadores de calor.
- Curvas de caudal-presión-potencia de las motobombas de agua de condensación.
- Datos de desplazamiento volumétrico de los compresores.
- Curvas de prestaciones frigoríficas de los compresores en diferentes condiciones de trabajo.
- Diagramas termodinámicos y tablas de propiedades de estado de los agentes frigorígenos más frecuentes y, especialmente de los que se utilicen en las máquinas objeto de cada inspección.
- Ábacos psicrométricos y tablas de propiedades termodinámicas del aire húmedo. Estos diagramas serán imprescindibles para el análisis del comportamiento funcional y energético de los equipos de refrigeración de aire.

Como para las plantas enfriadoras de agua, es recomendable que el técnico inspector visite la instalación en la que se encuentren las máquinas a inspeccionar, antes de efectuar la visita de inspección propiamente dicha, con el fin de determinar a priori las dificultades con las que se encontrará en la inspección, para poder identificar la dotación de instrumental de medida disponible y, en consecuencia, las necesidades de aportar instrumentos portátiles para poder efectuar

correctamente las mediciones necesarias, en incluso para dar indicaciones a los usuarios o mantenedores de las instalaciones sobre la necesidad de facilitar accesos a las máquinas.

Todas las mediciones deberán realizarse con la rapidez necesaria, procurando que se efectúen en condiciones coincidentes de estado de la máquina. Es decir, sin que entre unas medidas y otras se produzcan fluctuaciones o cambios de las condiciones de funcionamiento ni, especialmente, de las condiciones de carga de los compresores.

Para la medición de cada parámetro se deberán utilizar exclusivamente instrumentos de medida idóneos y debidamente contrastados. El contraste de los instrumentos de medida se deberá efectuar con frecuencia anual, respecto a instrumentos "patrón" calibrados, que a su vez deberán ser recalibrados con frecuencia quinquenal, en laboratorios oficiales. Todos los instrumentos de medida que se utilicen dispondrán de ficha técnica y de certificado de calibración, en cumplimiento de las especificaciones a este respecto que se recogen en el apartado 7.6 (Control de los dispositivos de seguimiento y medición) de la norma UNE - EN - ISO 9001:2000 (Sistemas de gestión de la calidad).

Para llevar a la práctica las tomas de datos los técnicos deberán atenerse, cuando corresponda, a las especificaciones de las normas UNE 100010-2 y 100010-3: 1989, Climatización: Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 2: Mediciones, y Climatización: Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 3: Ajuste y equilibrado, respectivamente. Para la inspección de equipos frigoríficos de tratamiento de aire es también recomendable conocer las indicaciones de la norma UNE 100104: 1988. Climatización. Conductos de chapa metálica. Pruebas de recepción.

Medición de temperaturas

Para la medición de temperaturas del aire en equipos autónomos de refrigeración es recomendable tomar los valores coincidentes de las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo, y representar las condiciones de trabajo de las baterías sobre un diagrama psicrométrico adecuado en todos los casos, tanto si se trata de baterías condensadoras como, imprescindiblemente, cuando se analiza el comportamiento de baterías evaporadoras o de otro tipo en las que se refrigere el aire, con el objetivo de que sirvan de apoyo para la determinación posterior de potencias térmicas intercambiadas y de eficiencias energéticas, utilizando el mismo diagrama.

Los diagramas psicrométricos que se utilicen deberán estar contruidos, en cada caso, para la altitud o presión atmosférica específicas del lugar en el que se encuentre la

instalación, o para las condiciones accesibles de presión barométrica más próximas a las del lugar de instalación. Se recomienda, además, tener en cuenta las siguientes consideraciones específicas para la realización de mediciones de temperatura sobre equipos autónomos de refrigeración:

- Durante la toma de datos de presión y temperatura sobre los circuitos frigoríficos de cualquier equipo autónomo se evitará mantener desmontados de la máquina los paneles de acceso a su interior. La toma de datos frigoríficos deberá realizarse con las máquinas funcionando en las condiciones reales en las que lo hacen normalmente. Advertimos que mantener desmontados paneles del cerramiento de las máquinas perturba los flujos de aire a través de sus baterías, condensadoras y evaporadoras, y lleva a los circuitos frigoríficos a funcionar en condiciones distintas de las habituales, ya que las modificaciones de flujos de aire en estas máquinas llevan aparejadas modificaciones significativas de las presiones de evaporación y de condensación, así como de las temperaturas de saturación correspondientes y afectan también a los valores de recalentamiento y subenfriamiento. Cuando no haya otra solución que mantener desmontado un panel para conseguir el acceso al interior de una máquina se deberán utilizar planchas de cartón u otros elementos que impidan la entrada o la salida de aire del interior a través de huecos que no sean los que se encuentran abiertos durante su funcionamiento normal.
- Para las tomas de datos sobre circuitos de agua será preciso utilizar sensores de contacto, ya que no será habitual disponer de "dedos de guante" fijos sobre las tuberías, dado que éstas serán normalmente de pequeño diámetro. Consecuentemente deberán seguirse las recomendaciones indicadas en el capítulo 4^o y las especificadas en la norma UNE 100010-2, en cuanto a mediciones de temperatura sobre tuberías, con el fin de evitar errores en las mediciones provocados por un mal contacto entre el elemento sensible del termopar y la tubería correspondiente.
- Para las mediciones de temperaturas del aire en circulación a través de los intercambiadores de una máquina, o a través de conductos o en plenums de aspiración o en el ambiente exterior, deberán tenerse en cuenta las siguientes recomendaciones y precauciones:
 - Se utilizarán preferentemente termómetros o psicrómetros de columna, o termómetros de termopar o termo-resistencia con sensores de inmersión o de ambiente, evitándose el uso de sensores de contacto para efectuar medidas sobre flujos de aire.
 - Los elementos sensibles de los instrumentos de medida deberán quedar inmersos en zonas de flujo homogéneo, o en puntos de un ambiente en los que no existan turbulencias apreciables.
- Para las mediciones sobre flujos de aire canalizados por conductos se efectuarán perforaciones en las paredes exteriores de éstos, de diámetro suficiente para permitir la entrada del elemento sensible del instrumento de medida sin que se produzcan roces que puedan dañarlo. Una vez introducido el instrumento se obturará el orificio con masilla o cualquier otro material que evite la entrada o la salida de aire del conducto.
- Para mediciones en el interior de máquinas, plenums o conductos de gran tamaño, o en el ambiente, es recomendable utilizar prolongadores que permitan evitar la entrada de la persona que deba efectuar las tomas de datos o, al menos alejar el elemento sensible del instrumento de medida del entorno de influencia de la persona, con el fin de conseguir mediciones más precisas.
- Las mediciones de temperaturas de bulbo húmedo del aire deberán realizarse utilizando psicrómetros de precisión y teniendo en cuenta las particularidades que se han comentado en los párrafos dedicados a la definición de temperaturas de bulbo húmedo, en el apartado 3.2 de este documento. La medición de temperaturas de bulbo húmedo pueden sustituirse por mediciones de la humedad relativa del aire, utilizando higrómetros de precisión, lo que facilita la obtención de datos en algunas situaciones, como también se ha indicado en los referidos párrafos del apartado 3.2, por ejemplo en mediciones sobre aire ambiente exterior e interior, en el interior de máquinas y en plenums.
- En general, para efectuar mediciones de temperatura en diferentes puntos en circuitos de agua y, sobre todo para medir temperaturas de aire en diferentes puntos, como resulta necesario cuando se trabaja sobre equipos autónomos por la escasez de espacio libre para servicio que suele ser tónica general, es recomendable utilizar instrumentos de medida que permitan la conexión simultánea de varios sensores y la lectura rápida y sucesiva de los valores obtenidos por cada uno de ellos. Con estos instrumentos se agiliza de forma importante el

proceso de toma de datos y se ahorra mucho tiempo, evitando tener que rechazar algunos valores, ya tomados, si durante el proceso de la toma de datos se produce una modificación en las condiciones de estado de la máquina.

- En el apartado 3.2 de este documento se han apuntado algunas consideraciones complementarias a tener en cuenta para la toma de datos de temperaturas de los diferentes parámetros que intervienen en la determinación de los rendimientos instantáneos de las máquinas frigoríficas.

Medición de presiones

Por lo referente a la toma de datos de presiones, en campo, sobre flujos de aire, consideramos que se deben tener en cuenta las siguientes particularidades:

- La medición precisa de presiones de aire en campo, sobre instalaciones reales, suele resultar bastante complicada, como consecuencia de la inexistencia de instrumentación fija de medida en la práctica totalidad de instalaciones con equipos autónomos ni tampoco sobre las baterías condensadoras de las plantas enfriadoras de agua. Por otra parte, los bajos niveles de presión en los que, normalmente, trabajan los circuitos de aire de las máquinas frigoríficas y la frecuente presencia de turbulencias en diferentes puntos de los flujos de aire, no facilitan las intervenciones de medición de presiones de aire.
- Para efectuar mediciones de presión, dentro de márgenes de error admisibles, es recomendable utilizar manómetros de columna de aceite fijos, o instalados provisionalmente para este fin en los puntos necesarios de las máquinas, y previamente contrastados mediante manómetros calibrados de alta precisión. También pueden utilizarse manómetros digitales calibrados, descartando las medidas en las que se observe una inestabilidad importante en las lecturas.
- Dado que las medidas de presión de aire, que pueden ser necesarias en la determinación de rendimientos de máquinas, se remiten a los valores imprescindibles para el cálculo indirecto de caudales de aire en circulación a través de los condensadores, evaporadores y otros intercambiadores de calor y, concretamente, corresponden a diferencias entre las presiones de aspiración y de descarga de un ventilador concreto o entre las presiones a la entrada y a la salida de una batería, es también recomendable, para efectuar estas mediciones, la utilización de manómetros diferenciales, preferiblemente fijados en lugares próximos a los

puntos en los que deben efectuarse las tomas de datos, durante el tiempo que se dedique a las mismas, en lugar de utilizar manómetros portátiles, con el fin de evitar mediciones erróneas que pueden producirse, simplemente como consecuencia de interferencias en el flujo del aire debidas a la presencia de la persona que toma los datos o por movimientos involuntarios de las tomas del manómetro durante la medición, circunstancias que deben ser siempre previstas y evitadas en la medida de lo posible.

- En todos los casos, cuando se vayan a medir presiones sobre flujos de aire, se verificará previamente que no existen obstrucciones ni cuerpos extraños en las tomas de presión de los manómetros que puedan perturbar las medidas. Se deberán limpiar cuidadosamente las tomas de presión antes de efectuar cualquier medición.
- En los párrafos de este apartado dedicados a la medición de caudales de aire se aportan otras consideraciones y recomendaciones sobre medición de presiones en flujos de aire.

Medición de caudales de agua

Todos los comentarios y recomendaciones que se han recogido en el apartado 4.1, en relación con la toma de datos y los cálculos para la determinación de caudales de agua en plantas enfriadoras, son de aplicación a los circuitos de condensación de equipos autónomos de climatización refrigerados por agua, así como a los circuitos de los intercambiadores de calor que utilizan agua como medio caloportador, de utilización poco frecuente en equipos frigoríficos autónomos, por lo que remitimos al lector al mencionado apartado, para no reiterar los mismos o muy similares comentarios.

Medición de caudales de aire

En este epígrafe se aportan consideraciones y recomendaciones a tener en cuenta para la medición directa y para la determinación indirecta de los caudales de aire en circulación a través de las baterías de intercambio térmico de habitual utilización en equipos autónomos de climatización que funcionan con aire como medio caloportador externo. Estos comentarios y recomendaciones son también de aplicación a los intercambiadores, refrigerante-aire y agua-aire, que suelen formar parte de plantas enfriadoras de agua y, concretamente a las baterías condensadoras de las plantas enfriadoras de condensación por aire.

Como se ha indicado en la descripción del método indirecto de cálculo de rendimientos, en el apartado 3.2 de este documento, los datos de caudales máscicos de aire

en circulación a través de intercambiadores de calor de máquinas frigoríficas se deberán obtener, en cualquier instalación real, a partir de mediciones, directas o indirectas, de los respectivos caudales volumétricos, o dicho de forma más precisa, de las velocidades de circulación de aire en las respectivas secciones de paso, según se indica de forma resumida en los párrafos siguientes:

- Con carácter general se indica que las mediciones de caudales de aire, en cualquier instalación real, siempre se deberán realizar con instrumentos portátiles, ya que, salvo rarísimas excepciones, no se dispondrá en ellas de medios fijos para estas mediciones.
- Para la medición directa de la velocidad del flujo de aire a través de las baterías condensadoras o evaporadoras de una máquina frigorífica se deben utilizar anemómetros portátiles, preferentemente de tipo rotativo, teniendo presentes para la realización de las medidas las indicaciones de la norma UNE 100010-2: 1989.
- Se deberá tener la precaución de evitar tomar datos de velocidades de aire en puntos de evidente turbulencia. Con el mismo objetivo de evitar turbulencias y perturbaciones en el flujo de aire, la persona que efectúe las mediciones deberá situarse en lugares en los que pueda tomar los datos sin generar interferencias ni obstaculizar los flujos de aire.
- Para la toma de datos sobre baterías o pasos de aire de gran superficie es recomendable subdividir las secciones de paso en sectores cuadrados, de lado no superior a 50 cm, y tomar medidas en el centro de cada uno de los cuadrados definidos, manteniendo fijo el anemómetro en cada posición, ya que efectuar las mediciones con el anemómetro en movimiento, más o menos uniforme, sobre la superficie total de paso de aire de una batería, conduce a errores importantes. La velocidad de paso, obtenida como media aritmética de todas las mediciones efectuadas en los centros de los sectores, se multiplicará por la sección frontal efectiva de paso de la batería en cuestión para determinar el valor del caudal volumétrico instantáneo, como se ha indicado en el capítulo 3º.
- Para la medición directa de la velocidad del flujo de aire en el interior de conductos, u otras canalizaciones de sección menor, se deberán utilizar anemómetros de termopar caliente o rotativos de pequeño diámetro o tubos de Pitot (siempre que las velocidades del flujo sean superiores a 4 m/s) conectados a manómetros de columna, para medición directa de la presión dinámica (vinculada

directamente a la velocidad del flujo, como el lector debe conocer), siguiendo también en todos estos casos las indicaciones de la norma UNE 100010-2: 1989, y con la precaución de que no se tomen datos en puntos en los que pueda preverse la existencia de fuertes turbulencias. Para la medición de velocidades del aire en el interior de canalizaciones es también recomendable la subdivisión en sectores de la sección total de paso de estos, sobre todo cuando son de dimensiones características superiores a 1 metro, y seguir un procedimiento similar al recomendado para las mediciones sobre baterías, procurando evitar movimientos del instrumento de medida.

Si la medición directa, por los procedimientos referidos en los párrafos anteriores, no fuera posible, el caudal volumétrico de aire podría obtenerse indirectamente a partir de los datos correspondientes a los caudales y presiones de funcionamiento de los ventiladores instalados en una máquina concreta, que deberá facilitar el fabricante del equipo.

- Para la determinación indirecta de caudales volumétricos de aire se deberán medir las presiones de aspiración y de descarga de los ventiladores que se encuentren funcionando en el momento de la inspección de la máquina, utilizando un tubo de Pitot y un manómetro de columna, o de otro tipo con precisión similar, y evitando generar interferencias en el flujo de aire durante el transcurso de la medición. Será también preciso medir los consumos eléctricos de los motores de dichos ventiladores y sus velocidades de rotación, y trasladar, acto seguido, los valores de la presión neta, de la velocidad de rotación y de la potencia absorbida, que se obtengan, a las curvas de Caudal-Presión y Caudal-Potencia específicas de los ventiladores en estudio, para determinar sobre sus ejes de abscisas el caudal teórico instantáneo, coincidente a partir de las presiones y potencias medidas para la velocidad de rotación que corresponda. Este procedimiento indirecto resulta más engorroso que el directo y da lugar a errores importantes, por lo que se recomienda efectuar las mediciones de velocidades de aire directamente mediante anemómetros portátiles, como se ha indicado, siempre que sea posible.

Determinación de otros parámetros y propiedades de estado

Con el objetivo de no reiterar, para todo lo relativo a datos sobre desplazamiento volumétrico de compresores, caudal másico bombeado por compresores, propiedades de estado de agentes frigorígenos y densidades y

calores específicos del agua y otros caloportadores líquidos remitimos al lector al apartado 4.1 del capítulo anterior. En este apartado, destinado a equipos autónomos de tratamiento de aire, nos limitaremos a aportar comentarios sobre las propiedades físicas del aire que se utilizan en los cálculos para la determinación de rendimientos de máquinas frigoríficas y que no han sido comentadas en el apartado 4.1.

Densidades o pesos específicos del aire

Para determinar los caudales máxicos de aire como fluido caloportador que intercambia calor con los agentes frigorígenos en los intercambiadores de un equipo autónomo de refrigeración y en los condensadores por aire de plantas enfriadoras, a partir de datos de sus respectivos caudales volumétricos, medidos en campo, es preciso conocer los valores de sus densidades (o pesos específicos) en las condiciones de temperatura y de presión en las que se encuentren, para poder aplicar las ecuaciones [20] o [21].

Los valores de la densidad o el peso específico del aire (ρ_A) necesarios para el cálculo, se pueden obtener directamente de aplicaciones de software para cálculos psicrométricos o de tablas de condiciones de estado del aire húmedo, o indirectamente, a partir del valor del volumen específico medio del aire en un proceso, determinado gráficamente en un ábaco psicrométrico.

Para cálculos de suficiente grado de aproximación, en el ámbito de presiones en el que se desarrollan los procesos de tratamiento de aire para climatización, puede utilizarse un valor de densidad del aire de $1,2 \text{ kg/m}^3$.

Calor específico del aire

La aplicación de la ecuación [21] para el cálculo de las potencias transferidas al aire, en transformaciones o procesos en los que se intercambia calor sensible exclusivamente, como sucede en las baterías condensadoras; o como componente del calor total transferido, como sucede normalmente en los intercambiadores en los que se refrigera el aire, hace necesario conocer el dato del calor específico del aire en circulación.

El valor del calor específico a presión constante (C_{eA}) del aire en circulación a través de las baterías de las máquinas frigoríficas, se obtiene también de tablas de propiedades termodinámicas del aire húmedo, accesibles en manuales especializados. En el entorno de las condiciones en las que evoluciona el aire destinado a la climatización de edificios, su calor específico suele considerarse constante, con un valor de $1,003 \text{ kJ/kg K}$, lo que implica ligeros márgenes de error en los cálculos.

Entalpías del aire húmedo

Los valores de la entalpía del aire húmedo se utilizan en los cálculos de la potencia transferida al aire (calor total), necesarios para la determinación del rendimiento de los evaporadores (lado evaporador) de las máquinas frigoríficas, por el “método indirecto” que se ha definido en el capítulo 3º de esta guía, según las ecuaciones [20] y [5] anteriormente referidas.

El valor de la entalpía específica del aire húmedo a la entrada del evaporador de una máquina (i_{EA}), o de cualquier tipo de intercambiador en el que se refrigere aire, se determina utilizando un diagrama psicrométrico confeccionado para la presión de trabajo adecuada al caso en estudio. Se sitúa sobre el diagrama el punto correspondiente a las condiciones de estado del aire a la entrada del intercambiador, haciendo uso de los valores de la temperatura seca T_{sEA} y de la temperatura húmeda T_{hEA} , o de la humedad relativa, obtenidos con los procedimientos de medida que se han indicado anteriormente. Una vez localizado el punto representativo de las condiciones de entrada de aire, se traza desde él una perpendicular al eje de entalpías específicas del diagrama, para identificar en su intersección con este eje el valor de i_{EA} que se utilizará en la ecuación [20].

De igual manera, el valor de la entalpía específica del aire húmedo a la salida de la batería de refrigeración (i_{SA}) se obtendrá siguiendo un procedimiento idéntico al indicado en el punto anterior pero empleando los valores correspondientes a las condiciones de estado del aire a la salida del intercambiador; T_{sSA} y T_{hSA} , o bien el de la humedad relativa correspondiente, en lugar de la temperatura de bulbo húmedo.

Toma de datos eléctricos

En los equipos autónomos, la medición de tensiones de suministro y de consumos de intensidad es recomendable realizarla sobre los conductores principales de acometida general a la máquina, dado que, de esta manera se obtendrán los datos globales que incluirán los consumos instantáneos de todos los elementos necesarios para su funcionamiento, excepto los correspondientes a torres de refrigeración y bombas de recirculación de agua de torre en los casos de equipos de condensación por agua. Los datos obtenidos de esta manera permitirán determinar directamente la potencia total instantánea absorbida por la máquina (aplicando la misma ecuación [9]), en las condiciones en las que se efectúen las mediciones y, consecuentemente, determinar su rendimiento instantáneo con mayor aproximación que la que se obtiene en las plantas enfriadoras de agua, aún efectuando las mediciones con igual criterio, debido a que aquellas son siempre

más "dependientes" que los equipos autónomos, de ahí su nombre, de elementos externos que son imprescindibles para su funcionamiento y que, como se ha indicado en diferentes puntos de este documento, no se tienen en consideración en la determinación de los coeficientes de eficiencia energética de estas máquinas.

5.2 INSTRUMENTAL REQUERIDO PARA LAS TOMAS DE DATOS

La necesidad de efectuar mediciones de parámetros de funcionamiento sobre equipos frigoríficos que refrigeran aire directamente lleva implícita una dependencia de instrumental de medida similar a la que se ha indicado para las plantas enfriadoras de agua en el apartado 4.2. Por otra parte, la toma de datos sobre equipos autónomos está condicionada negativamente, respecto a las plantas enfriadoras, por la escasez de espacios libres disponibles para el servicio de las máquinas, que también se ha indicado anteriormente, y que se hace más acuciante en las instalaciones a las que, lamentablemente, estamos acostumbrados, cuanto menor es la "entidad" o la responsabilidad de cada máquina.

Por estas mismas características de inferioridad aparente de las instalaciones configuradas con equipos autónomos en comparación con las instalaciones centralizadas que incorporan equipos de mayor potencia, aunque no de mayor responsabilidad salvo por su coste económico, es muy frecuente que la disponibilidad de instrumental de medida fijo en la instalación que, como ya se ha comentado, suele resultar bastante escaso e inadecuado incluso en las instalaciones de mayor "responsabilidad", "brille por su ausencia" en las instalaciones realizadas con equipos autónomos.

Consecuentemente, ante la alta probabilidad de que no se disponga de ningún tipo de instrumento fijo para efectuar mediciones, ni siquiera de manómetros frigoríficos que no suelen instalarse en los equipos autónomos, es muy recomendable que los técnicos que deban efectuar inspecciones sobre este tipo de máquinas frigoríficas vayan equipados con todo el instrumental necesario que se ha relacionado en el apartado 4.2, y que reiteramos a continuación, teniendo en consideración su mayor necesidad previsible para la inspección de equipos autónomos. Los técnicos inspectores deberán ir provistos de los siguientes instrumentos de medida, debidamente contrastados, como dotación mínima:

- Termopar contrastado, con sondas de contacto, inmersión y ambiente, con una precisión mínima de 0,5 °C y un margen de error máximo admisible del 2%.

- Termómetros de precisión de escala adecuada, preferentemente de columna de mercurio, con una precisión mínima de 0,5 °C y un margen de error máximo admisible del 2%.
- Anemómetro rotativo, con precisión de 0,5 m³/s y un error máximo admisible de un 1%.
- Termoanemómetro de hilo caliente, con una precisión mínima de 0,5 °C en mediciones de temperatura y de 0,01 m/s en mediciones de velocidad, y con un margen de error máximo admisible del 2%.
- Psicrómetro de capilla, preferentemente, o de carraca, con una precisión mínima de 0,5 °C y un margen de error máximo admisible del 5%.
- Higrómetro o termohigrómetro, con una precisión mínima de 0,5 °C y un margen de error máximo admisible del 2%.
- Tubo de Pitot y manómetro de columna para aire, con tomas de presión total y de presión estática, con precisión mínima de 5 Pa y margen de error máximo admisible del 5%.
- Manómetro para agua. Con una precisión mínima de 0,5 bar y un margen de error máximo admisible de un 2%.
- Puente de manómetros frigoríficos. Preferentemente dos puentes de manómetros completos, con sus respectivos latiguillos y accesorios de conexión, para dejarlos instalados sobre las tomas de presión de la máquina durante todo el proceso de toma de datos.
- Pinza voltamperimétrica, Vatímetro o Polímetro capaz de medir intensidad. Con precisión de 0,5 Voltios/0,5 Amperios y un error máximo admisible de un 1% para ambas magnitudes.
- Ohmetro o Mehger, con precisión de 0,5 Ohm a 1.000 V y un error máximo admisible de un 2%.
- Caudalímetro para agua. Con precisión de 0,5 m³/s y un error máximo admisible de un 1%.

De igual manera que se ha indicado para las plantas enfriadoras de agua, es recomendable que los técnicos encargados de las tomas de datos conozcan las especificaciones sobre utilización de instrumentos de medida que establece la norma UNE 100010-1: 1989 (Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 1: Instrumentación).

5.3 PROTOCOLOS DE TOMAS DE DATOS PARA DETERMINACIÓN DE RENDIMIENTOS INSTANTÁNEOS

Con las mismas consideraciones y comentarios previos que se han indicado en el capítulo anterior para la toma de datos sobre plantas enfriadoras, se incluyen a continuación dos ejemplos de fichas para tomas de datos sobre equipos autónomos de refrigeración para tratamiento de aire, respectivamente para datos de funcionamiento en régimen de refrigeración y en régimen de calefacción.

Con el objetivo de efectuar tomas de datos coherentes, así como para obtener y conservar un registro adecuado de los datos tomados, sin olvidar ningún parámetro, es recomendable utilizar formularios o fichas de toma y registro de datos, como los que se incluyen, como ejemplo, en este epígrafe. Se recomienda cumplimentar una ficha completa para cada máquina inspeccionada, o como mínimo, los datos pertinentes en cada caso y para cada tipo de máquina. Para equipos autónomos con varios circuitos frigoríficos o con varios compresores sobre un mismo circuito, se estima necesario cumplimentar

una ficha de toma de datos por cada circuito o por cada compresor.

Es recomendable efectuar tres medidas de los datos de funcionamiento actuales, en condiciones estables, entre las que siempre se producirán variaciones en los valores de algunos de los parámetros, y obtener posteriormente los valores medios. Con este fin las fichas incluyen tres columnas para las tomas de datos actuales, además de la correspondiente a los datos de condiciones nominales (de diseño), que servirán para comparar los datos de partida o de puesta en marcha inicial con los obtenidos en cada inspección y poder así determinar desviaciones, o tendencias, en el transcurso de periodos de tiempo definidos o entre una inspección y otra.

Nota: El significado de los superíndices * y ** que afectan a los parámetros correspondientes a temperaturas y presiones del agente frigorígeno en sus diferentes condiciones de estado en el interior de los circuitos, es el mismo que se ha indicado en la nota recogida al final del apartado 4.3. Para la toma de datos correspondientes a estos parámetros deberán tenerse igualmente en consideración las indicaciones contenidas en dicha nota.

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN

Identificación de la instalación: Dirección:
 Equipo nº.- Nº de serie: Año de fabricación:
 Marca: Modelo: Fecha de Puesta en marcha:
 Fluido Frigorígeno:

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura entrada de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura salida de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del aire	Pa	Pa	Pa	Pa
Caudal de aire	m ³ /s	m ³ /s	m ³ /s	m ³ /s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de aspiración **	°C	°C	°C	°C
Presión de evaporación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Recalentamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Calor sensible transferido	kW	kW	kW	kW
Calor latente transferido	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total transferida	kW	kW	kW	kW
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN (Continuación)

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/aire	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa
Caudal de agua/aire	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura del refrigerante líquido **	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Subenfriamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica transferida	kW	kW	kW	kW
Recuperador de agua caliente	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada del agua	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida del agua	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua	L/s	L/s	L/s	L/s
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura de saturación de condensación *	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Potencia térmica recuperada	kW	kW	kW	kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Desequilibrio de consumos entre fases	%	%	%	%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico bombas drenaje condensados	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico resistencias de calefacción	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Potencia eléctrica total absorbida	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total absorbida	kW	kW	kW	kW
CEE _v /Rendimiento lado evaporador	-	-	-	-
CEE _c /Rendimiento lado condensador	-	-	-	-
Fecha y hora de las tomas de datos	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh
Nombre del técnico que toma los datos				

Formulario 3: Ejemplo de formulario para toma de datos de funcionamiento de equipos autónomos de tratamiento de aire, en régimen de refrigeración.

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN

Identificación de la instalación: Dirección:
 Equipo nº.- Nº de serie: Año de fabricación:
 Marca: Modelo: Fecha de Puesta en marcha:
 Fluido Frigorígeno:

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura entrada de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura salida de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del aire	Pa	Pa	Pa	Pa
Caudal de aire	m³/s	m³/s	m³/s	m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura de descarga del compresor **	°C	°C	°C	°C
Temperatura del refrigerante líquido **	°C	°C	°C	°C
Presión de condensación (manométrica) *	Bar	Bar	Bar	Bar
Subenfriamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Potencia térmica sensible transferida	kW	kW	kW	kW
Intercambiador exterior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de entrada de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de agua/aire (bulbo seco)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de entrada de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida de aire (bulbo húmedo)	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua/aire	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa	KPa/Pa
Caudal de agua/aire	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s	L/s/m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	°C	°C	°C	°C
Temperatura real de aspiración **	°C	°C	°C	°C
Presión de evaporación *	Bar	Bar	Bar	Bar
Recalentamiento calculado	°C	°C	°C	°C
Calor sensible transferido al agua/aire	kW	kW	kW	kW
Calor latente transferido al aire	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total transferida	kW	kW	kW	kW
Recuperador de agua fría (4º ciclo)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada del agua	°C	°C	°C	°C
Temperatura de salida del agua	°C	°C	°C	°C
Caída de presión del agua	kPa	kPa	kPa	kPa
Caudal de agua	L/s	L/s	L/s	L/s
Potencia térmica (frigorífica) recuperada	kW	kW	kW	kW

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN (Continuación)

TOMAS DE DATOS				
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V	.../.../...V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Desequilibrio de consumos entre fases	%	%	%	%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico bombas drenaje condensados	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Consumo eléctrico resistencias de calefacción	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A	.../.../...A
Potencia eléctrica total absorbida	kW	kW	kW	kW
Potencia térmica total absorbida	kW	kW	kW	kW
CEEV/Rendimiento lado evaporador	-	-	-	-
CEEC/Rendimiento lado condensador	-	-	-	-
Fecha y hora de las tomas de datos	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh	Dd/mm/aa/hh
Nombre del técnico que toma los datos				

Formulario 4: Ejemplo de formulario para toma de datos de funcionamiento de equipos autónomos de tratamiento de aire, en régimen de calefacción.

6

Ejemplos de cálculos de rendimientos

Como aclaración de los procedimientos de determinación de rendimientos frigoríficos instantáneos en máquinas reales, que se han descrito en los capítulos anteriores, planteamos a continuación algunos ejemplos prácticos que pueden servir como orientación y guía para los interesados a los que se encomienden las inspecciones que especifica la IT 4 del RITE.

6.1 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN DE AGUA. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INSTANTÁNEO

Consideremos, por ejemplo, que se está inspeccionando una planta enfriadora de agua de condensación por aire, con dos circuitos frigoríficos idénticos, dotados de sendos compresores de tornillo que funcionan utilizando R-134 a como agente frigorígeno.

En la inspección se tomarán los datos que se han indicado en los capítulos precedentes, cumplimentando las fichas correspondientes. Suponemos que los datos de caudal de agua, que se indicarán, se han extraído de las curvas de caudal-pérdida de carga del evaporador de la máquina, facilitadas por el fabricante, en función de va-

lores de pérdida de carga medidos directamente con manómetros contrastados instalados a la entrada y a la salida del circuito de agua del intercambiador, también suponemos que los valores de parámetros frigoríficos y de condiciones de temperaturas instantáneas de funcionamiento de la máquina se han medido "en campo" con manómetros y termopares contrastados aportados por el técnico inspector y que el caudal de aire a través del condensador se ha medido con un anemómetro rotativo contrastado. Por último, suponemos que los datos de consumo eléctrico se han medido con un voltímetro y un amperímetro de pinza también contrastados. En resumen, consideremos que se han obtenido los valores que se recogen en las fichas siguientes, siguiendo los criterios y recomendaciones que se han indicado en el capítulo 4^o de esta guía.

Nota: El significado de los superíndices * y ** que afectan a los parámetros correspondientes a temperaturas y presiones del agente frigorígeno en sus diferentes condiciones de estado en el interior de los circuitos, es el mismo que se ha indicado en la nota recogida al final del apartado 4.3. Para la toma de datos correspondientes a estos parámetros deberán tenerse igualmente en consideración las indicaciones contenidas en dicha nota.

PLANTA ENFRIADORA DE AGUA Nº 1. CIRCUITO FRIGORÍFICO A. MODO REFRIGERACIÓN

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN

Identificación de la instalación: XXX Dirección: Madrid
 Equipo nº.- PFA 1. Nº de serie: 10599 . Año de fabricación: 1999
 Marca: XXX Modelo: YYY 1000 . Fecha de Puesta en marcha: 20/03/2000
 Fluido Frigorígeno: R-134 a

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de agua	12 °C	10 °C	11 °C	11 °C
Temperatura de salida de agua	7 °C	6 °C	6,5 °C	7 °C
Caída de presión del agua	50 kPa	60 kPa	60 kPa	60 kPa
Caudal de agua	19 L/s	20 L/s	20 L/s	20 L/s
Temperatura saturada del refrigerante *	4 °C	3,5 °C	4,5 °C	5,1 °C
Temperatura de aspiración **	6 °C	6,5 °C	7,5 °C	8,6 °C
Presión de evaporación (manométrica) *	2,37 Bar	2,32 Bar	2,4 Bar	2,5 Bar
Recalentamiento calculado	2 °C	3 °C	3 °C	3,5 °C
Potencia térmica transferida (en el circuito)	397,1 kW	334,4 kW	376,2 kW	334,4 kW
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	30 °C	22 °C	23 °C	23 °C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	18 °C	15 °C	14 °C	14 °C
Temperatura de entrada aire (bulbo seco)	30 °C	22 °C	23 °C	23 °C
Temperatura de salida aire (bulbo seco)	45 °C	36,5 °C	39 °C	37 °C
Caída de presión del aire	100 Pa	No medida	No medida	No medida
Caudal de aire	27.000 L/s	24.000 L/s	24.000 L/s	24.000 L/s
Temperatura saturada del refrigerante *	40 °C	38,1 °C	38,5 °C	38,5 °C
Temperatura de descarga del compresor	65 °C	59 °C	60 °C	60 °C
Temperatura del refrigerante líquido **	30 °C	30,1 °C	31,5 °C	33 °C
Presión de condensación (manométrica) *	9,1 Bar	8,6 Bar	8,7 Bar	8,7 Bar
Subenfriamiento calculado	10 °C	8 °C	7 °C	5,5 °C
Potencia térmica transferida (en el circuito)	487,4 kW	418,9 kW	462,2 kW	404,4 kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	400/400/400 V	382/378/379 V	382/378/378 V	380/378/378 V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	270/270/270 A	257/255/250 A	265/267/257 A	263/253/260 A
Desequilibrio de consumos entre fases	< 5 %	Máximo 1,02%	Máximo 1,03%	Máximo 1,02%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	24/24/24 A	19/18/19 A	20/20/19 A	21/20/20 A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico resistencias de cárter	5.A	5.A	5.A	5.A
Consumo eléctrico resistencias evaporador	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Potencia eléctrica total absorbida	161,5 kW	146 kW	153,1 kW	150,7 kW
CEEv/Rendimiento lado evaporador	2,458	2,290	2,457	2,219
CEEc/Rendimiento lado condensador	3,017	2,869	3,019	2,683
Fecha y hora de las tomas de datos		27/10/05/11:00	27/10/05/11:20	27/10/05/11:40
Nombre del técnico que toma los datos		Álvaro Luengo Carrasco		

PLANTA ENFRIADORA DE AGUA Nº 1. CIRCUITO FRIGORÍFICO B. MODO REFRIGERACIÓN

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA O SALMUERA EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN

Identificación de la instalación: XXX Dirección: Madrid
 Equipo nº.- PFA 1. Nº de serie: 10599 . Año de fabricación: 1999
 Marca: XXX Modelo: YYY 1000 . Fecha de Puesta en marcha: 20/03/2000
 Fluido Frigorígeno: R-134 a

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de agua	12 °C	10 °C	11 °C	11 °C
Temperatura de salida de agua	7 °C	8 °C	9,5 °C	9,5 °C
Caída de presión del agua	50 kPa	60 kPa	60 kPa	60 kPa
Caudal de agua/salmuera	19 L/s	20 L/s	20 L/s	20 L/s
Temperatura saturada del refrigerante *	4 °C	1 °C	1,5 °C	1,5 °C
Temperatura de aspiración **	6 °C	2 °C	2,5 °C	2 °C
Presión de evaporación (manométrica) *	2,37 Bar	2,04 Bar	2,1 Bar	2,1 Bar
Recalentamiento calculado	2 °C	1 °C	1 °C	0,5 °C
Potencia térmica transferida	397,1 kW	167,2 kW	125,4 kW	125,4 kW
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	30 °C	22 °C	23 °C	23 °C
Temperatura de ambiente exterior (b. húmedo)	18 °C	15 °C	14 °C	14 °C
Temperatura de entrada aire (bulbo seco)	30 °C	22 °C	23 °C	23 °C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	45 °C	30 °C	29 °C	29 °C
Caída de presión del aire	100 Pa	No medida	No medida	No medida
Caudal de aire	27.000 L/s	24.000 L/s	24.000 L/s	24.000 L/s
Temperatura saturada del refrigerante *	40 °C	36,5 °C	36,5 °C	36,5 °C
Temperatura de descarga del compresor	65 °C	54 °C	55 °C	55 °C
Temperatura del refrigerante líquido **	30 °C	32,5 °C	32 °C	31,5 °C
Presión de condensación (manométrica) *	9,1 Bar	8,2 Bar	8,2 Bar	8,2 Bar
Subenfriamiento calculado	10 °C	4 °C	4,5 °C	5 °C
Potencia térmica transferida	487,4 kW	231,1 kW	173,3 kW	173,3 kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	400/400/400 V	382/378/379 V	382/378/378 V	380/378/378 V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	270/270/270 A	123/125/124 A	115/116/116 A	116/117/117 A
Desequilibrio de consumos entre fases	< 5 %	Máximo 0,8%	Máximo 0,5%	Máximo 0,5%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	24/24/24 A	15/15/13 A	14/14/13 A	14/14/14 A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico resistencias de cárter	5.A	5.A	5.A	5.A
Consumo eléctrico resistencias evaporador	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Potencia eléctrica total absorbida	161,5 kW	70,99 kW	66,57 kW	67,05 kW
CEE _v /Rendimiento lado evaporador	2,458	2,355	1,884	1,870
CEE _c /Rendimiento lado condensador	3,017	3,255	2,603	2,585
Fecha y hora de las tomas de datos		27/10/05/10:10	27/10/05/11:30	27/10/05/10:50
Nombre del técnico que toma los datos		Álvaro Luengo Carrasco		

6.1.1 Ejemplo de cálculo de rendimientos por el método indirecto

A partir de los datos tomados en campo es posible determinar el rendimiento instantáneo de la máquina por el método indirecto, según se ha definido en el apartado 3.2 de este documento. Antes de continuar el ejemplo debemos indicar que el método indirecto, aunque resulta normalmente más sencillo de aplicar, ofrece resultados menos precisos que el método directo. No obstante, es el que se aplica con mayor frecuencia, ya que para ello basta la toma de datos de campo y la determinación de caudales de aire o de agua en circulación por los intercambiadores de la máquina, por los procedimientos que se han indicado en el apartado 4.2, y sin tener necesidad de utilizar ábacos, tablas ni diagramas termodinámicos, ni de obtener datos del desplazamiento volumétrico de los compresores en las condiciones de funcionamiento en las que se hayan tomado los datos, lo que no siempre es fácil. El método indirecto es, consecuentemente, el preferido por la mayoría de los técnicos, ya que, a priori, facilita el trabajo y permite obtener resultados con suficiente aproximación, aunque está más condicionado por la variación de las condiciones de funcionamiento de la máquina, y expuesto a mayor riesgo de errores durante la toma de datos que el método indirecto, el cual, si se aplica correctamente favorece una mayor precisión en los resultados.

Para la aplicación del método indirecto, una vez tomados los datos, en este ejemplo se utilizarán las ecuaciones [17] y [21], que se han definido en el apartado 3.2, ya que son las que corresponden a una planta enfriadora de agua de condensación por aire, como es el caso seleccionado. En el caso de nuestro ejemplo, en el que consideramos una máquina con dos circuitos, aplicaremos las ecuaciones a los circuitos por separado, como se ha recomendado.

Como también se ha seguido la recomendación de efectuar tres tomas de datos sucesivas, tenemos dos posibilidades:

Tomemos por ejemplo los datos de la columna “2ª actual” de ambas fichas de toma de datos. Aplicando a ellos la ecuación [17], obtendremos:

- Potencia útil instantánea en el evaporador del circuito A:

$$W_{EVP} = V_W \times \rho_W \times C_{eW} \times (T_{EW} - T_{SW}) = 20 \times 1 \times 4,18 \times (11 - 6,5) = \mathbf{376,2 \text{ kW}}$$

Con: $C_{eW} = 4,18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ y $\rho_W = 1 \text{ kg/dm}^3$.

- Potencia útil instantánea en el evaporador del circuito B:

$$W_{EVP} = V_W \times \rho_W \times C_{eW} \times (T_{EW} - T_{SW}) = 20 \times 1 \times 4,18 \times (11 - 9,5) = \mathbf{125,4 \text{ kW}}$$

Si deseáramos conocer también el calor disipado en el condensador, que no es necesario en este ejemplo ya que este calor no se aprovecha, por lo que se debe considerar solamente el rendimiento en el evaporador, aplicaríamos la ecuación [21], para obtener:

- Potencia instantánea disipada en el condensador del circuito A:

$$W_{CDS} = V_A \times \rho_A \times C_{eA} \times (T_{SA} - T_{EA}) = 24 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1,2 \times 1,003 \times (39 - 23) = \mathbf{462,2 \text{ kW}}$$

Con: $C_{eA} = 1,003 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ y $\rho_A = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

- Potencia instantánea disipada en el condensador del circuito B:

$$W_{CDS} = V_A \times \rho_A \times C_{eA} \times (T_{SA} - T_{EA}) = 24 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1,2 \times 1,003 \times (29 - 23) = \mathbf{173,3 \text{ kW}}$$

- Calcular las potencias instantáneas transferidas en los intercambiadores de calor, según los datos obtenidos en las tres tomas por separado, y determinar los rendimientos instantáneos correspondientes a cada toma, para, acto seguido, obtener el rendimiento medio de cada circuito como media de las tres medidas, y el rendimiento instantáneo (medio) de la máquina como media de las medias de ambos circuitos.
- Calcular los valores medios de las medidas obtenidas en las tres tomas de cada circuito y extraer, a partir de esas medias aritméticas, los valores de rendimiento medio de cada circuito y, posteriormente, el rendimiento instantáneo de la máquina, como media aritmética de los valores de cada circuito.

En nuestro ejemplo seguiremos el primer procedimiento, que nos parece más correcto, ya que existen algunas diferencias significativas entre los valores de algunos de los parámetros tomados, fundamentalmente por que la máquina del ejemplo se encuentra funcionando casi a plena carga en su circuito A, pero muy parcializada en su circuito B, como se desprende de los datos obtenidos.

Consecuentemente, aplicaremos la ecuación [17] a los datos del evaporador, en cada una de las medidas obtenidas, para determinar la potencia útil instantánea transferida en cada caso y, posteriormente calcularemos el valor medio de los rendimientos para cada toma de datos.

En lo que sigue nos limitaremos a la exposición de cálculos y resultados para los datos de una única columna, con el fin de no alargar en exceso, innecesariamente, esta exposición repitiendo tres veces seguidas los mismos cálculos. No obstante, en las fichas de tomas de datos anteriores se han cumplimentado todos los datos necesarios y figuran los resultados de potencias obtenidas para las tres tomas de datos de cada circuito.

Acto seguido utilizaríamos los datos eléctricos medidos para determinar la potencia absorbida por cada circuito de la máquina, aplicando la ecuación [9].

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en el circuito A:

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\phi}{1000} = \frac{379,33 \times 287,67 \times 1,73 \times 0,811}{1000} = \mathbf{153,1 \text{ kW}}$$

Adoptando un valor de $\text{Cos } \phi$ de 0,811 para esta condición de carga.

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en el circuito B:

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\phi}{1000} = \frac{379,33 \times 115,67 \times 1,73 \times 0,877}{1000} = \mathbf{66,57 \text{ kW}}$$

Adoptando en este caso un valor de $\text{Cos } \phi$ de 0,877 por encontrarse el motor del compresor en una situación de carga mucho menor.

Una vez conocidas las potencias térmicas útiles transferidas en los intercambiadores y las potencias eléctricas instantáneas absorbidas por cada circuito, en las condiciones medidas, determinaremos el rendimiento instantáneo lado evaporador o lado condensador, de cada circuito, aplicando las ecuaciones [5] y [6], respectivamente. En nuestro caso se obtienen los siguientes valores de CEE_V y CEE_C :

Circuito A:

$$\text{CEE}_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{376,2 \text{ kW}(t)}{153,1 \text{ kW}(e)} = \mathbf{2,457}$$

$$\text{CEE}_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{462,2 \text{ kW}(t)}{153,1 \text{ kW}(e)} = \mathbf{3,019}$$

Circuito B:

$$\text{CEE}_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{125,4 \text{ kW}(t)}{66,57 \text{ kW}(e)} = \mathbf{1,884}$$

$$\text{CEE}_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{173,3 \text{ kW}(t)}{66,57 \text{ kW}(e)} = \mathbf{2,603}$$

Una vez obtenidos los valores de los rendimientos instantáneos de los circuitos de la máquina, para las tres condiciones de trabajo medidas en cada uno de ellos, calculamos el valor medio de esos rendimientos instantáneos:

Circuito A:

$$\text{CEE}_{V \text{ medio}} = \frac{2,290 + 2,457 + 2,219}{3} = \mathbf{2,322}$$

Circuito B:

$$\text{CEE}_{C \text{ medio}} = \frac{2,869 + 3,019 + 2,683}{3} = \mathbf{2,857} \quad \text{CEE}_{V \text{ medio}} = \frac{2,355 + 1,884 + 1,870}{3} = \mathbf{2,036}$$

$$c = \frac{3,255 + 2,603 + 2,585}{3} = \mathbf{2,814}$$

Y considerando los valores simultáneos de los dos circuitos determinamos los rendimientos instantáneos de la máquina en su conjunto, como media de los seis valores, obteniendo el siguiente resultado:

$$\text{CEE}_V \text{ instantáneo de la máquina inspeccionada} = \frac{2,322 + 2,036}{2} = \mathbf{2,179}$$

$$\text{CEE}_C \text{ instantáneo de la máquina inspeccionada} = \frac{2,857 + 2,814}{2} = \mathbf{2,836}$$

6.1.2 Ejemplo de cálculo de rendimientos por el método directo

Para efectuar el cálculo de los rendimientos instantáneos de la planta enfriadora del ejemplo por el método directo, según se ha definido en el apartado 3.1 de esta guía, utilizaremos los datos tomados en campo relativos a las condiciones de presiones y temperaturas del agente frigorígeno en las que está funcionando cada uno de los circuitos de la máquina, por separado.

Con estos datos y utilizando un diagrama termodinámico del agente frigorígeno que evoluciona por los circuitos, en este caso R-134 a, construiremos gráfica-

mente los ciclos de funcionamiento instantáneos de cada circuito, según se representa en las figuras 2 y 3, siguientes:

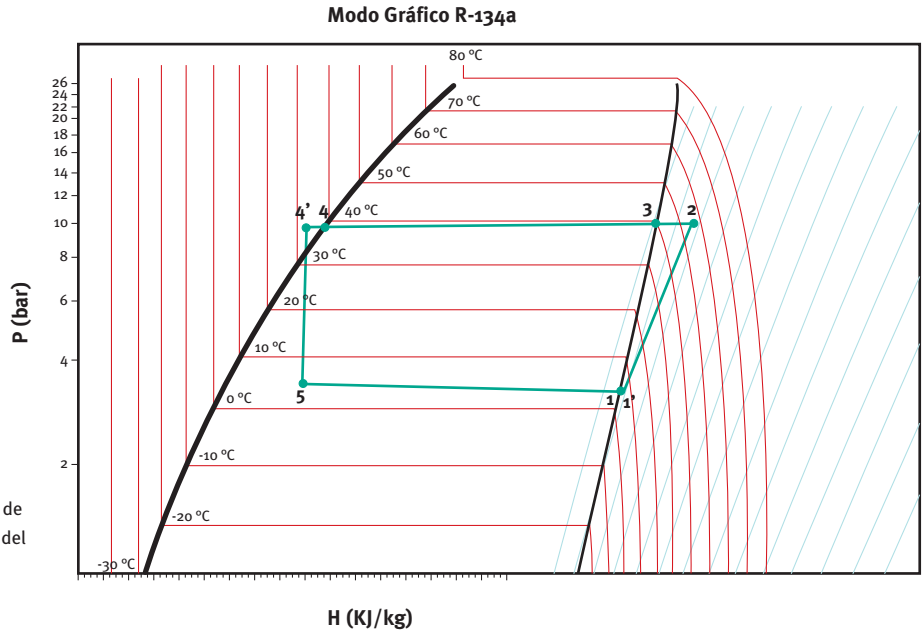


Figura 2: Representación del ciclo frigorífico de funcionamiento del circuito A de la máquina del ejemplo 1, en las condiciones indicadas.

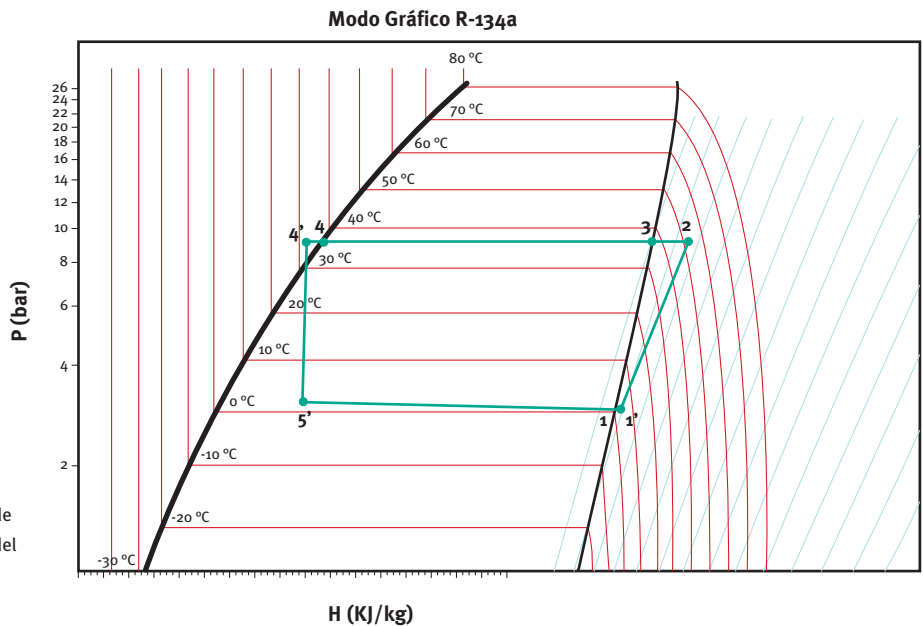


Figura 3: Representación del ciclo frigorífico de funcionamiento del circuito B de la máquina del ejemplo 1, en las condiciones indicadas.

A partir de las representaciones instantáneas de los ciclos frigoríficos, utilizando los propios diagramas termodinámicos o bien tablas de propiedades de estado del R-134 a, o preferentemente, por su mayor precisión, utilizando aplicaciones informáticas de cálculo disponibles en el mercado, determinaremos los valores de las entalpías del fluido en todos los puntos

significativos del ciclo. Concretamente en este ejemplo, utilizaremos exclusivamente los datos correspondientes a los valores medidos en campo en la segunda toma de datos (columnas 2ª Actual) para ambos circuitos, con el fin de no alargar innecesariamente el desarrollo del ejemplo, y obtendremos los siguientes valores:

CIRCUITO A: CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Punto del ciclo	Estado Refrigerante	P Absoluta Bar	Temperatura °C	Entalpía Esp. kJ/kg
1	Vapor saturado salida evaporador	3,433**	4,5*	401,81**
1'	Vapor recalentado aspiración comp.	3,40*	7,5*	404,66**
2	Vapor sobrecalentado descarga comp.	10,0*	60,0*	442,37**
3	Vapor saturado inicio condensación	9,704**	38,5*	419,65**
4	Líquido saturado salida condensador	9,704**	38,5*	255,18**
4'	Líquido subenfriado salida condensador	9,60**	31,5*	244,97**
5'	Líquido + vapor entrada evaporador	3,60**	5,0*	206,86**

* Datos medidos directamente sobre la máquina.

** Valores calculados u obtenidos de tablas, ábacos o programas de cálculo, a partir de los datos medidos.

CIRCUITO B: CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

1	Vapor saturado salida evaporador	3,09**	1,5*	400,07**
1'	Vapor recalentado aspiración comp.	2,90*	2,5*	401,52**
2	Vapor sobrecalentado descarga comp.	9,70*	55,0*	437,62**
3	Vapor saturado inicio condensación	9,19**	36,5*	418,73**
4	Líquido saturado salida condensador	9,19**	36,5*	252,25**
4'	Líquido subenfriado salida condensador	9,19**	32*	245,69**
5'	Líquido + vapor entrada evaporador	3,00*	2*	226,49**

* Datos medidos directamente sobre la máquina.

** Valores calculados u obtenidos de tablas, ábacos o programas de cálculo, a partir de los datos medidos.

También, a partir de los datos de volumen específico que figuran en los diagramas, o bien utilizando tablas de condiciones de estado o programas de cálculo, identificaremos los valores de la densidad del vapor en la aspiración del compresor (punto 1') correspondientes a las condiciones de estado de cada ciclo, que en este ejemplo son los siguientes:

DENSIDADES R - 134 A

Punto del ciclo	Estado Refrigerante	Circuito A Densidad kg/m ³	Circuito B Densidad kg/m ³
1	Vapor recalentado aspiración comp.	16,395**	14,103**

** Valores calculados u obtenidos de tablas y ábacos, a partir de los datos medidos.

El paso siguiente sería determinar las potencias transferidas en el evaporador de cada circuito, o en el condensador cuando fuera necesario, aplicando las ecuaciones [7'] u [8'], para lo cual es preciso conocer los datos relativos a los caudales máscicos en recirculación por cada circuito, o a los desplazamientos volumétricos de los compresores, en las condiciones instantáneas de trabajo de cada circuito.

Solicitamos al fabricante de la máquina los datos de desplazamiento volumétrico del compresor, el cual nos informa de que el desplazamiento del compresor que

equipa esta máquina es de 420 m³/h, en condiciones de plena carga, y de que el desplazamiento varía proporcionalmente en relación con el consumo del compresor entre el 10% y el 100%, en condiciones de carga parcial.

Consecuentemente, identificamos primero la condición de carga parcial en la que está funcionando cada circuito en el momento de las tomas de datos, como proporción entre consumos y, en función de la situación de carga determinamos el desplazamiento volumétrico aproximado del compresor:

CAPACIDADES INSTANTÁNEAS Y DESPLAZAMIENTOS VOLUMÉTRICOS

	Consumo Compresor Amperios	Estado de carga %	Desplazamiento m ³ /s
Circuito Tipo Nominal (Datos del fabricante)	270	100	0,117
Circuito A instantánea	263*	97**	0,113**
Circuito B instantánea	116*	43**	0,050**

* Datos medidos directamente sobre la máquina.

** Valores calculados u obtenidos de tablas y ábacos, a partir de los datos medidos.

Con estos datos aplicamos la ecuación [7'] para determinar la potencia térmica transferida en el evaporador en cada circuito frigorífico.

Circuito A:

[7'] Potencia transferida en el evaporador:

$$W_{EVP} = DV \times d_{VAP} \times (i_1' - i_5') = 0,113 \text{ m}^3 / \text{s} \times 16,395 \text{ kg} / \text{m}^3 \times (404,66 - 206,86) \text{ kJ} / \text{kg} = \mathbf{366,45 \text{ kW}}$$

Circuito B:

[7'] Potencia transferida en el evaporador:

$$W_{EVP} = DV \times d_{VAP} \times (i_1' - i_5') = 0,05 \text{ m}^3 / \text{s} \times 14,103 \text{ kg} / \text{m}^3 \times (401,52 - 226,49) \text{ kJ} / \text{kg} = \mathbf{123,42 \text{ kW}}$$

Destacamos que, como es normal, los valores obtenidos no coinciden exactamente con los calculados por el método indirecto, aunque se aproximan bastante. La causa más probable de estas diferencias está en los previsible errores de los diferentes instrumentos de medida, así como en la dificultad propia de las actuaciones de toma de datos y en la inestabilidad de funcionamiento de la máquina.

Una vez determinadas las potencias térmicas (medias instantáneas) transferidas en los intercambiadores de calor de la máquina, se sigue un procedimiento idéntico al definido en el apartado anterior, que es válido tanto para el método indirecto de cálculo como para el directo.

La potencia eléctrica absorbida en cada circuito se calcula aplicando la ecuación [9], como en el método indirecto, y a partir de los mismos datos de partida, por lo que los resultados que se obtienen son idénticos a los calculados en el apartado anterior:

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en el circuito A:

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\varphi}{1000} = \frac{379,33 \times 287,67 \times 1,73 \times 0,811}{1000} = \mathbf{153,1 \text{ kW}}$$

Adoptando un valor de Cos φ de 0,811 para esta condición de carga.

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en el circuito B:

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\varphi}{1000} = \frac{379,33 \times 115,67 \times 1,73 \times 0,877}{1000} = \mathbf{66,57 \text{ kW}}$$

Adoptando en este caso un valor de $\text{Cos}\varphi$ de 0,877.

Conocidas las potencias térmicas útiles transferidas en los intercambiadores y las potencias eléctricas instantáneas absorbidas por cada circuito, en las condiciones medidas, los rendimientos instantáneos, lado evaporador o lado condensador, de cada circuito, se determinan aplicando las ecuaciones [5] y [6], respectivamente. Los resultados que se obtienen en este caso son los siguientes:

Circuito A:

$$CEE_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{366,45 \text{ kW}}{153,1 \text{ kW}} = \mathbf{2,394}$$

$$CEE_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{458,95 \text{ kW}}{153,1 \text{ kW}} = \mathbf{2,998}$$

Circuito B:

$$CEE_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{123,42 \text{ kW}}{66,57 \text{ kW}} = \mathbf{1,854}$$

$$CEE_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{168,51 \text{ kW}}{66,57 \text{ kW}} = \mathbf{2,531}$$

Por último, considerando los valores simultáneos de los dos circuitos, determinamos los rendimientos instantáneos de la máquina en su conjunto, como media de estos valores:

$$CEE_V \text{ instantáneo de la máquina inspeccionada} = \frac{2,394 + 1,854}{2} = \mathbf{2,124}$$

$$CEE_C \text{ instantáneo de la máquina inspeccionada} = \frac{2,998 + 2,531}{2} = \mathbf{2,765}$$

Estos valores, sobre todo el del CEE_C , se asemejan bastante a los obtenidos por el método directo, una vez promediados todos los valores de los datos tomados en las tres mediciones.

6.2 EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN DE AIRE. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INSTANTÁNEO

En este segundo ejemplo consideraremos que se está inspeccionando un equipo autónomo de tratamiento de aire tipo "rooftop", bomba de calor aire-aire, con un solo circuito frigorífico que trabaja con R-407 C como agente frigorígeno, está equipado con un compresor rotativo espiroroarbitral (Scroll) y dispone de un desobrecalentador en descarga (desuperheater) que se destina al pretratamiento térmico del agua de red para la preparación de ACS.

En la inspección se han tomado los datos que se han indicado en los capítulos precedentes, cumplimentando las fichas correspondientes. Suponemos que los datos de caudal de aire se han obtenido a partir de mediciones directas de las velocidades de los flujos, mediante anemómetros y que los datos de caudal de agua en el desobrecalentador se han extraído de las curvas de caudal-pérdida de carga del intercambiador, facilitadas por el fabricante de la máquina, en función de valores de pérdida de carga medidos directamente con manómetros contrastados instalados a la entrada y a la salida del circuito de agua del intercambiador. También damos por supuesto que los valores de

parámetros frigoríficos y de condiciones de temperaturas instantáneas de funcionamiento de la máquina, tanto del refrigerante como de los flujos de aire, se han medido directamente "en campo" con manómetros, termopares y psicrómetros contrastados. Por último, suponemos que los datos de consumo eléctrico se han medido con un voltímetro y un amperímetro de pinza sobre las bornas principales de acometida eléctrica de la máquina.

Los valores que se han obtenido, siguiendo las recomendaciones y procedimientos que se han indicado en el capítulo 4º de esta guía, con la máquina funcionando en modo refrigeración y recuperando calor en el desobrecalentador y con la máquina funcionando en modo Bomba de Calor, se recogen en las fichas siguientes.

Nota: El significado de los superíndices * y ** que afectan a los parámetros correspondientes a temperaturas y presiones del agente frigorígeno en sus diferentes condiciones de estado en el interior de los circuitos, es el mismo que se ha indicado en la nota recogida al final del apartado 4.3. Para la toma de datos correspondientes a estos parámetros deberán tenerse igualmente en consideración las indicaciones contenidas en dicha nota.

BOMBA DE CALOR Nº 2, EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN Y RECUPERACIÓN DE CALOR

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN

Identificación de la instalación: XXXX Dirección: ZARAGOZA
 Equipo nº.- Rooftop 2. Nº de serie: 2708. Año de fabricación: 1997
 Marca: YXXYY Modelo: ABCD 1500. Fecha de Puesta en marcha: 27/10/1997
 Fluido Frigorígeno: R-407 a

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	27 °C	25°C	26°C	26°C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	14 °C	13°C	13,5°C	13,5°C
Temperatura entrada de aire (bulbo húmedo)	19 °C	18°C	18,5°C	18°C
Temperatura salida de aire (bulbo húmedo)	12,5 °C	11°C	11°C	11°C
Caída de presión del aire	50 Pa	55 Pa	55 Pa	55 Pa
Caudal de aire	1,39 m³/s	1,33 m³/s	1,33 m³/s	1,33 m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	4 °C	5°C	6°C	6°C
Temperatura de aspiración **	8 °C	8°C	8°C	8,5°C
Presión de evaporación (manométrica) *	4,7 Bar	4,2 Bar	4,6 Bar	4,5 Bar
Recalentamiento calculado	4 °C	3°C	2°C	2,5°C
Calor sensible transferido	21,8 kW	19,21 kW	20,01 kW	20,01 kW
Calor latente transferido	10,86 kW	11,37 kW	14,60 kW	14,41 kW
Potencia térmica total transferida	32,66 kW	30,58 kW	34,61 kW	34,42 kW
Intercambiador exterior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	35 °C	30°C	31°C	31°C
Temp. de ambiente exterior (bulbo húmedo)	24 °C	22°C	22,5°C	22,5°C
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	35 °C	30°C	31°C	31°C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	50 °C	44°C	45°C	46°C
Caída de presión del aire	75 Pa	No medida	No medida	No medida
Caudal de aire	2,06 m³/s	1,95 m³/s	1,95 m³/s	1,95 m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	55 °C	52 °C	54 °C	54 °C
Temperatura de descarga del compresor **	90 °C	95 °C	95,7 °C	96 °C
Temperatura del refrigerante líquido **	45 °C	42 °C	43 °C	44 °C
Presión de condensación (manométrica) *	22,4 Bar	20,5 Bar	20,8 Bar	20,8 Bar
Subenfriamiento calculado	10 °C	10 °C	11 °C	10 °C
Potencia térmica transferida	37,25 kW	32,85 kW	32,86 kW	35,21 kW
Recuperador de agua caliente	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada del agua	15 °C	16 °C	16 °C	16 °C
Temperatura de salida del agua	30 °C	25 °C	26 °C	27 °C
Caída de presión del agua	50 kPa	60 kPa	60 kPa	60 kPa
Caudal de agua	0,2 L/s	0,25 L/s	0,25 L/s	0,25 L/s
Temperatura de descarga del compresor **	90 °C	95 °C	95,7 °C	96 °C
Temperatura de saturación de condensación *	55 °C	52 °C	54 °C	54 °C
Presión de condensación (manométrica) *	22,4 Bar	20,5 Bar	20,8 Bar	20,8 Bar
Potencia térmica recuperada	12,5 kW	9,41 kW	10,45 kW	11,50 kW

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE REFRIGERACIÓN (Continuación)

Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	400/400/400V	380/378/375V	382/380/377V	383/380/377V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	18/18/18 A	18/19/19 A	17/18/19 A	19,5/20/20,5A
Desequilibrio de consumos entre fases	< 3%	0,37%	0%	0,23%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	9/9/9 A	8,8/8,8/8,8.A	8,8/8,9/9.A	8,7/8,9/9.A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico bomba drenaje condensados	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico resistencias de calefacción	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Potencia eléctrica total absorbida	14,01kW	13,10 kW	13,90 kW	14,04 kW
CEE _v /Rendimiento evaporador + recup. Calor.	3,11	3,052	3,242	3,271
CEE _c /Rendimiento lado condensador	3,55	3,226	3,116	3,327
Fecha y hora de las tomas de datos		11/09/05/12:00	11/09/05/12:30	11/09/05/13:00
Nombre del técnico que toma los datos		Raúl Peña Sánchez		

BOMBA DE CALOR Nº 2, EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN
FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN

Identificación de la instalación: XXXX Dirección: ZARAGOZA
 Equipo nº.- Rooftop 2. Nº de serie: 2708. Año de fabricación: 1997
 Marca: YYXXYY Modelo: ABCD 1500. Fecha de Puesta en marcha: 27/10/1997
 Fluido Frigorígeno: R-407 C

TOMAS DE DATOS				
Intercambiador interior (Condensador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	20 °C	21 °C	22 °C	22 °C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	35 °C	37 °C	38 °C	38,5 °C
Temperatura entrada de aire (bulbo húmedo)	15 °C	13 °C	13,5 °C	13,5 °C
Temperatura salida de aire (bulbo húmedo)	20 °C	18,5 °C	19 °C	20,3 °C
Caída de presión del aire	50 Pa	55 Pa	55 Pa	55 Pa
Caudal de aire	1,39 m ³ /s	1,33 m ³ /s	1,33 m ³ /s	1,33 m ³ /s
Temperatura de saturación del refrigerante *	47 °C	47 °C	48 °C	49 °C
Temperatura de descarga del compresor **	85 °C	87 °C	89 °C	89 °C
Temperatura de líquido **	41 °C	41 °C	43 °C	42 °C
Presión de condensación (manométrica) *	17,5 Bar	17,6 Bar	17,8 Bar	18,1 Bar
Subenfriamiento calculado	6 °C	6 °C	5 °C	7 °C
Potencia térmica (sensible) total transferida	25,1 kW	25,61 kW	25,61 kW	26,41 kW
Intercambiador exterior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de ambiente exterior (bulbo seco)	7 °C	15 °C	16 °C	16 °C
Temperatura de ambiente exterior (bulbo húmedo)	3,5 °C	11,5 °C	12 °C	12,5 °C
Temperatura de entrada de aire (bulbo seco)	7 °C	15 °C	16 °C	16 °C
Temperatura de salida de aire (bulbo seco)	0 °C	7,5 °C	8 °C	8,5 °C

FORMULARIO PARA TOMA DE DATOS DE FUNCIONAMIENTO DE EQUIPOS AUTÓNOMOS DE TRATAMIENTO DE AIRE EN RÉGIMEN DE CALEFACCIÓN (Continuación)

Intercambiador interior (Evaporador)	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Temperatura de entrada de aire (bulbo húmedo)	3,5 °C	11,5°C	12°C	12,5°C
Temperatura de salida de aire (bulbo húmedo)	- 1 °C	7°C	7,5°C	8°C
Caída de presión del aire	75 Pa	No medida	No medida	No medida
Caudal de aire	2,06 m³/s	1,95 m³/s	1,95 m³/s	1,95 m³/s
Temperatura de saturación del refrigerante *	- 5 °C	1,8°C	2°C	2,1°C
Temperatura real de aspiración **	1 °C	2,3°C	2,5°C	2,7°C
Presión de evaporación (manométrica) *	3,1 Bar	3,7 Bar	3,9 Bar	3,9 Bar
Recalentamiento calculado	6 °C	0,5 °C	0,5 °C	0,6 °C
Calor sensible transferido al aire	18,5 kW	17,60 kW	18,78 kW	17,60 kW
Calor latente transferido al aire	3,4 kW	4,5 kW	3,57 kW	4,75 kW
Potencia térmica total transferida	21,9 kW	22,10 kW	22,35 kW	22,35 kW
Datos eléctricos	Nominal	1ª Actual	2ª Actual	3ª Actual
Tensión suministro eléctrico entre fases	400/400/400V	378/378/378 V	380/378/382 V	378/379/380 V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	19/19/19 A	17/17/17 A	17.5/18/17.A	18/17,5/ 17A
Desequilibrio de consumos entre fases	< 3 %	0%	0,28%	0,27%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	9/9/9 A	8/7,9/7,8 A	7,8/7,9/7,7 A	7,9/7,9/7,9 A
Consumo de la(s) bomba(s) de aceite	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico bombas drenaje condensados	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Consumo eléctrico resistencias de calefacción	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A	0/0/0 A
Potencia eléctrica total absorbida	12,5 kW	12,21 kW	12,64 kW	12,82 kW
CEE _v /Rendimiento lado evaporador	1,75	1,810	1,768	1,743
CEE _c /Rendimiento lado condensador	2,04	2,097	2,026	2,060
Fecha y hora de las tomas de datos		21/11/05/10:00	21/11/05/10:30	21/11/05/11:00
Nombre del técnico que toma los datos		Raúl Peña Sánchez		

6.2.1 Ejemplo de cálculo de rendimientos por el método indirecto

De forma paralela a la que se ha referido en el ejemplo anterior para una planta enfriadora de agua, a partir de los datos tomados en campo, sobre los fluidos caloportadores exteriores, es posible determinar el rendimiento instantáneo del equipo autónomo por el método indirecto, según se ha definido en el apartado 3.2 de este documento y con las salvedades en cuanto a la precisión de los cálculos que se han indicado en el ejemplo anterior.

Desarrollamos el ejemplo por este método en primer lugar dado que es el que más frecuentemente se utiliza, ya que para ello basta la toma de datos de temperaturas y la medición de caudales de aire en campo, sin tener necesidad de utilizar ábacos, tablas ni diagramas termodinámicos, ni de obtener datos del desplazamiento volumétrico de los compresores en las condiciones de funcionamiento en las que se hayan tomado los datos. No obstante, la experiencia nos

indica que la variabilidad de condiciones de trabajo afecta más, en las máquinas frigoríficas, a los parámetros exteriores que a las condiciones de funcionamiento del agente frigorígeno que evoluciona en el interior del circuito, por lo que el método directo ofrece resultados más fiables que el indirecto, tanto en equipos autónomos como en plantas enfriadoras.

Para la determinación de las potencias térmicas transferidas en los intercambiadores de calor de un equipo autónomo de tratamiento de aire, siguiendo el método indirecto, se deben aplicar las ecuaciones [20] para evaporadores, [21] para condensadores y, en este caso concreto, [19], para el intercambiador de recuperación de calor.

Dado que la máquina en estudio puede funcionar en modo refrigeración y recuperación de calor, o bien en modo calefacción (Bomba de calor) aprovechando exclusivamente la energía útil en el condensador, efectuaremos los cálculos por separado para ambos modos de funcionamiento.

Con el fin de no alargar innecesariamente el desarrollo del ejemplo, aunque en este caso también se han efectuado tres tomas de datos diferentes en ambos modos de funcionamiento, seguiremos el mismo criterio que en el ejemplo anterior y realizaremos los cálculos solamente para los datos obtenidos en una de las tomas de datos, concretamente de los que figuran en la columna "2ª actual". No obstante, en las fichas de tomas de datos se han reflejado los resultados correspondientes a todas las tomas de datos efectuadas que, como puede observarse, no difieren significativamente entre ellos, dado que, en función de esos datos "imaginarios", cabría concluir que la máquina que soporta este ejemplo se encuentra funcionando en condiciones muy próximas a las de plena carga, por lo que a su producción térmica se refiere, aunque los valores de sus parámetros de trabajo distan bastante de los que se han reflejado en las primeras columnas de ambas fichas como condiciones nominales de funcionamiento. Esta situación debe considerarse normal si se tiene en cuenta que la máquina cuenta con un solo compresor que, por ser del tipo indicado, no dispone de regulación de capacidad, lo que conduce a una adaptación de las condiciones del agente frigorígeno, en su evolución

en el interior del circuito, a las condiciones puntuales en las que se encuentran los fluidos exteriores, que dan lugar a variaciones de mayor o menor entidad entre unas condiciones de funcionamiento y otras, salvo cuando todos los factores externos que influyen en el funcionamiento del sistema se encuentran en valores iguales o muy aproximados a los definidos como condiciones nominales de diseño.

La aplicación de la ecuación [20] implica la utilización de valores de la entalpía del aire, por lo que en este caso, y siempre que se analice el funcionamiento de equipos frigoríficos que funcionen con aire como medio caloportador exterior, es recomendable representar las condiciones de estado del aire, en los procesos de transferencia de calor correspondientes a los datos tomados en campo, sobre un diagrama psicrométrico construido para la presión atmosférica más aproximada a la de la ubicación geográfica de la máquina. En la figura 4 se han representado los procesos que corresponden a los datos de este ejemplo, a partir de los cuales es fácil obtener los valores de las entalpías específicas de los puntos iniciales y finales de cada uno de ellos, que son los que se utilizarán para los cálculos de balances térmicos.

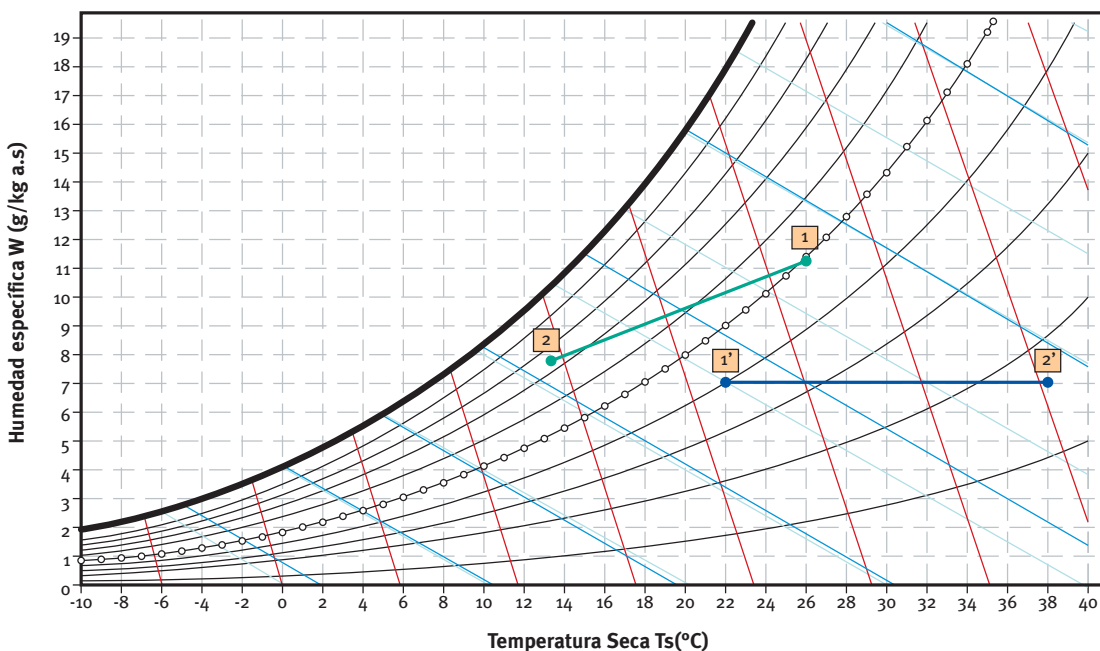


Figura 4: Representación psicrométrica de los procesos de transferencia de calor al aire en la máquina del ejemplo 2.

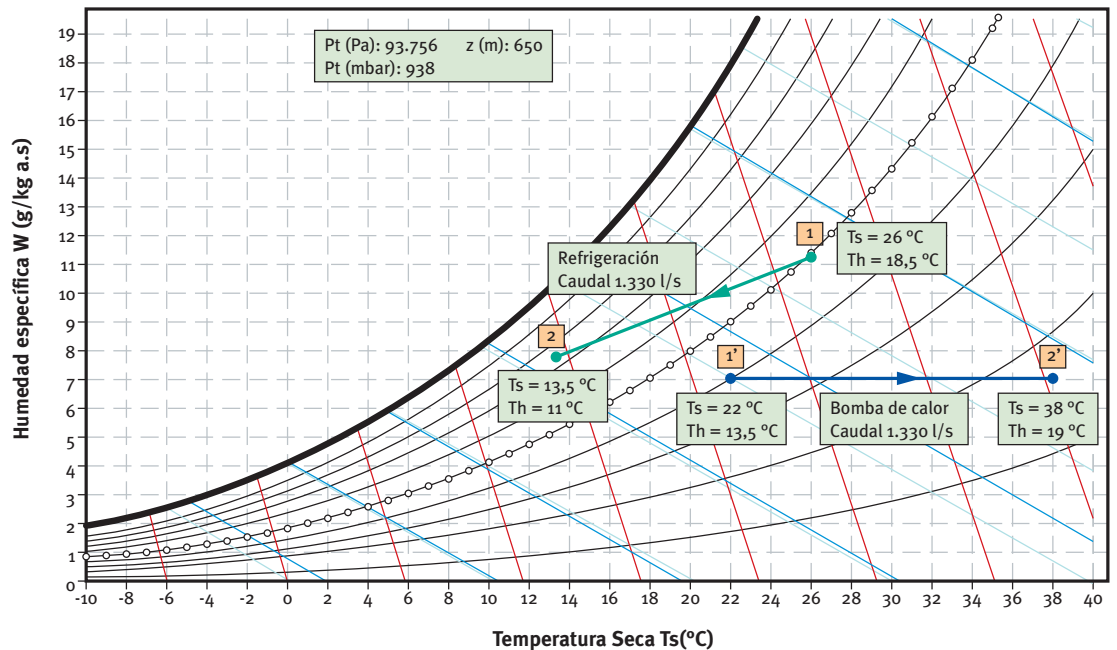


Figura 4: Representación psicrométrica de los procesos de transferencia de calor al aire en la máquina del ejemplo 2.

TRANSFORMACIONES REALIZADAS

Presión total = 93756 Pa equivalente 938 mbar correspondientes a una altitud de 650 m										
Punto	Ts(°C)	Hr(%)	W(g/kg)	Th(°C)	Tr(°C)	H(kj/kg)	Pv(Pa)	Den(kg/m³)	ve(m³/kg)	Caudal(m³/h)
1	26	50	11,36	18,51	14,78	54,94	1682	1,0724	0,9325	4788
Transformación desconocida C.sen. = 18,19kW C.lat. = -12,79kW Ctotal = -30,99kW										
2	13,5	75,11	7,81	11	9,18	33,22	1162	1,1255	0,8885	4562,21
1'	22	39,19	6,95	13,5	7,49	39,66	1036	1,0946	0,9136	4788
Resistencia eléctrica Calor total = 23,58 kW										
2'	38	15,63	6,95	18,89	7,49	55,86	1036	1,0383	0,9631	5047,56

En consecuencia con todo lo indicado y siguiendo el mismo procedimiento que en el ejemplo anterior, calcularemos en primer lugar las potencias térmicas transferidas en los intercambiadores de calor de la máquina:

- Potencia útil instantánea en el evaporador (modo refrigeración y recuperación de calor):

Aplicamos la ecuación [20], con la que determinaremos el calor total (sensible + latente) transferido desde el aire al agente frigorígeno en el evaporador del equipo, utilizando el caudal de aire medido, la densidad del aire y la diferencia de entalpías del aire entre la entrada y la salida del evaporador, cuyos valores se obtienen gráficamente del diagrama psicrométrico:

Tomando la densidad ρ_A como valor constante de 1,2 kg/m³, como se ha indicado en el apartado 6.2.

$$W_{EVP} = V_A \times \rho_A \times (i_{SA} - i_{EA}) = 1,33 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1,2 \times (54,91 - 33,22) = \mathbf{34,617 \text{ kW}}$$

- Calor útil recuperado en el "desuperheater":

Aplicamos la ecuación [19] dado de que se trata de un intercambiador de calor que funciona con agua como fluido calorportador exterior (secundario):

$$W_{REC} = V_W \times \rho_W \times C_{eW} \times (T_{SW} - T_{EW}) = 0,25 \text{ L} / \text{s} \times 1 \times 4,18 \times (26 - 16) = \mathbf{10,45 \text{ kW}}$$

Hemos considerado que la densidad del agua tiene un valor constante de 1 kg/L, que el calor específico es también constante con un valor de 4,18 kJ/kg °C y que el caudal de agua en circulación a través del recuperador de calor se ha determinado a partir de las curvas caudal-pérdida de carga del intercambiador, facilitadas por el fabricante.

Si deseáramos conocer también el calor disipado en el condensador, que no es necesario en este ejemplo a efectos del cálculo del rendimiento instantáneo del equipo, ya que esa energía no se aprovecha en el modo en el que está funcionando la máquina, aplicaríamos la ecuación [21]:

- Potencia instantánea disipada en el condensador del equipo (calor sensible transferido al aire en el condensador):

$$W_{CDS} = V_A \times \rho_A \times C_{eA} \times (T_{sSA} - T_{sEA}) = 1,95 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1,2 \times 1,003 \times (45 - 31) = \mathbf{32,86 \text{ kW}}$$

Tomando el calor específico del aire como valor constante: $C_{eA} = 1,003 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ y la densidad del aire también constante: $\rho_A = 1,2 \text{ kg/m}^3$ y dando por hecho que el caudal de aire a través de la batería condensadora se ha obtenido por medición directa en campo.

La potencia térmica disipada por la máquina en este modo de funcionamiento, es decir el calor total que el refrigerante cede en su condensación incluyendo la componente de calor sensible correspondiente al calor de compresión, se determinaría en este caso por la suma de los valores del calor disipado en el condensador y del calor recuperado en el "desuperheater" calculados en el ejemplo.

Si deseamos determinar la potencia térmica útil aprovechada en el condensador de la máquina cuando esta funciona en el modo "bomba de calor" solo para calefacción, utilizaremos la ecuación [21] con los valores de la ficha de toma de datos en modo calefacción. Aplicando, también en este caso los valores de la columna "2ª actual", obtenemos:

- Potencia útil en modo Bomba de calor. (Calor sensible transferido al aire en el condensador de la máquina, en este modo el intercambiador interior):

A continuación calcularemos las potencias eléctricas instantáneas absorbidas por la máquina en ambos modos de funcionamiento, utilizando para ello la ecuación [9] con los datos de consumos eléctricos medidos sobre las bornas principales de alimentación a la máquina, que se indican en las fichas de tomas de datos correspondientes a cada modo de funcionamiento.

$$W_{CDS} = V_A \times \rho_A \times C_{eA} \times (T_{sSA} - T_{sEA}) = 1,33 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1,2 \times 1,003 \times (38 - 22) = \mathbf{25,61 \text{ kW}}$$

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en modo refrigeración y recuperación de calor:

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\varphi}{1000} = \frac{379,67 \times 26,89 \times 1,73 \times 0,787}{1000} = \mathbf{13,90 \text{ kW}}$$

Adoptando un valor de $\text{Cos}\varphi$ medio de 0,787 para el conjunto de consumidores de la máquina.

- Potencia eléctrica instantánea absorbida en modo calefacción (Bomba de calor):

$$P_{ABS} = \frac{V_F \times IT \times \sqrt{3} \times \text{Cos}\varphi}{1000} = \frac{380 \times 25,3 \times 1,73 \times 0,76}{1000} = \mathbf{12,64 \text{ kW}}$$

Adoptando en este caso un valor de $\text{Cos}\varphi$ medio de 0,76.

Una vez calculados los valores de las potencias térmicas útiles transferidas en los intercambiadores y de las potencias eléctricas instantáneas absorbidas por la máquina en cada modo de funcionamiento, determinaremos el rendimiento instantáneo lado evaporador o lado condensador, en función del modo que se analice, aplicando respectivamente las ecuaciones [5], [6] y [14], considerando en esta última la recuperación de calor. En nuestro ejemplo, para los datos de las columnas "2ª actual" se obtienen los siguientes valores de CEE_V y CEE_C :

Modo refrigeración:

$$\text{Sin recuperación de calor [5]: } \text{CEE}_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{34,61 \text{ kW}}{13,90 \text{ kW}} = \mathbf{2,49}$$

$$\text{Con recuperación de calor [14]: } \eta = \frac{W_{EVP} + W_{SRD}}{P_{ABS}} = \frac{34,61 \text{ kW} + 10,45 \text{ kW}}{13,90 \text{ kW}} = \mathbf{3,242}$$

$$\text{Condensador sin recuperación de calor [6]: } \text{CEE}_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{32,86 \text{ kW}}{13,90 \text{ kW}} = \mathbf{2,364}$$

$$\text{Condensador más recuperación de calor [14]: } \eta = \frac{W_{CDS} + W_{SRD}}{P_{ABS}} = \frac{32,86 \text{ kW} + 10,45 \text{ kW}}{13,90 \text{ kW}} = \mathbf{3,116}$$

El resultado que debe considerarse exclusivamente en este ejemplo correspondiente al rendimiento en modo refrigeración más recuperación de calor (3,242).

Modo calefacción (Bomba de calor):

$$\text{Lado condensador [6]: } \text{CEE}_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{25,61 \text{ kW}}{12,64 \text{ kW}} = \mathbf{2,026} \quad \text{CEE}_V = \frac{W_{EVP}}{P_{ABS}} = \frac{22,35 \text{ kW}}{12,64 \text{ kW}} = \mathbf{1,768}$$

Lado evaporador (solo a título de ejemplo ya que no se debe considerar en este caso) [5].

En este ejemplo, el resultado que debe considerarse es el correspondiente al calor útil aprovechado en el condensador de la máquina (2,026).

El proceso seguido para los datos de las columnas "2ª actual" de ambas fichas de tomas de datos se aplicaría a los valores correspondientes a las otras dos mediciones efectuadas, para obtener las potencias térmicas y eléctricas y los rendimientos instantáneos que figuran en ambas fichas.

Obtenidos los valores de los rendimientos instantáneos de la máquina, para las tres condiciones de trabajo medidas en cada modo de funcionamiento, calcularíamos el valor medio de esos rendimientos instantáneos.

Rendimiento instantáneo medio de la máquina en modo refrigeración y recuperación de calor:

$$\eta_{\text{medio}} = \frac{3,052 + 3,242 + 3,271}{3} = 3,188$$

Rendimiento instantáneo medio de la máquina en modo calefacción (Bomba de calor):

$$CEE_C \text{ medio} = \frac{2,097 + 2,026 + 2,060}{3} = 2,061$$

Que corresponderían a los valores de los rendimientos medios, en modo refrigeración y recuperación de calor, y en modo calefacción, respectivamente, calculados por el método indirecto y a considerar como resultados de la inspección del equipo autónomo de tratamiento de aire de este ejemplo.

6.2.2 Ejemplo de cálculo de rendimientos por el método directo

El procedimiento de cálculo de rendimientos por el método directo para equipos frigoríficos que funcionan con aire como medio caloportador externo es, igualmente, muy similar al detallado para máquinas que refrigeran agua, en el ejemplo desarrollado en el apartado 6.1.2.

Seguimos considerando los datos anotados en las columnas "2ª actual" de las fichas de tomas de datos cumplimentadas, para no alargar innecesariamente el desarrollo del ejemplo. Con estos datos y utilizando un diagrama termodinámico del agente frigorígeno que evoluciona por los circuitos, en este caso R-407 C, construiremos gráficamente los ciclos de funcionamiento instantáneos en cada modo de funcionamiento, según se representan en las figuras 5 y 6, siguientes:

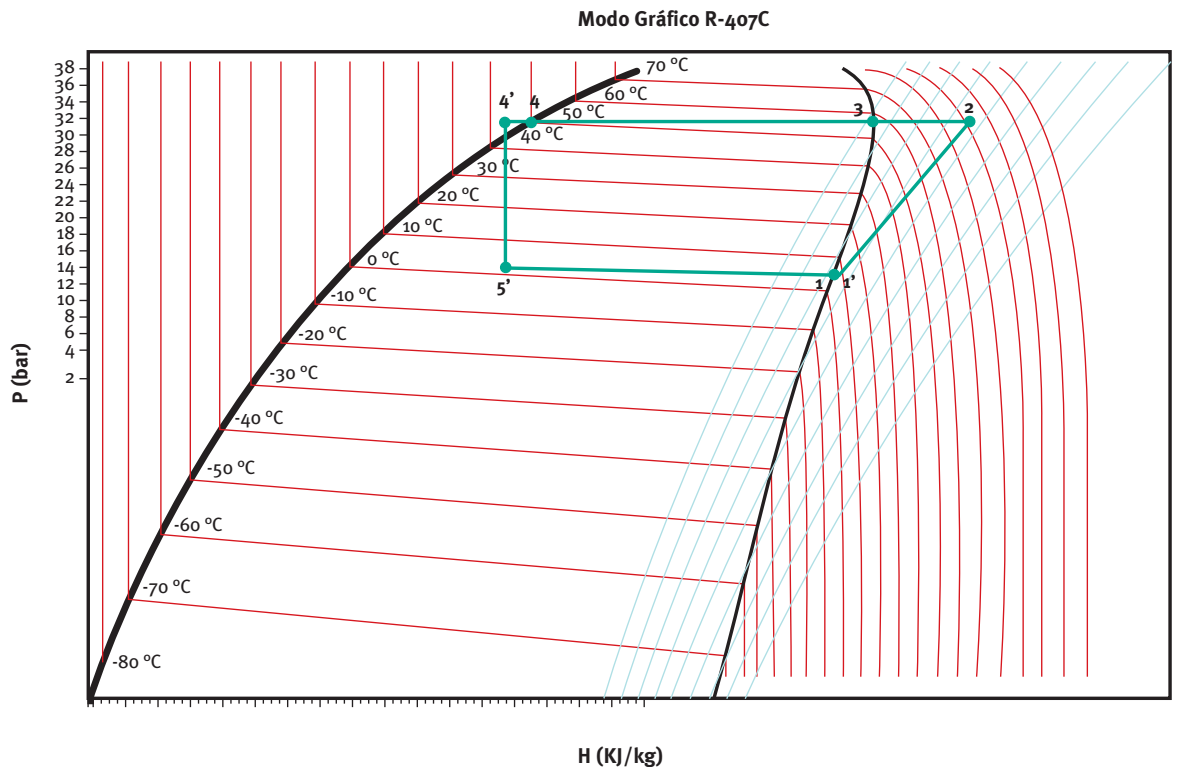


Figura 5: Representación del ciclo frigorífico de la máquina funcionando en las condiciones del ejemplo 2. Modo frío y recuperación de calor.

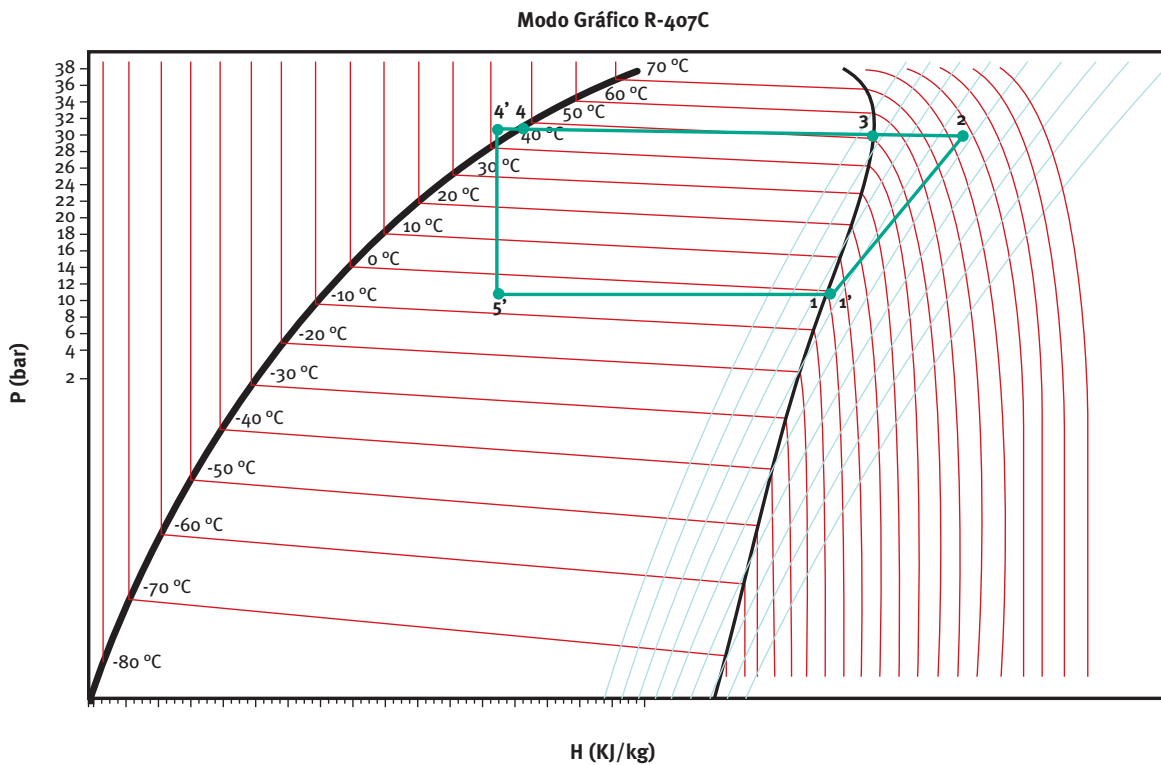


Figura 6: Representación del ciclo frigorífico de la máquina funcionando en las condiciones del ejemplo 2. Modo Bomba de Calor.

A partir de las representaciones instantáneas de los ciclos frigoríficos, utilizando los propios diagramas termodinámicos o bien tablas de propiedades de estado del R-407 C, o aplicaciones informáticas de cálculo, determinaremos

los valores de las entalpías del agente frigorígeno en todos los puntos significativos de cada ciclo. Concretamente en este ejemplo consideraremos los datos de partida y valores de entalpías que se resumen en las siguientes tablas:

FUNCIONAMIENTO EN MODO REFRIGERACIÓN CON RECUPERACIÓN DE CALOR

Punto del ciclo	Estado Refrigerante	P Absoluta Bar	Temperatura °C	Entalpía Esp. kJ/kg
1	Vapor saturado salida evaporador	5,67**	6*	411,90**
1'	Vapor recalentado aspiración comp.	5,67*	8*	413,72**
2	Vapor sobrecalentado descarga comp.	21,9*	95,7*	476,0**
3	Vapor saturado inicio condensación	21,8**	54*	428,93**
4	Líquido saturado salida condensador	21,8**	54*	287,39**
4'	Líquido subenfriado salida condensador	21,7**	43*	267,44**
5'	Líquido + vapor entrada evaporador	5,9*	2,1*	260,9**

* Datos medidos directamente sobre la máquina.

** Valores calculados u obtenidos de tablas, ábacos o programas de cálculo, a partir de los datos medidos.

FUNCIONAMIENTO EN MODO BOMBA DE CALOR

Punto del ciclo	Estado Refrigerante	P Absoluta Bar	Temperatura °C	Entalpía Esp. kJ/kg
1	Vapor saturado salida evaporador	4,96**	2*	409,75**
1'	Vapor recalentado aspiración comp.	4,9*	2,5*	410,33**
2	Vapor sobrecalentado descarga comp.	18,8*	89*	472,53**
3	Vapor saturado inicio condensación	18,8**	48*	428,28**
4	Líquido saturado salida condensador	18,8**	48*	276,42**
4'	Líquido subenfriado salida condensador	18,7**	43*	212,28**
5'	Líquido + vapor entrada evaporador	5,1*	1,9*	211,64**

* Datos medidos directamente sobre la máquina.

** Valores calculados u obtenidos de tablas, ábacos o programas de cálculo, a partir de los datos medidos.

Recordamos que el R-407 C es una mezcla semiaceotrópica de tres componentes (25% HFC-125, 52% HFC-143 a y 23% HFC-32), por lo que, como sucede en todos los agentes frigorígenos compuestos con mezclas de este tipo, al tener los tres componentes diferentes temperaturas de saturación, los procesos de cambio de estado del conjunto no se efectúan a temperatura y presión constante, sino que cada uno de los componentes cambia de estado en condiciones diferentes dentro de los límites que corresponden al “deslizamiento” (*glide*) propio de cada mezcla en las condiciones de presión y temperatura en las que en cada momento se encuentre en su evolución en el interior del circuito. No obstante esta consideración conceptual, y habida cuenta de que para la toma de datos sobre una máquina real solo podrán utilizarse termómetros y manómetros conectados a las tomas que se encuentren disponibles en la máquina, es preciso conocer que los valores que se obtengan a partir de lecturas directas corresponderán a la situación

real de estado de la mezcla, en cada momento de la evolución del agente frigorígeno dentro del circuito, y serán representativos de la situación media de presiones y temperaturas de saturación del conjunto de los componentes de la mezcla, con independencia de que se haya completado, o no, el proceso de cambio de estado de cada componente en cada punto del circuito en el que se efectúen las tomas de datos.

También, a partir de los datos de volumen específico que figuran en los diagramas, o bien utilizando tablas de condiciones de estado del fluido frigorígeno, y preferentemente utilizando para esta determinación aplicaciones informáticas, ya que éstas favorecerán una mayor precisión, identificaremos los valores de la densidad del vapor en la aspiración del compresor (punto 1') correspondientes a las condiciones de funcionamiento de cada ciclo, obteniendo en este ejemplo los siguientes resultados:

DENSIDADES R-407 C

Punto del ciclo	Estado Refrigerante	Modo refrigeración Densidad kg/m ³	Modo Bomba de Calor
1'	Vapor recalentado aspiración comp.	22,99**	20,16**

** Valores calculados u obtenidos de tablas y ábacos, a partir de los datos medidos sobre la máquina.

A continuación procederíamos a determinar las potencias transferidas, entre el agente frigorígeno y el medio exterior, en los intercambiadores de la máquina, en este caso, evaporador y recuperador de calor, y condensador, según el modo de funcionamiento que se analice, aplicando respectivamente las ecuaciones: [7'] y [15'], u [8']. Para la aplicación de estas ecuaciones es preciso conocer previamente los datos relativos a los desplazamientos volumétricos de los compresores, en las condiciones instantáneas de trabajo correspondientes a cada modo.

Solicitamos los datos necesarios al fabricante del equipo, el cual nos informa de que el desplazamiento volumétrico del compresor instalado en esta máquina es de 35 m³/h, en condiciones de plena carga y en cualquier situación, ya que el compresor en cuestión no dispone de ningún dispositivo de parcialización de capacidad, salvo que se modifique la velocidad de rotación de su motor alimentándolo mediante un convertidor de frecuencia, circunstancia que no se da en la máquina objeto de este ejemplo. Si así fuera, el desplazamiento volumétrico sería directamente proporcional a la velocidad de rotación instantánea del motor.

Consecuentemente, en este ejemplo, consideraremos para nuestros cálculos un desplazamiento volumétrico fijo de 35 m³/h (0,00972 m³/s) y aplicaremos las ecuaciones indicadas:

Modo refrigeración y recuperación de calor

Potencia transferida en el evaporador:

Aplicamos la ecuación [7'], con la que determinaremos el calor total (sensible + latente) transferido desde el aire al agente frigorígeno en el evaporador del equipo:

$$W_{EPV} = DV \times d_{VAP} \times (i_1' - i_5') = 0,00972 \text{ m}^3/\text{s} \times 22,99 \times (413,72 - 260,9) = \mathbf{34,15 \text{ kW}}$$

Potencia transferida en el "desuperheater":

Aplicamos la ecuación [15']:

$$W_{SRD} = DV \times d_{VAP} \times (i_2 - i_3) = 0,00972 \text{ m}^3/\text{s} \times 22,99 \times (476,0 - 428,93) = \mathbf{10,52 \text{ kW}}$$

Modo Bomba de calor

Potencia transferida en el condensador:

Aplicamos la ecuación [8'], con la que determinaremos el calor total (todo sensible en este caso) transferido desde el agente frigorígeno al aire en el condensador del equipo, que en este modo de funcionamiento sería el intercambiador interior de la máquina, considerando que en este intercambiador se disipa, tanto el calor de cambio de estado de condensación del fluido frigorígeno como el calor sensible debido a la compresión, con independencia de que se aproveche o no el "desuperheater". Se considera también que el subenfriamiento del agente frigorígeno se produce en la propia batería condensadora:

$$W_{CDS} = DV \times d_{VAP} \times (i_2 - i_4) = 0,00972 \text{ m}^3/\text{s} \times 20,16 \times (472,53 - 212,28) = \mathbf{50,99 \text{ kW}}$$

Si se considera que en la batería condensadora se aprovecha exclusivamente el calor de cambio de estado del agente frigorígeno y que tanto el calor sensible debido a la compresión como el correspondiente al subenfriamiento no se aprovechan, el cálculo se efectuaría de forma similar aplicando en la ecuación anterior las entalpías correspondientes al vapor saturado y al líquido saturado:

$$W_{CDS} = DV \times d_{VAP} \times (i_3 - i_4) = 0,00972 \text{ m}^3/\text{s} \times 20,16 \times (428,28 - 276,42) = \mathbf{29,76 \text{ kW}}$$

Destacamos que, como ocurrió en el ejemplo desarrollado en el apartado 6.1.2, los valores obtenidos no coinciden con los calculados por el método indirecto, debido fundamentalmente a errores de apreciación en las tomas de datos o como consecuencia de posicionamientos poco correctos de los diferentes instrumentos de medida, causados por las dificultades de acceso a la máquina. La mayor desviación se observa entre los resultados correspondientes al calor aprovechado en la batería interior en el modo bomba de calor, y podría justificarse si se tiene en cuenta que para la aplicación del método directo se ha efectuado el cálculo de esta potencia considerando que en la batería interior se aprovecha totalmente tanto el calor de la compresión como el extraído del agente frigorígeno durante el proceso de subenfriamiento. El valor que se obtiene considerando exclusivamente el calor de cambio de estado (condensación) se aproxima mucho más al calculado por el método indirecto.

Una vez determinadas las potencias térmicas (medias instantáneas) transferidas en los intercambiadores de calor de la máquina, se sigue un procedimiento idéntico al definido en el apartado anterior, que es válido tanto para el método indirecto de cálculo como para el directo.

La potencia eléctrica absorbida en cada circuito se calcula aplicando la ecuación [9], como en todos los casos, y a partir de los mismos datos de partida que se han utilizado en el método indirecto, si bien, en este caso, para abreviar, trabajaremos con los valores medios de las potencias absorbidas por la máquina, en sus diferentes modos de funcionamiento, obtenidos como media de los tres valores de potencia absorbida que figuran en las tres columnas de ambas fichas de toma de datos.

En consecuencia, los valores medios de potencia absorbida que consideraremos en este ejemplo son los siguientes:

- Potencia eléctrica media absorbida en modo refrigeración y recuperación de calor:

$$P_{ABS} = \frac{13,1 + 13,9 + 14,04}{3} = \mathbf{13,68 \text{ kW}}$$

- Potencia eléctrica media absorbida en modo calefacción (Bomba de calor):

$$P_{ABS} = \frac{12,21 + 12,64 + 12,82}{3} = \mathbf{12,56 \text{ kW}}$$

Tras calcular los valores medios de las potencias térmicas útiles transferidas en los intercambiadores y de las potencias eléctricas instantáneas absorbidas en cada modo de funcionamiento, en las condiciones medidas, los rendimientos medios instantáneos, en modo refrigeración con recuperación de calor y en modo bomba de calor (solo calefacción), se determinan, en este caso, aplicando las

ecuaciones [14] y [6], respectivamente. Los resultados que se obtienen en este ejemplo son los siguientes:

Modo refrigeración con recuperación de calor:

Aplicamos la ecuación [14] directamente:

$$\eta = \frac{W_{EVP} + W_{SRD}}{P_{ABS}} = \frac{33,20 \text{ kW} + 10,45 \text{ kW}}{13,68 \text{ kW(e)}} = \mathbf{3,19}$$

Modo calefacción (Bomba de calor):

Aplicamos la ecuación [6] ya que solo queremos determinar el CEE_C en este modo de funcionamiento:

$$CEE_C = \frac{W_{CDS}}{P_{ABS}} = \frac{27,26 \text{ kW}}{12,56 \text{ kW(e)}} = \mathbf{2,17}$$

Los resultados obtenidos se consideran los medios de las condiciones instantáneas tomadas en cada columna, es decir, los rendimientos medios de la máquina, en conjunto, para cada modo de funcionamiento, obtenidos durante su inspección.

Las diferencias que se aprecian entre los resultados obtenidos por ambos métodos de cálculo pueden considerarse admisibles, ya que no implican en ningún caso una desviación superior al 10%. Es aceptable también, siempre que se efectúen los cálculos por ambos métodos, considerar como resultados definitivos de la evaluación de rendimientos instantáneos, los correspondientes a la media de los resultados obtenidos en cada uno de ellos.



Extrapolación para la estimación de rendimientos estacionales

La variabilidad de los diversos factores externos que afectan a las condiciones de funcionamiento, y por consecuencia, a los rendimientos de las máquinas frigoríficas, consideradas como parte de una instalación real, hacen difícil la determinación de valores de rendimiento diferentes de los instantáneos que pueden obtenerse por la aplicación de los procedimientos que se han especificado en los capítulos anteriores de este documento.

La información sobre rendimientos que aparece en los catálogos técnico-comerciales de los fabricantes, se refiere en la práctica totalidad de los casos a datos teóricos, o a datos prácticos obtenidos en banco de pruebas, en condiciones de máxima capacidad de las máquinas. Raramente se aportan, en esta información técnico-comercial, datos sobre condiciones de funcionamiento y rendimiento en situaciones de carga parcial.

La información sobre condiciones de funcionamiento y rendimientos a carga parcial resulta de gran valor para quienes tienen que evaluar la eficiencia energética de las máquinas en situaciones reales de funcionamiento, más o menos alejadas de las que pueden obtenerse en un banco de pruebas, como las que habitualmente tienen lugar en cualquier sistema en servicio, funcionando en el contexto de las instalaciones térmicas de cualquier edificio y, por lo tanto, sometido a los efectos de factores externos que difícilmente pueden ser modificados con la precisión y prontitud requeridas para llevar a un equipo concreto a su funcionamiento "en condiciones nominales de catálogo".

Se puede afirmar, casi con absoluta certeza, que cualquier inspección de cualquier máquina frigorífica, que deba ser llevada a la práctica en cumplimiento de la IT 4 del RITE, se efectuará cuando la máquina en cuestión se encuentre funcionando en condiciones de carga parcial, cualquiera que sea la fecha en la que se realice la

inspección e incluso si esta coincide con los momentos de máxima demanda de la instalación, como consecuencia, precisamente, de la variabilidad de los factores externos que afectan a la máquina, según se ha venido advirtiendo a lo largo de este documento, cuya corrección y ajuste va a quedar fuera del alcance de los operadores de la instalación y, por supuesto, del técnico encargado de efectuar la inspección. La coincidencia instantánea de todos los factores que afectan al funcionamiento de una máquina en las condiciones para las que ha sido diseñada es, estadísticamente, muy improbable.

Consecuentemente, los datos de funcionamiento que podrán obtenerse en la mayoría de las inspecciones que se efectúen corresponderán a situaciones "no nominales" de funcionamiento de la máquina, a capacidad parcial, y no podrán ser comparados con datos disponibles en la información técnica y comercial de los fabricantes, porque éstos no estarán referidos a las mismas condiciones medidas. En todo caso los técnicos inspectores siempre tendrán la posibilidad de entrar en contacto con los fabricantes para solicitarles los datos de rendimiento obtenidos en banco de pruebas en las condiciones en las que se haya efectuado una inspección, lo cual es recomendable cuando no se disponga de otra información, para poder compararlos con los valores que resulten de los cálculos especificados en este documento guía.

Con carácter general, los datos de rendimiento obtenidos en condiciones de carga parcial no podrán ser extrapolados, en ningún caso, en el intento de determinar los valores que les corresponderían en condiciones de capacidad plena. Según la normativa consultada, la extrapolación no es aceptable, aunque si lo es la interpolación. Concretamente, la norma ARI 550/590-98 prohíbe la extrapolación, incluso a partir de datos tomados en banco de pruebas. Dicho de otra forma, sería aceptable reglamentariamente obtener por interpolación el

rendimiento correspondiente a una situación de capacidad parcial a partir de dos valores extremos, por ejemplo, el rendimiento de una máquina al 60% de su capacidad nominal conocidos los rendimientos a plena capacidad y a un 25%; pero no serían válidos los resultados que se obtendrían para una condición del 100% de capacidad extrapolando los valores correspondientes al 25 y al 60%.

A tenor de todo lo referido hasta este punto, tampoco sería aceptable extrapolar valores de rendimiento instantáneo, puntuales, para determinar rendimientos, Coeficientes de eficiencia energética ni COP, estacionales, ya que se incurriría en errores importantes de evaluación. Por consiguiente, los valores de rendimiento instantáneo que puedan calcularse siguiendo los procedimientos que se han indicado en este documento, solo podrán considerarse como tales y como indicadores aproximados de la relación entre las potencias útiles que puedan aprovecharse de una máquina concreta y los consumos energéticos necesarios para poder conseguir esas potencias.

El único procedimiento que podemos considerar válido para la determinación de los rendimientos estacionales, durante un periodo de tiempo determinado, tanto para una máquina frigorífica en concreto como para cualquier otro componente de una instalación térmica de un edificio, susceptible de ser analizado desde la óptica de su comportamiento o eficiencia energética, es el que el RITE establece como obligatorio para las instalaciones de nueva construcción realizadas con posterioridad a la entrada en vigor de este reglamento.

Este procedimiento se basa en la medición directa, el registro y el cómputo total de los consumos habidos durante el periodo correspondiente y en la identificación de la curva de demanda real de potencia durante el mismo periodo, mediante la utilización de instrumentos fijos de medida y registro que establecen como obligatorios en el vigente RITE. Recordamos que, el equipamiento mínimo de instrumentos de medición, indicadores o registradores, con el que deben estar dotadas las instalaciones de más de 70 kW de capacidad frigorífica, de acuerdo a esta IT, se ha referido en el capítulo 4.2 de este documento.

La integración de las demandas puntuales en el tiempo, correspondiente a un periodo o estación determinada, dará como resultado la energía aprovechada en ese periodo, la cual, dividida por el consumo total de energía computado para el funcionamiento de la máquina frigorífica, o del equipo o sistema de que se trate, durante el

mismo periodo, dará como resultado el rendimiento (COP) estacional de dicho equipo. La identificación de la curva de demanda podrá obtenerse a partir de la aplicación de un modelo matemático, por ejemplo un programa solvente de cálculo de pérdidas y ganancias de calor reconocido por el RITE, o bien a partir de la medición directa y sistemática de las potencias suministradas por la máquina, mediante la utilización de un contador de energía, como preconiza el propio RITE para instalaciones de producción frigorífica.

En resumen, por cualquiera de los procedimientos de obtención de datos indicados, el rendimiento estacional (COP) de una máquina, de un sistema o de una instalación completa, vendría determinado por la siguiente expresión:

$$\text{COP} = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P \times dt}{\sum_{i=0}^{i=n} E_i} \quad [24]$$

Es decir, por la relación entre la energía aprovechadas de la máquina, sistema o instalación, en el periodo de tiempo que se considere, y la suma de los consumos de energía habidos para su funcionamiento durante el mismo periodo.

Con independencia de otras consideraciones relativas al cumplimiento de la reglamentación, resulta siempre aconsejable, como regla de buena práctica, que los responsables de la gestión técnica y económica de los edificios, con el apoyo de los mantenedores de las instalaciones térmicas, lleven a cabo un seguimiento permanente, y lo más exhaustivo que en cada caso sea posible, de la evolución de los consumos energéticos de sus instalaciones, controlando periódicamente los rendimientos de los principales equipos consumidores y determinando, al menos una vez al año, los consumos reales que se hayan producido durante el periodo. Las medidas de los consumos anuales o estacionales de energía eléctrica y de energía térmica deberán compararse con los consumos anuales calculados en proyecto, con el fin de detectar y analizar las desviaciones que se vayan produciendo con el transcurso del tiempo de funcionamiento de las instalaciones consumidoras. Cuando se observe que alguno de los consumos medidos supere en un 20% al correspondiente consumo calculado en proyecto, se deberán averiguar las causas del desfase y tomar las medidas correctoras correspondientes.

Otros comentarios y consideraciones de mayor profundidad y detalle sobre este asunto quedan fuera del alcance de este documento.

APÉNDICE I. NORMAS PARA CONSULTA

RITE - IT 1

Diseño y Dimensionado.

RITE - IT 3

Mantenimiento y uso.

RITE - IT 4

Inspección.

RSF - (R.D. 3099/1977)

Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas y sus Instrucciones Complementarias MI-IF (Orden del Ministerio de Industria y Energía de 24 de enero de 1978).

Norma UNE-EN-ISO 9001:2000

Sistemas de gestión de la calidad.

Norma UNE 86609:1985

Maquinaria Frigorífica de compresión mecánica. Fraccionamiento de potencia.

Norma UNE 100000: 1995

Climatización. Terminología.

Norma UNE 100000/IM: 1997

Climatización. Terminología. 1ª Modificación.

Norma UNE 100010-1: 1989

Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 1: Instrumentación.

Norma UNE 100010-2: 1989

Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 2: Mediciones.

Norma UNE 100010-3: 1989

Climatización. Pruebas de ajuste y equilibrado. Parte 3: Ajuste y equilibrado.

Norma UNE 100104: 1988

Climatización. Conductos de chapa metálica. Pruebas de recepción.

Norma ARI 550/590-98

(ARI Standard 550/590-98) Standard for Water Chilling Packages Using the Vapour Compression Cycle.

Norma ASHRAE 30-1995

(ASHRAE Standard 30-1995) Method of Testing Liquid Chilling Packages, 1995.

Norma ASHRAE 41.1-86

(ASHRAE Standard 41.1-86) Measurements Guide - Section on Temperature Measurements, 1986.

Norma IEC 38: 1983

IEC Standard Publication 38, IEC Standard Voltages, 1983.

APÉNDICE II. TÉRMINOS Y DEFINICIONES

En este documento se utilizarán los términos y conceptos que se definen a continuación:

Fluido frigorígeno: Fluido utilizado en la transmisión de calor que evoluciona en el interior del circuito frigorífico del sistema de refrigeración, absorbiendo calor a bajas temperaturas y cediéndolo a temperaturas y presiones más elevadas, de y hacia los fluidos exteriores de la máquina, en procesos en los que, generalmente, se producen cambios de fase. Sinónimos que se utilizarán también en este documento: Agente frigorígeno, refrigerante.

Fluido frigorífero: Fluido externo al circuito frigorífico. Sustancia intermedia utilizada para transportar calor entre el fluido frigorígeno y el medio a enfriar o calentar. Usualmente, en las instalaciones consideradas en este documento se utiliza: aire, agua o salmueras de bajo punto de congelación. Sinónimos que se utilizarán también en este documento: Fluido secundario, fluido caloportador, fluido exterior.

Coefficiente de eficiencia energética: Ratio que indica la relación entre la energía transferida en un intercambiador de una máquina frigorífica y la energía que es preciso aportar a la máquina para conseguir esta transferencia.

CEE_v: Coeficiente de eficiencia energética lado evaporador. Ratio entre la energía transferida a un medio externo en un evaporador frigorífico y la que se aporta a la máquina para conseguir dicha transferencia.

CEE_c: Coeficiente de eficiencia energética lado condensador. Ratio entre la energía transferida a un medio externo en un condensador frigorífico y la que se aporta a la máquina para conseguir dicha transferencia.

Rendimiento instantáneo: Relación entre la potencia instantánea aprovechada de una máquina frigorífica, medida en las condiciones puntuales en las que se encuentra funcionando en un instante determinado, y la potencia eléctrica o térmica, absorbida en ese mismo instante, por todos los conceptos de consumo que implica el funcionamiento de la máquina.

Rendimiento estacional: Relación entre la energía frigorífica aprovechada en una máquina durante un periodo determinado de funcionamiento, normalmente una estación completa, y la energía total consumida por la máquina, por todos los conceptos computables para su funcionamiento, durante el mismo periodo.

Temperatura de Saturación: Temperatura de equilibrio a la que se produce un cambio de estado. En sustancias

puras y en mezclas azeotrópicas corresponde biunívocamente con una presión que se denomina Presión de Saturación. Ambas permanecen constantes durante los procesos de cambio de estado. Cuando se utilizan mezclas no azeotrópicas, las temperaturas y presiones varían a lo largo del proceso de cambio de estado, de forma más o menos acusada según la composición de la mezcla que se utilice. Ver la definición de “Deslizamiento”. Las condiciones de saturación son propiedades termodinámicas particulares de cada sustancia y, por lo tanto, diferentes para cada agente frigorígeno, puro o mezcla, que se considere.

Presión de Saturación: Presión de equilibrio a la que se produce un cambio de estado. En sustancias puras y en mezclas azeotrópicas corresponde biunívocamente con una temperatura que se denomina Temperatura de Saturación. Ambas permanecen constantes durante los procesos de cambio de estado. Cuando se utilizan mezclas no azeotrópicas, las temperaturas y presiones varían a lo largo del proceso de cambio de estado, de forma más o menos acusada según la composición de la mezcla que se utilice. Ver la definición de “Deslizamiento”. Las condiciones de saturación son propiedades termodinámicas particulares de cada sustancia y, por lo tanto, diferentes para cada agente frigorígeno, puro o mezcla, que se considere.

Deslizamiento (Glide): Es la diferencia, en valor absoluto, de temperatura existente en el proceso isobárico de ebullición o condensación de una mezcla no azeotrópica de refrigerantes, entre la temperatura de saturación a la que se evapora o condensa el componente con temperaturas de ebullición o condensación más bajas y las respectivas condiciones de saturación del componente que cambia de estado a temperaturas más elevadas, para cada presión determinada.

Temperatura de descarga: Temperatura real del proceso de compresión a la que se efectúa la descarga del fluido frigorígeno, desde un compresor hacia el condensador correspondiente. Esta temperatura no es de saturación, ya que corresponde a un gas sobrecalentado en un proceso de compresión politrópica, por lo que debe ser medida directamente, con un termómetro, en la línea de descarga del compresor del circuito que se esté inspeccionando.

Temperatura de aspiración: Temperatura real a la que un compresor frigorífico aspira los vapores producidos en un evaporador. Esta temperatura no es de saturación, ya que corresponde a un gas normalmente recalentado tras un proceso de evaporación, isotérmica o no isotérmica según se trate de un fluido frigorígeno puro o de una mezcla azeotrópica o bien de una mezcla no azeotrópica.

ca, por lo que debe ser medida directamente con un termómetro en la línea de aspiración del compresor en un punto próximo a la salida del evaporador.

Temperatura del líquido: Temperatura real a la que se encuentra un agente frigorígeno condensado antes de su acceso al sistema de laminación del circuito. Esta temperatura no es de saturación ya que corresponde a un líquido, normalmente subenfriado después de un proceso de condensación, isotérmica o no isotérmica según se trate de un fluido frigorígeno puro o de una mezcla azeotrópica o bien de una mezcla no azeotrópica, por lo que debe ser medida directamente con un termómetro en la línea de líquido del circuito frigorífico en un punto próximo a la entrada del dispositivo o válvula de expansión.

Recalentamiento: Parámetro de rendimiento de un ciclo frigorífico real, que se define como la diferencia entre la temperatura de aspiración de los gases por el compresor y la temperatura de saturación del vapor del agente frigorígeno, o de la mezcla de refrigerantes, a la presión en la que se esté produciendo la evaporación en el circuito correspondiente, ambas medidas en una condición instantánea de funcionamiento. Aunque el efecto del recalentamiento siempre afecta negativamente al rendimiento de un ciclo, cabe establecer una diferencia entre el recalentamiento que puede considerarse "útil" porque se aprovecha para la refrigeración del fluido exterior y constituye un factor de seguridad imprescindible para garantizar que no se producirá trasiego de refrigerante en estado líquido desde el evaporador hacia el compresor, para cuya consecución se utiliza una pequeña parte de la superficie de intercambio térmico del propio evaporador en la que el agente frigorígeno ya evaporado supera en 2 ó 3 grados la temperatura de saturación correspondiente, absorbiendo calor sensible del fluido exterior, y el que puede considerarse "no útil" porque supone desaprovechar parte de la superficie de intercambio del evaporador para elevar la temperatura del vapor aspirado por el compresor sin ningún efecto práctico para la producción frigorífica, o bien para referirse al recalentamiento que puede experimentar el vapor en su circulación a través de la tubería de aspiración, igualmente sin ningún aprovechamiento práctico ni de seguridad, sino al contrario, dado que puede ocasionar una temperatura excesivamente alta en la aspiración del compresor que dificulte, incluso, la correcta refrigeración de sus partes internas.

Subenfriamiento: Parámetro de rendimiento de un ciclo frigorífico real, que se define como la diferencia entre la temperatura de saturación que corresponde al agente frigorígeno en estado líquido a la presión de condensación y la temperatura real del fluido líquido antes del

dispositivo de laminación, en el circuito correspondiente, ambas medidas en una condición instantánea de funcionamiento.

Entalpía: Parámetro termodinámico que indica el contenido de energía útil de una sustancia. Aplicada a un agente frigorígeno confinado en el interior de un circuito frigorífico se interpreta como indicador del contenido de calor total del fluido, en cada condición de estado en las que puede encontrarse a lo largo de su evolución en el circuito. En una instalación real no es posible medir la entalpía directamente, por lo que los valores de este parámetro que se utilizan en los cálculos se obtienen a partir de los correspondientes de temperaturas y presiones, mediante la utilización de tablas de condiciones de estado, ábacos termodinámicos, específicos para el fluido de que se trate, o aplicaciones de software específicas.

Energía transferida en un evaporador: Diferencia de entalpías del agente frigorígeno entre la correspondiente a las condiciones de la mezcla de líquido y vapor a la entrada del evaporador y las del vapor recalentado a la salida de este intercambiador de calor, ambas tomadas a la misma presión, que permanece constante en el cambio de estado cuando se utiliza un refrigerante puro o una mezcla azeotrópica, o bien a las respectivas presiones de entrada y de salida del evaporador, cuando se utilizan mezclas no azeotrópicas. Es preciso recordar que, en cualquiera de los casos, las presiones de evaporación varían en cada situación de funcionamiento de un circuito frigorífico determinado, en función de las condiciones de los fluidos caloportadores exteriores.

Energía transferida en un condensador: Diferencia de entalpías del agente frigorífico entre las condiciones del gas de descarga (sobrecalentado) a la entrada del condensador, o intercambiador de recuperación de calor, y las del líquido, saturado o subenfriado, a la salida del condensador, ambas tomadas a la presión de saturación de condensación correspondiente, que permanece constante en el cambio de estado cuando se utiliza un refrigerante puro o una mezcla azeotrópica, o bien a las respectivas presiones de entrada y de salida del condensador, cuando se utilizan mezclas no azeotrópicas. Como en el evaporador, en cualquiera de los casos, las presiones de condensación varían, en cada situación de funcionamiento de un circuito frigorífico determinado, en función de las condiciones de los fluidos caloportadores exteriores.

Energía de compresión: Vulgarmente denominada "Calor de compresión". Diferencia de entalpías del agente frigorífico entre la condición del gas de descarga (sobrecalentado) a la salida del compresor y la del vapor de

aspiración a la entrada del compresor, ambas obtenidas a las temperaturas y presiones correspondientes a cada estado.

Consumo del compresor: Energía eléctrica o térmica absorbida en el proceso de compresión del agente frigorígeno. Corresponde con la potencia absorbida por el compresor y varía en función de las condiciones de funcionamiento del circuito y de las situaciones de capacidad, plena o parcial, en la que se encuentre la máquina en un momento dado. Puede medirse directamente con un vatímetro o indirectamente a partir de las tensiones de suministro eléctrico y de las intensidades de fase instantáneas. En el caso de compresores accionados por motores térmicos el consumo se refiere a la energía primaria absorbida por el motor en la situación de carga en la que se encuentre.

Potencia absorbida por la máquina: Energía eléctrica o térmica absorbida por los diferentes elementos consumidores instalados en ella e imprescindibles para su correcta operación, en cualquier condición de funcionamiento. Este concepto incluye el consumo de: motores

de ventiladores, servomotores de válvulas, elementos de regulación y control, y otros componentes consumidores de energía propios de la máquina, además del consumo de los compresores.

Aire de impulsión: Aire que entra en un local tratado o en el sistema después de cualquier tipo de tratamiento. A los efectos de este documento: Caudal de aire que circula a través de la batería evaporadora de un equipo frigorífico de tratamiento de aire.

Aire de mezcla: Aire que, en un caudal másico idéntico al del aire de impulsión, llega a la batería evaporadora de un equipo frigorífico de tratamiento de aire, antes de ser tratado.

Aire de condensación: Aire que circula a través de una batería condensadora de una máquina frigorífica absorbiendo el calor total del agente frigorígeno que circula por el interior de los tubos de la batería. A los efectos de este documento: Caudal de aire que circula a través de la batería condensadora de una máquina frigorífica refrigerada por aire.

APÉNDICE III. SÍMBOLOS Y UNIDADES

En este documento se han considerado los símbolos convencionales y unidades correspondientes, del sistema internacional de medida, que se resumen en la siguiente tabla:

Concepto/Parámetro	Símbolo	Unidad SI
Fluido Frigorígeno		
Temperatura de líquido	T_{LIQ}	K
Temperatura de saturación de evaporación	T_{EVP}	K
Temperatura de aspiración	T_{ASP}	K
Temperatura de descarga	T_{DSC}	K
Temperatura de saturación de condensación	T_{CDS}	K
Recalentamiento	Recl	K
Subenfriamiento	Subf	K
Presión de evaporación	P_{EVP}	kPa
Presión de condensación	P_{CDS}	kPa
Presión de aspiración	P_{ASP}	kPa
Presión de descarga	P_{DSC}	kPa
Caída de presión (Pérdida de carga)	ΔP	kPa
Entalpía del líquido	i_{LIQ}	kJ
Entalpía del vapor de aspiración	i_{ASP}	kJ
Entalpía del vapor de descarga	i_{DSC}	kJ
Entalpía específica	i	kJ/kg
Desplazamiento volumétrico del compresor	DV	dm ³ /s
Peso específico del líquido	d_{LIQ}	g/L
Peso específico del vapor	d_{VAP}	g/L
Caudal másico. Líquido/Vapor	Q_{LIQ} / Q_{VAP}	g/s
Potencia térmica transferida	W	kW
Diferencia	Δ	-
Fluido exterior. AGUA/AIRE		
Temperatura de entrada de agua	T_{EW}	K
Temperatura de salida de agua	T_{SW}	K
Caudal volumétrico de agua en circulación	V_W	L/s
Caída de presión del agua	ΔP_W	kPa
Temperatura de entrada del aire - Bulbo seco	T_{SEA}	K
Temperatura de entrada del aire - Bulbo húmedo	T_{HEA}	K
Temperatura de salida del aire - Bulbo seco	T_{SEA}	K
Temperatura de salida del aire - Bulbo húmedo	T_{HSA}	K
Caudal de aire en circulación	V_A	L/s
Caída de presión del aire	ΔP_A	Pa
Peso específico	ρ	g/L
Calor específico	Ce	kW/kg K
Calor latente de cambio de estado	λ	kW/kg
Potencia térmica transferida	W	kW
Energías y Consumos		
Tensión suministro eléctrico entre fases	V_F	.../.../...V
Consumo eléctrico compresores (tres fases)	I_C	.../.../...A
Desequilibrio de consumos entre fases	ΔA_F	%
Consumo eléctrico motor(es) ventilador(es)	I_M	.../.../...A
Consumo eléctrico de la bomba de aceite	I_B	.../.../...A
Otros consumos eléctricos	I_X	.../.../...A
Consumo eléctrico global de la máquina	I_T	.../.../...A
Potencia eléctrica total absorbida	P_{ABS}	kW
Coefficiente de eficiencia energética - Evaporador	CEE_V	Adimensional
Coefficiente de eficiencia energética - Condensador	CEE_C	Adimensional
Coefficiente de operación	COP	Adimensional
Rendimiento frigorífico	η	%

APÉNDICE IV. BIBLIOGRAFÍA

- Aguirre Ode, F. Holt, Rinehart & Winston, Inc. 1ª edición en castellano. 1971.
- Q. Kern, D. *Procesos de Transferencia de Calor*. Mc Graw - Hill Book Company. Inc. 1ª edición en castellano - 3ª impresión en castellano. 1970.
- J. Chapman, A. *Transmisión del Calor*. Interciencia - Madrid. 2ª edición en castellano. 1968.
- Recknagel/Sprenger. *Manual de Calefacción y Climatización*. Editorial Blume. Madrid. ISBN: 84-7214-057-1). 1974.
- Air Conditioning & Refrigeration Institute (ARI). *Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado*. ISBN: 968-880-051-1. 1981.
- ASHRAE. *HVAC Systems and Equipment Handbook*. 2004.
- ASHRAE. *Applications Handbook*. 2003.
- ASHRAE. *Refrigeration Handbook*. 2002.
- ASHRAE. *Fundamentals Handbook*. 2001.
- The Trane Company. *Manuel de Climatisation*. 8ª edición en francés. Impresión de 1994.
- Federación de Asociaciones de Mantenedores de Instalaciones de Calor y Frío (AMICYF). *Conocimientos y experiencias sobre Instalaciones de Climatización, Calefacción y ACS*. ISBN: 84-920511-3-2. 2000.
- Federación de Asociaciones de Mantenedores de Instalaciones de Calor y Frío (AMICYF). *Conocimientos y experiencias sobre Mantenimiento de Climatización, Calefacción y ACS*. ISBN: 84-920511-4-0). 2000.
- Air Conditioning & Refrigeration Institute (ARI). *ARI Standard 550/590-98. Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle*. 1998.
- Du Pont. KIMICAL. *Tablas y Ábacos termodinámicos*.

Títulos publicados de la serie "Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización"

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

IDA Instituto para la
Diversificación y
Ahorro de la Energía

c/ Madera, 8 - 28004 Madrid
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14
comunicacion@ida.es
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)