

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR PARA
CLIMATIZAR UNA PISCINA DE 10 m³ PARA
HIDROTERAPIA DE NIÑOS CON DISCAPACIDAD A
UNA TEMPERATURA DE 37 °C**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

CÉSAR ANDRÉS ROJAS PALACIOS

PROMOCIÓN 1991-2

LIMA-PERÚ

2011

**DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR PARA
CLIMATIZAR UNA PISCINA DE 10 m³ PARA
HIDROTERAPIA DE NIÑOS CON DISCAPACIDAD A
UNA TEMPERATURA DE 37 °C**

Dedico este trabajo a:

Mi esposa y mis hijos en especial a mi hijo
Leonardo un niño especial que está en el cielo,
quien nos dio mucho amor e iluminó nuestras
vidas.

ÍNDICE

| | <u>Pág.</u> |
|--|-------------|
| PRÓLOGO | 1 |
| CAPÍTULO 1 | |
| INTRODUCCIÓN | |
| 1.1 Antecedentes | 2 |
| 1.2 Objetivo | 3 |
| 1.3 Justificación | |
| 1.4 Alcances | 4 |
| | |
| CAPÍTULO 2 | |
| GENERALIDADES DE LA BOMBA DE CALOR | |
| 2.1. Primer Principio de la Termodinámica | 5 |
| 2.2. Ciclos Frigoríficos | 7 |
| 2.2.1. Ciclo teórico de Carnot | |
| 2.2.2. Sistema ideal por Compresión de Vapor | 9 |
| 2.3. Funcionamiento de la Bomba de Calor | |
| 2.3.1. Principios de funcionamiento | 14 |
| 2.3.2. Descripción del funcionamiento | 18 |
| 2.3.3. Características del ciclo frigorífico de la bomba de calor | 19 |
| 2.3.4. Descripción de los equipos | 21 |
| 2.3.5 Refrigerantes y aceites lubricantes | 33 |

| | | |
|--------|---------------------------------------|----|
| 2.4. | Tipos de Bomba de Calor | |
| 2.4.1. | Por la naturaleza de las fuentes | 37 |
| 2.4.2. | Por la fuente de energía que utilizan | 40 |

CAPÍTULO 3

CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS

| | | |
|--------|---|----|
| 3.1. | Climatización de las piscinas cubiertas | 41 |
| 3.1.1. | Necesidades en la climatización de una piscina cubierta | 42 |
| 3.1.2. | Cálculo de las necesidades de deshumectación | 43 |
| 3.1.3. | Pérdidas de calor en el agua del vaso de piscina | 45 |
| 3.1.4. | Potencia necesaria para puesta a régimen | 49 |
| 3.2. | Equipos de Climatización | |
| 3.2.1. | Por calefacción a Gas | 50 |
| 3.2.2. | Por climatizadores | 53 |
| 3.2.3. | Por calentadores Eléctricos | |
| 3.2.4. | Por calor radiante | 54 |
| 3.2.5. | Por bombas de Calor | |

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA LA BOMBA DE CALOR

| | | |
|------|--|----|
| 4.1. | Características de la Piscina a Climatizar | 57 |
| 4.2. | Cálculo de las Cargas de Calefacción | 58 |
| 4.3. | Determinación de las condiciones de funcionamiento | |

| | |
|---|----|
| de la bomba de calor | 61 |
| 4.3.1 Temperatura de condensación | |
| 4.3.2 Temperatura de evaporación | 62 |
| 4.3.3 Trazado del Ciclo Frigorífico | 63 |
| 4.4 Cálculo del Compresor | 65 |
| 4.5 Cálculo del Evaporador | 73 |
| 4.6 Selección del Sistema de Expansión | 75 |
| 4.7 Selección del Condensador | 77 |
| 4.8 Selección de Tuberías | 78 |
| 4.9 Selección del Refrigerante | 79 |
| 4.10 Otros Componentes de Uso | 80 |
| 4.11 Cálculo del Coeficiente de Performance (COP) de la Bomba de Calor | |

CAPÍTULO 5

ESTRUCTURA DE COSTOS DE LA BOMBA DE CALOR

| | |
|---|-----|
| 5.1 Costo Estimado | 82 |
| 5.2 Gasto Estimado del Consumo de Energía | 83 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 84 |
| BIBLIOGRAFÍA | 86 |
| APÉNDICE A : TABLAS | 88 |
| APÉNDICE B : FIGURAS | 101 |
| PLANOS | 104 |

PRÓLOGO

El presente proyecto abarca conceptos sobre la bomba de calor para climatizar agua de una piscina de ambiente cerrado ubicado en Lima, teniendo en cuenta las condiciones ambientales de invierno.

Consideramos importante mencionar el cálculo de la carga de calefacción que son necesarias para el calentamiento del agua de la piscina y proceder al cálculo y selección de los equipos que nos permitan mantener la temperatura requerida.

El capítulo 1 es una introducción donde se indicará el propósito del trabajo, el cual es el diseño de una bomba de calor.

El capítulo 2 describe los fundamentos teóricos, concepto, uso y funcionamiento de la bomba de calor.

El capítulo 3 muestra las formas de climatizar el agua de la piscina y la metodología de cálculo de las cargas de calefacción.

El capítulo 4 desarrolla la metodología seguida para el cálculo y selección de los equipos necesarios para el sistema.

El capítulo 5 muestra un resumen del costo estimado de la bomba de calor y su consumo de energía.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En el año 2009 la Unión Europea reconoce a la bomba de calor por su uso de energía renovable debido a su alta eficiencia y ecológica en la calefacción de piscinas y otros ambientes.

En el Perú, la hidroterapia (piscina climatizada) es un proceso muy vital en la rehabilitación de niños con discapacidad, pero sus altos costos de instalación y de operaciones en calefacción (equipos eléctricos y de gas) hacen inaccesible el uso de este servicio a la gran parte de esta población infantil. En ese sentido, proyectamos diseñar una bomba de calor para climatizar piscinas.

La Hidroterapia, dadas sus propiedades presenta un complemento terapéutico importante en todo tratamiento y/o rehabilitación de personas con problemas funcionales, motores, etc. (discapacidad).

Formas de aplicación de la Hidroterapia:

- Baños de remolino: Provoca fuertes reacciones circulatorias a través de movimientos constantes del agua originados por una bomba de aire.
- Tina de Hubbard: Permite movimientos constantes sin necesidad que el terapeuta se meta al agua. La temperatura varía entre 32 a 38 °C.
- Piscina terapéutica: Piscina que no se utiliza para natación. Se trabaja en estas el tono muscular que requiera ejercicios específicos. La temperatura varía en pacientes espásticos (tono muscular rígido) de 36 a 38 °C, y en pacientes flácidos de 32 a 34°C.

1.2 Objetivo

Diseñar una bomba de calor para climatizar una piscina de 10 m³ a una temperatura de 37 °C., para ser aplicable a la Hidroterapia reduciendo los costos del servicio.

1.3. Justificación

La bomba de calor es el sistema más económico que existe para la producción de calor, ya que está preparada para proporcionar 4 unidades de energía por cada unidad de energía consumida o lo que es igual cuadruplica el valor gastado, lo que no se consigue con ningún otro sistema de calefacción.

1.4. Alcances

Desarrollar los conceptos tecnológicos y métodos que nos permitan diseñar o seleccionar todos los equipos y accesorios necesarios para la construcción de una bomba de calor. Nos limitaremos por el tiempo a un desarrollo teórico. La estructura de costos nos permitirá la factibilidad de la construcción de una bomba de calor.

CAPÍTULO 2

GENERALIDADES DE LA BOMBA DE CALOR

2.1. Primer principio de la termodinámica

Se puede resumir en las ideas siguientes:

- * La energía se conserva en toda transformación.
- * La energía interna es una función de estado.
- * Existe equivalencia entre el trabajo y el calor.

Balance de Energía

(Energía Total que entra al Sistema) – (Energía total que sale del sistema) = (Cambio de Energía Total del Sistema)

Mecanismos de Transferencia de Energía. (E_{entrada} y E_{salida})

$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) - (E_{\text{masa, entrada}} - E_{\text{masa, salida}})$

Q Transferencia de calor

W Transferencia de trabajo

m Flujo másico.

Para un sistema cerrado que experimenta un ciclo, los estados inicial y final son idénticos, por lo tanto:

$$\Delta E_{\text{system}} = 0$$

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = 0$$

Como no hay flujo mágico que cruce sus fronteras.

El balance de energía para un ciclo se puede expresar:

$$0 = (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}})$$

En un ciclo cerrado, como el que se describe en una bomba de calor, el estado final del fluido es igual que el estado inicial y, por tanto:

$$W + Q_2 + Q_1 = 0$$

Siendo:

W: Trabajo mecánico aportado al compresor (positivo).

Q₂: Calor aportado al evaporador (positivo)

Q₁: Calor cedido al exterior en el condensador (negativo).

La variación de la energía interna U, de una masa de fluido, aislada, en el curso de una transformación, del estado 1 al estado 2, es:

$$U_2 - U_1 = W + Q$$

Donde W y Q son las cantidades de trabajo y calor intercambiadas con el exterior.

La entalpia de un fluido es:

$$H = U + pV$$

La función entalpia, es la que se aplica a los fluidos que circulan en régimen permanente. En las transformaciones que tienen lugar en las

bombas de calor, las variaciones de energía cinética y energía potencial gravitatoria, se deprecian, y entonces se tiene que:

$$W + Q = H$$

Es decir, la suma algebraica de las cantidades de calor y trabajo intercambiadas por el fluido con el exterior, es igual a la variación de entalpia.

2.2. Ciclos frigoríficos

Se entiende por ciclo todo proceso en el cual la sustancia que evoluciona después de sufrir una serie de transformaciones vuelve a recuperar su estado inicial, quedando así en condiciones de repetir idénticamente el recorrido anterior.

2.2.1. Ciclo teórico de Carnot

Este es un ciclo térmico en el que el fluido toma calor Q_2 , reversiblemente al foco frío a temperatura constante T_2 (°K), absorbiendo del exterior una cantidad de trabajo W . El paso de la temperatura T_2 a T_1 , y viceversa, se realiza reversible y adiabáticamente, es decir, isoentrópicamente. Las representaciones en el diagrama T_s y la convencional se indican en la Figura 2.1.

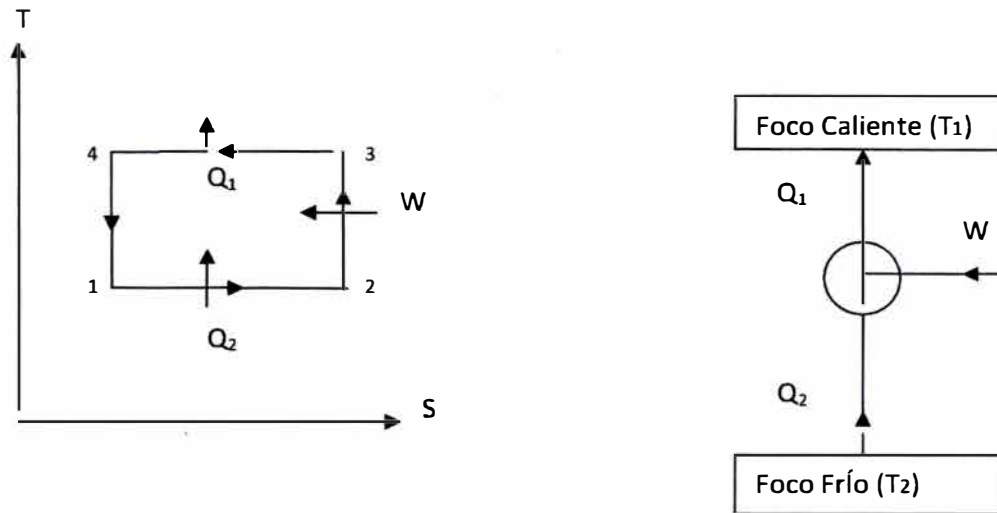


Figura 2.1. Ciclo de Carnot

En el ciclo teórico de Carnot frigorífico se define la eficacia (COP: Coeficiente de Performance) como el cociente entre el efecto perseguido y el trabajo empleado para conseguirlo. Por tanto, se puede hablar de dos valores COP.

$$(\text{COP}): \text{Eficacia como frigorífico} = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2}$$

$$(\text{COP}): \text{Eficacia como bomba de calor} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2}$$

Recordando que

$$Q_1 = Q_2 + W$$

Es decir:

$$\frac{Q_1}{W} = \frac{Q_2}{W} + 1$$

Resulta:

$$(\text{COP})_{bc} = (\text{COP})_f + 1$$

En el ciclo de Carnot, los calores intercambiados son proporcionales a las temperaturas absolutas de los focos, luego:

$$(\text{COP})_f = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

$$(\text{COP})_{bc} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Lo que define al ciclo teórico, es que los procesos son reversibles, para lo cual no debe haber rozamientos mecánicos y además entre foco y fluido que evoluciona no debe haber diferencias finitas de temperatura, presión ni potencial químico. Es decir, foco y fluido ha de estar en cada instante a la misma presión, temperatura y potencial químico, salvo diferencias infinitesimales. Puesto que tales condiciones no son realizables, el estudio del ciclo teórico sólo sirve como referencia.

2.2.2. Sistema ideal por compresión de vapor

Para estudiar un sistema de refrigeración o de producción de frío o de producción de calor, es preciso fijarse en el comportamiento del refrigerante y mediante qué elementos se produce la variación de las características físicas para llevar a cabo el proceso. Inicialmente y de forma muy esquemática los elementos principales que intervienen en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor son los que se representan en la figura 2.2.

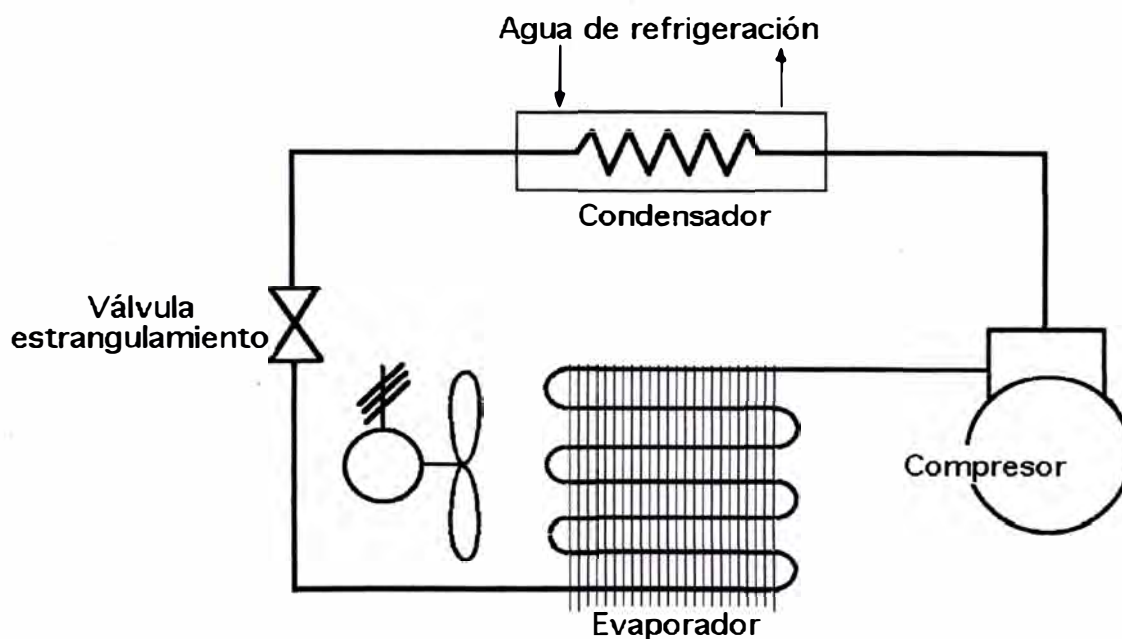


Figura 2.2. Compresión por Vapor

En el proceso tienen lugar dos fenómenos con balance de calor:

- * La evaporación de un refrigerante en estado líquido produce la absorción de calor o, lo que es lo mismo baja la temperatura en el recinto o cámara donde se encuentra, produciendo sensación de frío.
- * La condensación del vapor de un refrigerante se produce mediante una cesión de calor al ambiente, lo cual se traduce en una elevación de temperatura del mismo.

Este proceso es continuo y depende de las condiciones que los elementos que configuran la instalación impongan al refrigerante, de modo que puede seguirse desde cualquier punto.

Veamos el ciclo que se producirá en un circuito frigorífico ideal sobre el diagrama presión-entalpía de cualquier refrigerante. Sobre las abscisas se representa la entalpía del refrigerante y sobre las ordenadas la presión.

El diagrama es conocido para cada refrigerante, y su principal elemento característico es la curva de saturación del mismo, como ya se ha explicado.

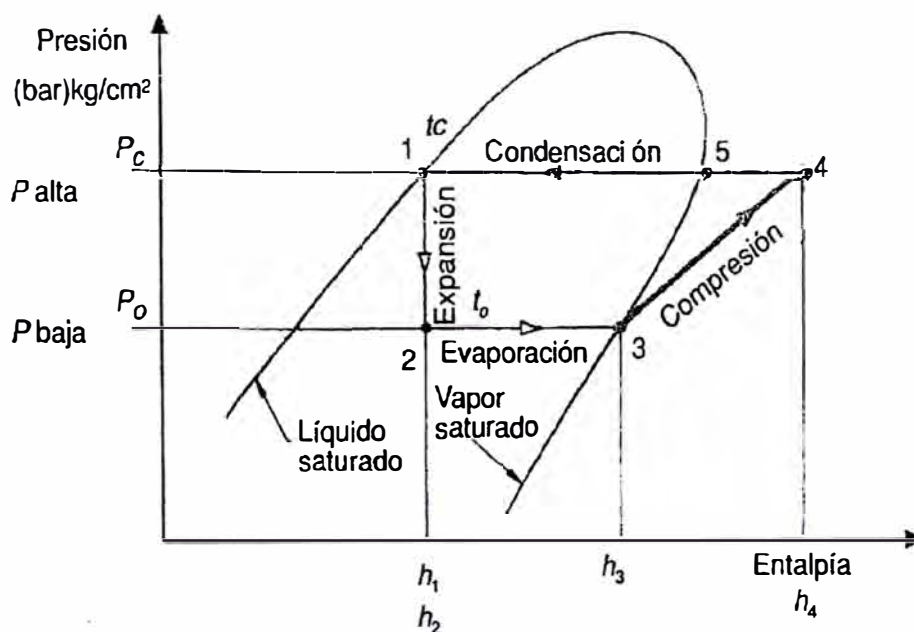


Figura 2.3. Ciclo en el diagrama de Mollier

Siguiendo el ciclo sobre la figura 2.3., podemos distinguir el proceso teórico que sigue el refrigerante.

Situémonos en el punto 1 antes de la válvula de expansión, previa al evaporador, en que el refrigerante se encuentra en estado líquido a una cierta presión; su paso al evaporador se controla mediante una válvula automática denominada de expansión termostática cuyo funcionamiento está regulado por la temperatura y por la presión.

Dicha válvula produce una estrangulación brusca que hace que la presión descienda desde la que tenía en el punto 1 a la salida del condensador hasta la existente a la entrada del evaporador, punto 2. La válvula es el regulador automático de los límites entre lo que se denomina parte de alta presión y parte de baja presión, tal como se muestra en el cuadro de la figura 2.3., presiones entre las cuales el evaporador se ve forzado a trabajar.

Esta bajada de presión en el evaporador hace que el refrigerante hierva y se produzca su evaporación, auxiliado por la cantidad de calor que absorbe del recinto en que se encuentra, a través del aire del mismo y transfiriéndolo al líquido, que se va transformando en vapor en el interior de los tubos del serpentín hasta que se evapora completamente, punto 3.

El refrigerante, en forma de gas, entra en el compresor por la tubería denominada de aspiración, a través de la válvula de aspiración (semejante a los cilindros de un automóvil). Aquí el refrigerante es comprimido, aumentado por ello su presión y su temperatura hasta

llegar al punto 4 en cuyas condiciones fluye hasta la entrada del condensador, punto 5.

La válvula de salida del cilindro del compresor actuará de retención, impidiendo que el gas regrese hacia el mismo.

En el condensador, mediante la acción de un fluido exterior (agua o aire), se extrae calor al gas refrigerante, lo cual produce un enfriamiento del mismo favoreciendo su condensación hasta alcanzar el estado líquido, a partir de aquí es impulsado de nuevo por la tubería hacia la válvula de expansión, punto 1, donde se repite el ciclo.

Distingamos las características de presión (p), temperatura (t) y entalpía (h) de los puntos más representativos del proceso en la figura 2.3.

El refrigerante condensado, punto 1, está a una temperatura t_c (de condensación) y a una determinada presión p_c (presión de condensación) y a una entalpía h_1 .

Cuando el líquido pasa a través de la válvula de expansión su estado cambia del punto 1 al punto 2. Este cambio de estado se produce por la ebullición de líquido, provocada por la caída brusca de presión de p_c a p_0 bajando al mismo tiempo la temperatura de ebullición de líquido t_0 por la disminución de presión.

En este proceso el calor es constante por lo que la entalpía no varía: $h_1 = h_2$.

A la entrada del evaporador, punto 2, coexiste una mezcla de vapor y líquido (parte interior de la curva $p - h$), mientras que a la salida del mismo, punto 3, el vapor está saturado.

La presión p_0 y la temperatura t_0 son las mismas del punto 2, pero como el evaporador ha absorbido calor del recinto donde se encuentra, la entalpía ha aumentado hasta h_3 .

Cuando el vapor pasa por el compresor éste le confiere un aumento de presión desde el punto 3 al que el vapor ha llegado, hasta el punto 4 o presión de condensación p_c . Esta energía añadida por el compresor hace que aumente también la temperatura hasta el valor t_4 como consecuencia de haber sido recalentado el vapor, y la entalpía, por tanto alcanza el valor h_4 .

A la entrada del condensador, punto 4, encontramos vapor recalentado a una presión p_c . Allí se evacúa el calor al medio ambiente, hasta conseguir que su entalpía descienda de nuevo al punto 1, es decir, al valor h_1 , permaneciendo la temperatura constante desde el punto 5 hasta el punto 1, por tener el lugar el proceso de cambio de estado de vapor a líquido.

2.3 Funcionamiento de la Bomba de Calor

2.3.1 Principios de funcionamiento

La bomba de calor se funda en un ciclo cerrado cuya utilidad es la extracción de calor de un medio de baja temperatura (y por ello no utilizable) cediéndolo a otro medio a la temperatura necesaria para su utilización.

Si se pretende traspasar un fluido de un depósito a otro situado a mayor altura, se utiliza una bomba. Por analogía, la bomba de calor realiza el paso de calor de una fuente de baja a otra de mayor temperatura, en sentido inverso al flujo natural del calor (que siempre circularía de la mayor temperatura a la más baja). Para realizar esta transferencia de calor la bomba consume cierta cantidad de energía.

Como ejemplo, todos sabemos que no podemos utilizar directamente el agua de un río para calentar una vivienda, sin embargo, con una bomba de calor podríamos extraer el calor de esta agua, enfriándola, y con la energía extraída calentar el agua que circularía por los elementos calefactores.

La transferencia se logra a través de un circuito frigorífico por compresión de vapor, formado por: compresor, condensador, sistema de expansión y evaporador, del que interesa la energía calorífica cedida por el condensador, en forma de agua o aire caliente y no la que se absorbe en el evaporador, fuente fría, del aire ambiente o del agua de un pozo o de un río.

En estos intercambios caloríficos intervienen los calores latentes de evaporación y condensación del fluido refrigerante utilizado.

Una bomba de calor no es un “máquina frigorífica que funciona a la inversa”, es un circuito que funciona de la misma manera que en un refrigerador doméstico, cuyo objetivo no es la cantidad de calor extraído por el evaporador sino la cantidad de calor cedido por el condensador.

Generalmente un fluido de elevado calor latente, se evapora en el evaporador y es aspirado en estado gaseoso por el compresor. El compresor comprime este gas, que podrá condensarse después de la compresión, y lo conduce al condensador refrigerado por aire o por agua. En el condensador el gas se condensa y libera calor.

A la salida del condensador, el líquido va a un sistema de expansión, que en general es un orificio calibrado, un tubo capilar o una válvula donde se produce la expansión.

El líquido expansionado vuelve al evaporador a una presión inferior a la de condensación y al evaporarse, absorbe calor.

El interés de la bomba de calor reside en que la cantidad de energía consumida en hacer girar el compresor (mediante un motor eléctrico) es en general pequeña en comparación con la cantidad de energía desprendida por el condensador, y por lo tanto, energía útil

necesaria para calentar el medio afectado, como vemos en la figura 2.4.

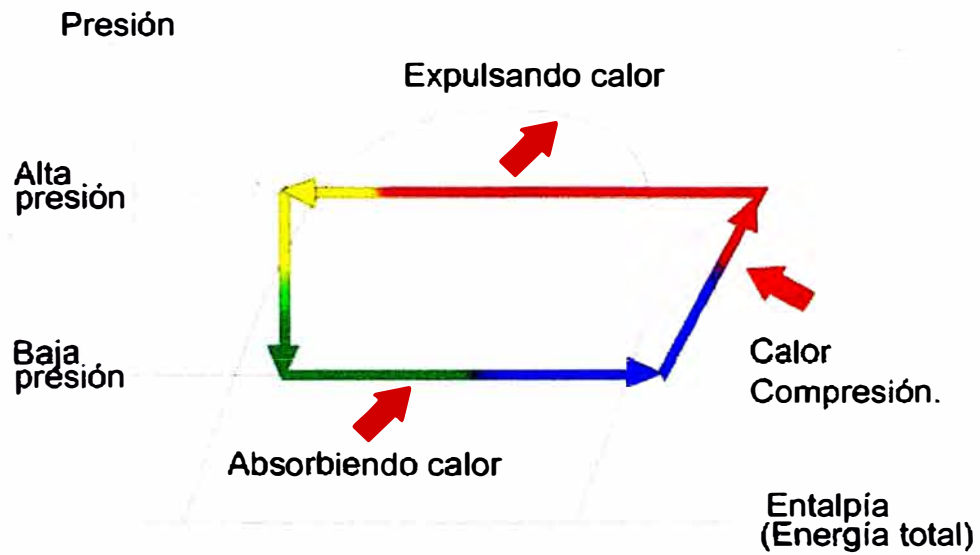
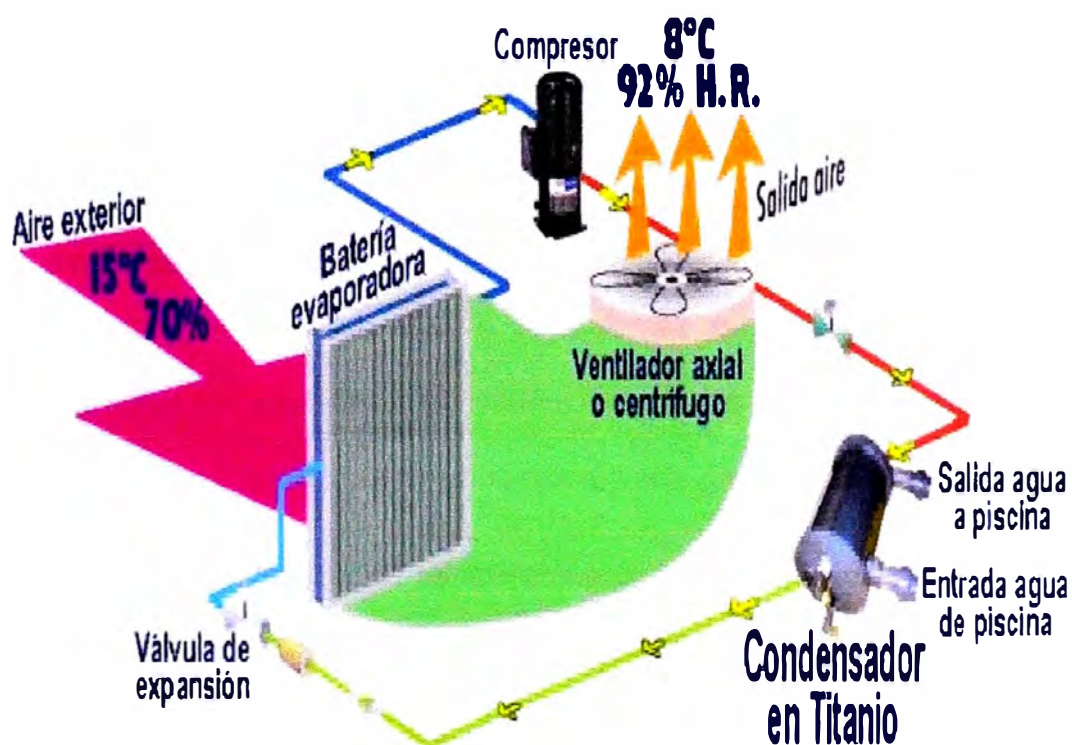


Figura 2.4. Diagrama de Mollier movimientos de calor

2.3.2 Descripción del funcionamiento.

En la figura 2.5. está referida a una bomba de calor para piscinas, en el cual el refrigerante a su paso por el evaporador absorbe calor del medio ambiente que luego es comprimido, elevando su presión y temperatura para posteriormente transferir el calor al agua de la piscina mediante un intercambiador del calor (condensador), siguiendo su proceso mediante una válvula de expansión el refrigerante baja su presión y temperatura para reiniciar el ciclo.



ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE CALOR PARA PISCINAS

Figura 2.5. Bomba de calor para piscina

2.3.3 Características del ciclo frigorífico de la bomba de calor

Como ya se apuntó, las condiciones ideales que se ha supuesto en realidad es imposible que se cumplan, debido a una serie de variaciones consistentes en pérdidas de presión en el dimensionado de los conductos de refrigerante, en los elementos que componen la instalación y en los intercambios caloríficos que se dan en ciertos lugares entre el fluido y los medios ambientes por los que atraviesa de forma natural o provocada. Las principales características son: El recalentamiento y el sub enfriamiento.

Recalentamiento.

El gas refrigerante una vez que se ha evaporado no puede pasar directamente al compresor sin estar seguros de que se ha evaporado totalmente, es decir, que no queden gotas de líquido que puedan dañar los pistones o paletas del compresor. Para ello se mantiene un poco más de tiempo el gas en el evaporador, y nos aseguramos que aumente unos cinco o seis grados su temperatura.

Este aumento de temperatura lo llamamos recalentamiento, y es el incremento de temperatura sobre la temperatura de evaporación que debería de tener según su presión de baja (la que marca el manómetro de baja).

Es decir, si tomamos la temperatura al inicio del evaporador debe corresponder con lo que marca el manómetro según su presión

y si medimos su temperatura a la salida, la diferencia será el recalentamiento.

En la figura 2.6. encontramos subiendo 5 grados en la curva de gas y bajando hasta encontrar la horizontal de la presión de baja por la curva de esa temperatura.

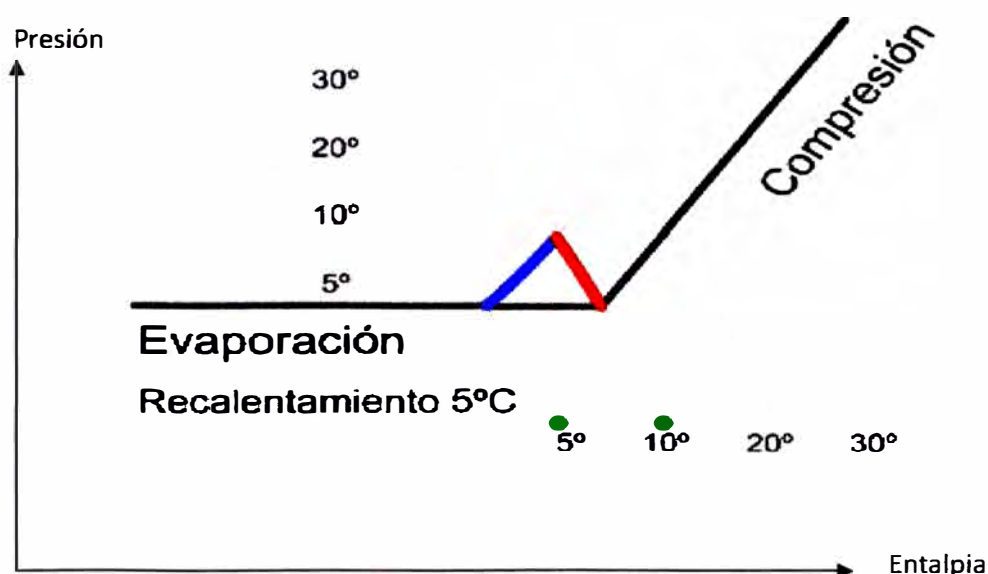


Figura 2.6. Recalentamiento en el diagrama de Mollier

Sub enfriamiento.

Es el mismo concepto pero aplicado al condensador de aire, es decir, el refrigerante caliente a alta presión, una vez que se ha condensado (se ha convertido en líquido), lo enfriamos un poco más,

para asegurarnos que todo sea líquido y por ello enfriamos uno 5 ò 7 grados más, antes de mandarlo a la válvula de expansión o capilar.

En la figura 2.7. lo encontramos subiendo 5 grados en la curva de líquido y bajando hasta encontrar la horizontal de la presión de baja por la curva de esa temperatura.

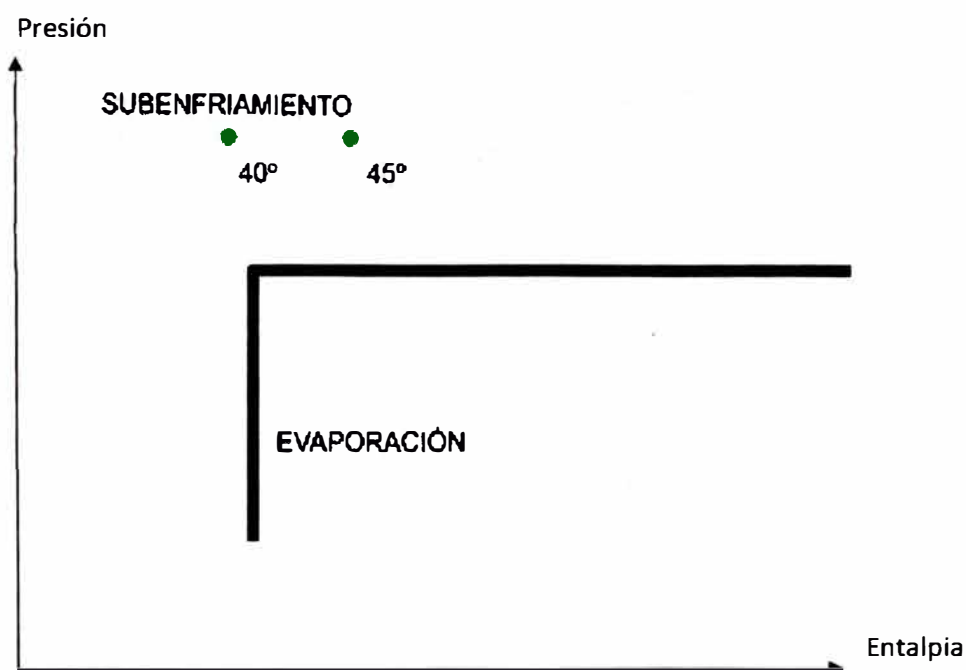


Figura. 2.7. Sub enfriamiento en el diagrama de Mollier

2.3.4 Descripción de los equipos

La casi totalidad de las bombas de calor actualmente utilizadas en los diversos sectores; son máquinas frigoríficas de compresión de vapor condensable.

Los constituyentes fundamentales son:

- Compresor
- Condensador
- Evaporador
- Órgano de expansión
- Órganos de Seguridad y Control
- Equipos Auxiliares

- **Compresor**

La función específica de un compresor en una instalación frigorífica consiste en extraer todo el refrigerante evaporado del evaporador (a la presión baja) y comprimirlo a una presión tal (presión alta), a la que pueda ser condensado por agentes normales (aire, agua, etc.).

Según su construcción.-

Herméticos; el motor y el compresor están encerrados en el interior de una caja de chapa soldada. Son los más usuales para potencia hasta 20 KW.

Semiherméticos; igual que el anterior, pero la carcasa es de fundición y se pueden desmontar. Alcanzan potencias mayores.

Abiertos; el motor eléctrico está separado del compresor. Se unen mediante un acoplamiento o transmisión.

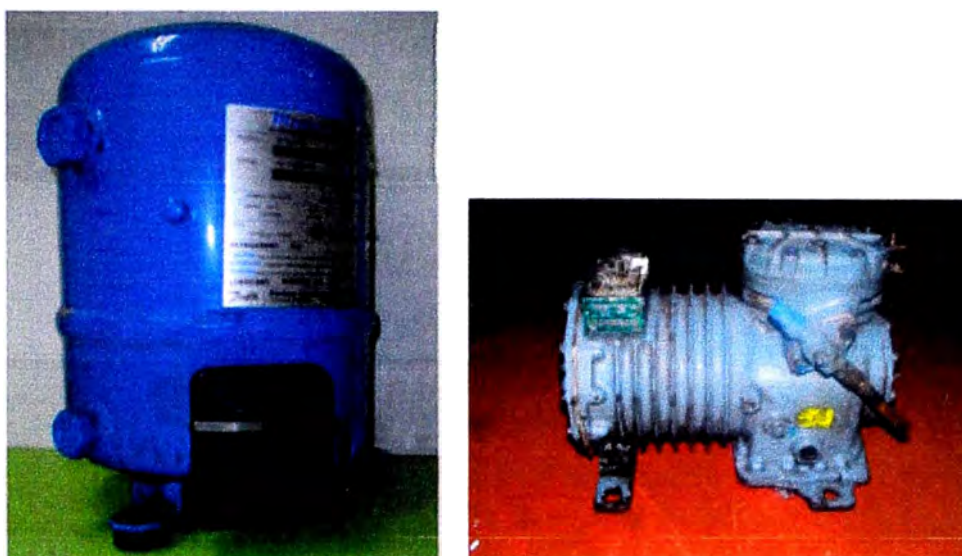


Figura 2.8. Compresores Herméticos y Semiherméticos.

Según su mecanismo de compresión.-

Alternativo; tienen cigüeñal, cilindros, pistones, culata y válvulas. Son resistentes y duraderos, pero vibran y son más ruidosos. Las válvulas son láminas situadas en la culata, de forma que se abren para que entre el gas, y se cierran en sentido contrario. Pueden tener de dos a ocho cilindros.

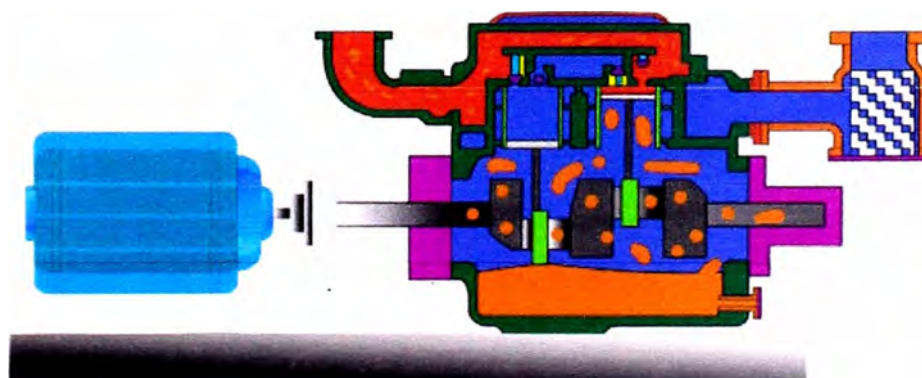


Figura 2.9. Compresor alternativo

Rotativos; comprimen el gas en una cámara circular cerrada por unas paletas. Son los más usados en climatizadores domésticos y pequeños por ser muy silenciosos.

La compresión se produce al girar el rodillo móvil, de forma que la cámara se va estrechando hasta que el gas comprimido sale por una válvula, que se abre por la presión interior.

La paleta deslizante es la que separa la parte de baja presión de la de alta. Estos compresores son más estrechos que los de pistones y suelen estar mucho más calientes. Son los más usados en equipos climatizadores pequeños y medios.

Detalle Compresor Rotativo.

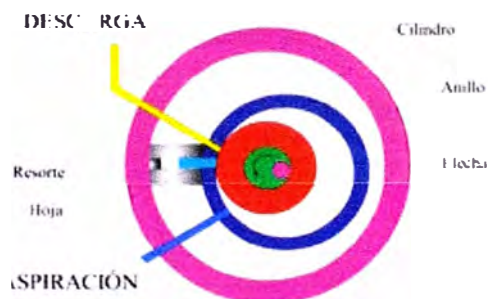


Figura 2.10. Compresor rotativo

Scroll o espiral; son los más recientes. Tienen la mejor eficiencia de todos, con poco ruido y pocas vibraciones. Se fabrican en tipo hermético y de potencias hasta 100 KW.

Están compuestos de dos espirales, una superior fija y otra inferior que se mueve en forma excéntrica por el motor eléctrico pero sin girar.

La compresión se produce al ir estrechándose el espacio entre los dos espirales, hasta que el fluido sale por el centro de la espiral superior.

Como no hay casi rozamientos el rendimiento mecánico es muy alto.

De tornillo; son excelentes compresores para grandes potencias. Suelen ser de tipo semi hermético, pero con doble o simple rotor.

La estanquidad se completa con el aceite lubricante, y precisa de un sistema complejo, con bomba, separadores

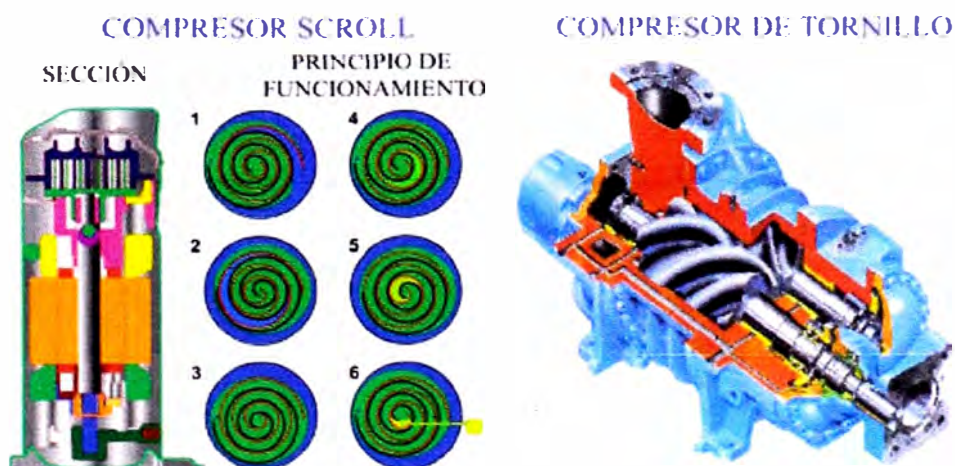


Figura 2.11. Compresor espiral y de tornillo

- **Condensador**

El condensador de la bomba de calor es donde se recoge el efecto útil de la máquina. Por él circula el fluido que se desea calentar, aire o agua, que a su vez posteriormente pueden ceder su calor a otro medio.

La cantidad de calor evacuado en el condensador es:

- El calor sensible del vapor recalentado a la salida del compresor.
- El calor latente de condensación.
- El calor sensible de sub enfriamiento del líquido.

En una bomba de calor, la diferencia de temperatura escogida entre los dos fluidos (refrigerante + fluido a calentar) varía, según los materiales, entre 5 y 15 °C. Según el fluido a calentar podemos clasificar los condensadores en dos tipos:

Condensadores de aire.-

El tipo de condensación de aire más corriente es el de tipo de batería de tubo aleteado.

Los tubos suelen ser normalmente de cobre y las aletas de aluminio.



Figura. 2.12 Condensador de aire

Condensadores de agua.-

Los tipos más corrientes son:

De doble tubo a contracorriente:

En general son dos tubos de cobre, uno dentro del otro. El agua circula por el tubo interior y el refrigerante se condensa en el espacio intermedio. El tubo interior puede ser liso o aleteado en el exterior.

Este tipo de condensadores es muy utilizado en máquinas compactas hasta 100 KW de potencia térmica en el condensador. Da problemas de mantenimiento por la dificultad de limpieza.

Multitubulares horizontales:

Los tubos están situados horizontalmente dentro de una virola; los tubos están unidos a dos placas laterales, con sendas tapas que

forman las cajas de agua. El agua circula por el exterior de los tubos y el refrigerador se condensa en el interior.

Los tubos suelen ser de cobre, la envolvente de acero y las tapas de fundición.

Cuando el agua a calentar lo requiera, los tubos pueden ser de inoxidable, cuproníquel, etc.



Figura: 2.13 Condensador es de agua

* **Evaporador**

La función del evaporador en una bomba de calor es tomar el calor de la fuente fría de que se dispone. El calor se extrae del fluido exterior que puede ser aire o agua.

Evaporadores de aire.-

El tipo mas corriente es el de batería de tubos, aletas y ventilación forzada.

El ventilador puede ser tanto axial como centrífugo. La construcción de las baterías evaporadoras es semejante a la de los condensadores de aire.

Cuando la temperatura de las paredes del evaporador llega a ser inferior a la temperatura de rocío del aire, se produce el fenómeno de la condensación o escarchado del evaporador:

1. Condensación, si la temperatura es superior a 0 °C.
2. Escarchado, si la temperatura es inferior a 0 °C.

Los fenómenos de condensación y escarchado influyen sobre los coeficientes de intercambio térmico en el evaporador, así como en la pérdida de carga en el lado del aire.

Cuando la bomba de calor funcione en estos márgenes de operación, habrá que prever dispositivos de desescarche y anti condensación.

Evaporadores de agua.-

En las bombas de calor; los tipos de evaporadores enfriadores de agua más habituales son:

Coaxiales. Son semejantes a los condensadores a contracorriente ya descritos. En los evaporadores, habitualmente, el fluido refrigerante circula por el tubo interior, y el agua circula por el espacio anular.

Multitubulares a expansión seca. Se componen de una virola de acero, en cuyo interior hay un haz de tubos. El refrigerante circula por el interior de los tubos el agua por fuera. Es el circuito del agua existen unas placas deflectoras para obligar al agua a hacer un recorrido sinuoso.

Los tubos horizontales pueden ir en U, en cuyo caso el refrigerante hace un recorrido de ida y vuelta, o bien son de un sólo paso. Para mejorar el coeficiente de intercambio térmico, los tubos pueden tener aletas interiores o algún otro sistema.

Multitubulares inundados. En estos casos, el agua circula por el interior de los tubos y el refrigerante se evapora en el interior, dentro de la virola, la cual se encuentra casi llena de líquido. Para evitar arrastres de líquido, se introduce un dispositivo separador.

Este tipo de evaporador se emplea casi exclusivamente en las máquinas con compresor centrífugo.

* **Órganos de Expansión**

Reducen la presión de condensación a la de evaporación. La operación se realiza por laminación del fluido, al pasar por un estrangulamiento; esta operación se realiza sin intercambio de calor ni realización de trabajo, y por consiguiente es a entalpía constante.

Los elementos más comúnmente utilizados en bombas de calor son:

1. Tubo capilar. Son tubos de sección interior pequeña y calibrada.
2. Válvula de expansión termostática. Es un órgano de expansión automático, de manera que, en realidad, cumple las funciones de efectuar la expansión y de regular automáticamente la alimentación del líquido al evaporador.

* **Órganos de seguridad y control**

Son los encargados de activar una señal o parar el compresor en caso de que la máquina se encuentre trabajando fuera de las condiciones normales de funcionamiento. Los elementos más comunes son:

Presostato de alta presión, que detiene al compresor cuando se alcanza una presión de condensación elevada.

Presostato de baja presión. También detiene el funcionamiento del compresor cuando la presión de aspiración es anormalmente baja.

Presostato de aceite. Detiene el compresor cuando baja demasiado la presión del aceite de engrase.

Termostato de descarga. Corta al compresor cuando la temperatura de descarga es demasiado elevada.

Equipos auxiliares

Otros equipos auxiliares pueden ser:

Válvulas de inversión del ciclo o válvula de cuatro vías. Tienen por misión invertir las funciones respectivas de los cambiadores de calor exterior e interior. Son utilizadas por dos funciones:

Inversión del ciclo.

Desescarchado del evaporador.

Válvulas solenoides. Es una válvula electromagnética que cierra el paso de líquido al evaporador, cuando el compresor se para, con el fin de evitar que el evaporador se inunde.

Separador de aceite.

Filtro deshidratador.

Otros.

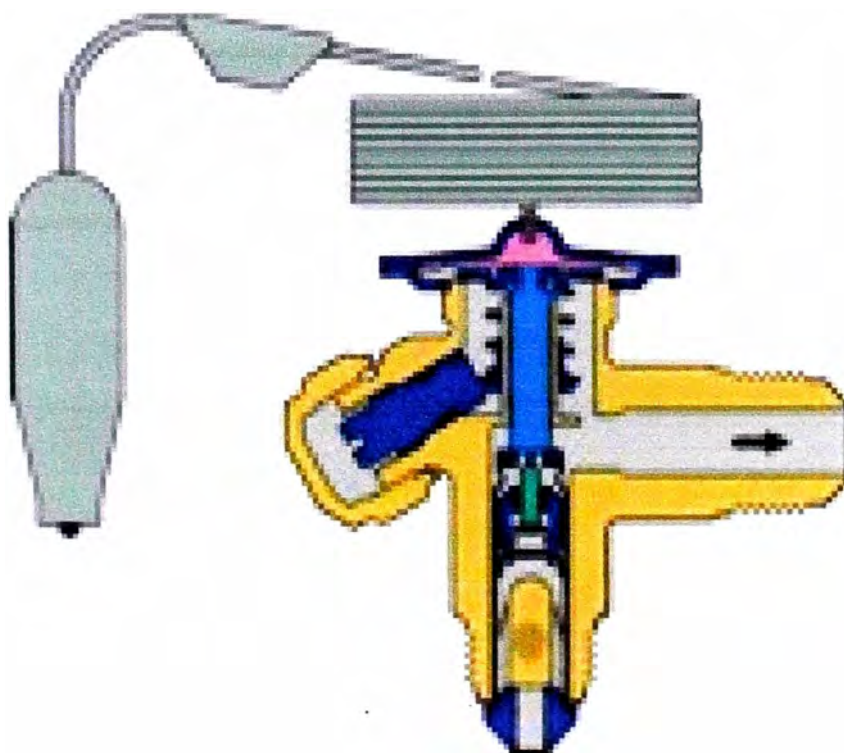


Figura 2.15 Válvulas de Expansión Termostática

2.3.5 Refrigerantes y aceites lubricantes

Refrigerantes.

Son los líquidos que utilizaremos en el circuito interior de los equipos frigoríficos. Son fluidos con las mejores propiedades posibles para su utilización en bomba de calor.

Un refrigerante ideal ha de cumplir las siguientes propiedades:

- Ser químicamente inerte: no ser inflamable, ni tóxico, ni explosivo.
- * No reaccionar desfavorablemente con los aceites o materiales empleados en la construcción de los equipos frigoríficos.
- No reaccionar desfavorablemente con la humedad, que a pesar de las precauciones que se toman, aparece en toda instalación.
- El refrigerante ha de poseer unas características físicas y térmicas que permitan el máximo de rendimiento en los equipos.
- La relación presión-temperatura debe ser tal que la presión en el evaporador para la temperatura de trabajo sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de aire y de humedad en el sistema en caso de fuga.
- El punto de congelación deberá ser inferior a la temperatura mínima de trabajo.
- Finalmente, ha de ser de bajo precio y fácil disponibilidad.

En relación con su impacto sobre el medio ambiente:

Existen en la actualidad existen tres tipos de refrigerantes de la familia de los hidrocarburos halogenados:

CFC: (Flúor, Carbono, Cloro), Clorofluorocarbono totalmente halogenado, no contiene hidrógeno en su molécula química y por lo tanto es muy estable; esta estabilidad hace que permanezca durante largo tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero (R-11, R-12, R-115). Está prohibida su fabricación desde 1995.

HCFC: (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro). Es similar al anterior pero con átomos de hidrógeno en su molécula. La presencia de Hidrógeno le confiere menos estabilidad, en consecuencia, se descompondrá en la parte inferior de la atmósfera y no llegará a la estratosfera. Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Su desaparición está prevista para el año 2015 (R-22) y desde 2004 ya no se fabrican equipos con ellos.

HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono), Es un flúorcarbono sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor del ozono dado que no contiene cloro (R-134a, 141b).

En relación con la seguridad de las personas

Aunque los refrigerantes circulan por un circuito cerrado, pueden escapar por una fuga, o rotura del equipo, y en tal caso pueden ser inhalados por las personas, con posibles riesgos si son tóxicos.

Debido a esto los refrigerantes se clasifican en tres niveles, según su potencial peligrosidad para las personas:

Alta seguridad: refrigerantes inocuos en caso de inhalación, y que no forman mezclas explosivas con el aire. Son los usados en equipos domésticos y comerciales.

Media seguridad: refrigerantes peligrosos en caso de fugas, por ser tóxicos o corrosivos; su mezcla con el aire pueden ser combustible o explosiva a un 3,5 % o más en volumen: Amoníaco, Cloruro de metilo, Anhídrido Sulfuroso...

Baja seguridad: refrigerantes venenosos; su mezcla con el aire puede ser combustible o explosiva a menos de un 3,5 % en volumen.

También hay que tener en cuenta que si el equipo contiene un gran volumen de refrigerante, en caso de fuga el gas desplazará al aire de la habitación, y sus ocupantes pueden morir por asfixia. Por ello se limita el tamaño de los equipos en función del tamaño del local.

Los nuevos refrigerantes (HFC) tenderán a sustituir a los CFC y HCFC:

Tabla No 2.1

| USO O SERVICIO | CFC / CFC | HFC |
|-------------------|-----------|------------------|
| Limpieza | R-11 | R-141b |
| Temperatura media | R-12 | R-134a / R-409 |
| Baja temperatura | R-502 | R-404 / R-408 |
| Bomba de calor | R-22 | R-407c / R-410 a |

Sustitución de equipos:

Si tenemos en cuenta que los equipos se diseñan para un refrigerante concreto, sus presiones y temperaturas de trabajo, aceite, etc., no podemos cambiar su refrigerante por otro cualquiera, pues con toda probabilidad dañaremos el equipo.

Si tenemos equipos instalados que usan refrigerantes prohibidos, como el R-12 o el R-22, podemos sustituir su refrigerante por otro que llamaremos de sustitución, y nos permitirá seguir usando el equipo, sin cambiarlo.

En la mayoría de los casos el equipo pierde un poco de rendimiento.

En los equipos de climatización los refrigerantes de sustitución del R22 son:

El R-134 A para grandes instalaciones.

El R-410 A se usa en pequeñas instalaciones y domésticas.

El R407 C equipos grandes.

También se debe de sustituir el aceite de los compresores y de la instalación por otros compatibles con los nuevos refrigerantes.

Aceites lubricantes

Los compresores necesitan lubricarse con aceite, que se almacena en el cárter.

El aceite engrasa todas sus piezas, pero una parte del mismo es arrastrado por el refrigerante, y se va por el circuito al condensador.

Es importante que el aceite regrese de nuevo al cárter del compresor, y la instalación debe diseñarse adecuadamente.

Los aceites usados en refrigeración son específicos para cada refrigerante, ya que deben mezclarse con él sin formar compuestos, posos, no congelarse, etc.

Los aceites usados en climatización son:

- Aceites minerales; aptos para refrigerante CFC y HCFC (R22, R12, R502).
- Aceites sintéticos PAG, especiales para refrigerante HCF de automoción.
- Aceites sintéticos ESTER POLIOL para los nuevos refrigerantes HCFC (R410A y R407C).

Es importante saber que ambos tipos de aceites son incompatibles, por lo que cuando a un equipo se le cambie el refrigerante, deberá limpiarse todo el aceite de la instalación, mediante un líquido limpiador circulando repetidamente.

2.4. Tipos de bomba de Calor

2.4.1. Por la naturaleza de las fuentes

Atendiendo a las fuentes fría y caliente puede hacerse una primera clasificación de la bomba de calor.

La fuente fría puede ser:

Aire: Bien aire exterior o aire extraído de un local calefactado, o aire cargado de humedad procedente de un secadero, etc.

Agua: Aguas naturales (río, pozo, lago, mar), o agua caliente procedente de algún proceso industrial.

Suelo: El calor es extraído generalmente mediante un circuito de agua.

Por otra parte, el foco o sumidero caliente, a donde es transferido el calor, puede ser:

Aire: Calefacción de aire, precalentamiento de aire para un proceso industrial, etc.

Agua: Agua de circuito de calefacción, agua caliente para proceso, etc.

Según la combinación dos a dos de estas fuentes, se tienen las bombas de calor:

Agua-Agua, Aire-Agua, Aire-Aire, etc.

El primer término corresponde a la fuente fría y el segundo a la fuente caliente.

El aire como fuente energética

El aire puede ser la fuente de calor apropiada en algunos casos, dependiendo de las consideraciones siguientes:

Rango de temperaturas:

. Hasta 10 °C, no precisa descongelación.

Hasta -5 °C los COP son elevados, pero precisa descongelación automática.

. A menos de -5 °C, generalmente no es interesante utilizar la bomba de calor por el bajo COP que se obtiene.

* Ventajas del aire como fuente energética

- La fuente de energía es inagotable, no existen limitaciones de caudal. La única limitación sería el tamaño de las unidades.

- El suministro es gratuito.

- No suelen existir materiales especiales.

* El agua como sumidero energético

Entre las ventajas que tiene el agua como medio donde aportar el calor producido en la BC, se pueden citar las siguientes:

. Buena relación potencia/caudal, por el aceptable calor específico del agua.

. Fácil traslado de energía a las zonas de consumo.

Excelente relación tamaño/potencia. Esto permite su construcción hasta potencias muy elevadas.

. Permite una diversificación de consumos en distintas zonas, esto es, tratamientos de diferentes zonas con controles independientes.

Como inconvenientes más importantes, cabe destacar:

. Menor capacidad global, puesto que exige un intercambiador posterior agua-aire.

. Limitación de temperatura máxima de salida del agua. Temperaturas superiores a 55 °C exige refrigerantes o construcciones especiales.

2.4.2 Por la fuente de energía que utilizan

Pueden ser bomba de calor de motor eléctrico o bomba de calor a gas. Aunque en este estudio, principalmente, se hará referencia a la bomba de calor accionada por motor eléctrico.

CAPÍTULO 3

CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS

La elevación artificial de la temperatura del agua de una piscina por medio de aparatos calefactores, se conoce técnicamente con el nombre de climatización.

3.1 Climatización de las piscinas cubiertas

En el proyecto de climatización de una piscina cubierta debe tenerse en cuenta, en primer lugar, que en el recinto hay una fuerte evaporación y, en segundo lugar, que los ocupantes tienen un grado de vestimenta muy bajo. Como consecuencia de ello la obtención de unas condiciones de confort adecuadas y el evitar condensaciones, que son los dos objetivos específicos de este tipo de instalaciones, pasa por:

1. La consecución de una temperatura y humedad ambientales adecuadas.
2. El mantenimiento de la temperatura del agua del vaso de piscina.
3. Garantizar el aire de ventilación mínimo higiénico.

4. Evitar las corrientes de aire en la zona de ocupación y sobre la lámina de agua.
5. Evitar que se produzcan condensaciones en los distintos cerramientos como consecuencia de la alta humedad absoluta y relativa del aire ambiente interior.

Temperaturas de los diferentes servicios de piscinas cubiertas

| | |
|------------------------------------|-------------|
| Competición | 24 ° C |
| Entrenamiento | 26 ° C |
| Enseñanza y recreo | 25 ° C |
| Disminuidos físicos | 37 ° C |
| Piscina Infantil | 30 ° C |
| Niños de 3 à 6 años y tercera edad | 32 ° C |
| Mujeres embarazadas | 30 - 32 ° C |

Como regla general se aconseja que la temperatura del aire se sitúe siempre dos o tres grados por encima de la del agua y la humedad relativa en torno al 65%, las razones son en primer lugar el confort, ya que debemos evitar en lo posible que los bañistas que salen mojados tengan sensación de frío, bien sea por una temperatura ambiente baja o bien por el calor cedido por el cuerpo en el proceso de evaporación del agua de la piel mojada, que es mas rápida cuanto menor sea la humedad del ambiente.

3.1.1. Necesidades en la Climatización de una piscina cubierta

Veamos cuáles son las necesidades en una piscina cubierta y cómo calcularlas:

1. Necesidades de des humectación en el aire ambiente como consecuencia de la evaporación de agua.
2. Necesidades para mantener la temperatura del agua del vaso de piscina.
3. Necesidades para mantener la temperatura en el recinto que, en este caso, son las propias de cualquier local que deba ser climatizado, de ahí que su cálculo sea idéntico al de este tipo de sistemas de climatización

Para nuestro proyecto nos limitaremos al cálculo de pérdidas de calor en el agua del uso de la piscina y la potencia necesaria para climatizar el agua de la piscina.

3.1.2 Cálculo de las necesidades de deshumectación

La evaporación en la lámina de agua será tanto mayor sea la ocupación de la piscina, y en especial el número de bañistas, ya que la mayor interacción entre agua y aire en flujo turbulento que se crea como consecuencia del chapoteo, favorece la evaporación. De la misma forma que una elevada velocidad de aire sobre la lámina favorecerá también el fenómeno de la evaporación.

Por otro lado, las playas mojadas son elementos que aumentan la evaporación de agua así como el agua que los bañistas se llevan sobre la piel al salir del vaso.

Existen multitud de fórmulas para calcular la cantidad de agua evaporada en función de los factores anteriormente mencionados. A continuación exponemos una de las fórmulas más usadas la fórmula de Bernier.

La fórmula de Bernier para piscinas cubiertas contempla la suma de dos términos: piscina sin agitación (coeficiente 16) y piscina con ocupación (coeficiente 133 n).

$$M_e = S \times [(16+133n) \times (W_e - G_a \times W_{as})] + 0,1 \times N$$

Donde:

M_e = masa de agua evaporada (kg/h)

S = superficie de piscina (m²)

W_e = humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del agua (kg_{ag}/kg_a)

W_{as} = humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del aire interior (kg_{ag}/kg_a)

G_a = grado de saturación

n = nº de nadadores por m² de superficie de lámina de agua

N = nº total de ocupantes (espectadores)

En esta expresión podemos ver que el agua evaporada depende de la diferencia entre humedad absoluta en la saturación a la temperatura del agua y la humedad absoluta del aire ambiente, y por supuesto, del número de bañistas. Por tanto, cuanto mayor sea la temperatura del agua será mayor su humedad absoluta en la saturación como consecuencia aumentará la cantidad de agua evaporada, en las mismas condiciones del aire

ambiente. Por el contrario, si la temperatura del aire interior, su humedad relativa, o ambas bajas, su humedad absoluta disminuye y, como consecuencia, aumenta la evaporación. Luego es conveniente que la temperatura del agua no sea excesivamente alta y que la temperatura del aire sea siempre mayor que la del agua para que la evaporación y las condiciones de confort sean las adecuadas.

Tabla 3.1. Humedad absoluta del aire saturado

| T °C | W (Kg agua / Kg aire) |
|------|-----------------------|
| 25 | 0,0201 |
| 26 | 0.0214 |
| 27 | 0.022 |
| 33 | 0,033 |
| 34 | 0,035 |
| 35 | 0,037 |
| 36 | 0,039 |
| 37 | 0,041 |
| 38 | 0,044 |
| 39 | 0,046 |
| 40 | 0,049 |

3.1.3 Pérdidas de calor en el agua del vaso de piscina

En la figura 3.1 pueden verse cuales son las pérdidas de calor en el vaso de piscina:

1. Evaporación de agua del vaso (Q_e).
2. Radiación de calor por diferencias de temperatura (Q_r).

3. Convección de calor entre agua y aire (Q_c).
4. Renovación del agua del vaso (Q_{re}).
5. Transmisión de calor del agua del vaso (Q_t).

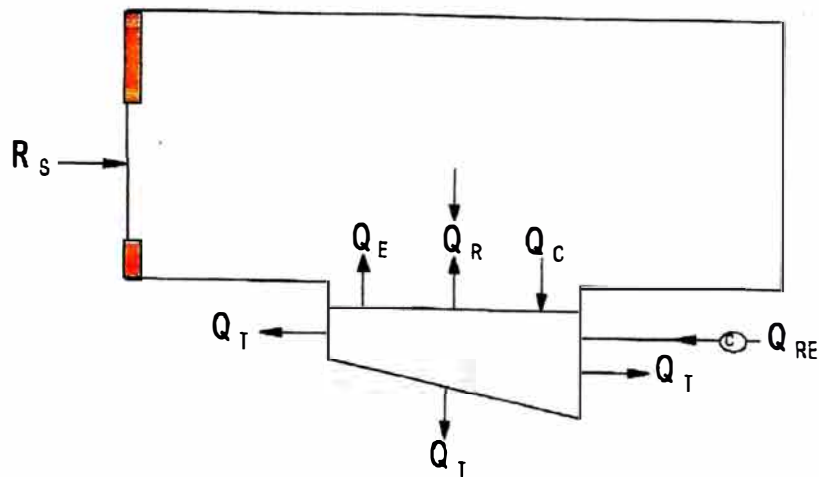


Figura 3.1. Esquema pérdidas de calor del vaso

Y estas pérdidas dependen de los siguientes factores:

1. Temperatura del agua de la piscina.
2. Temperatura del aire ambiente.
3. Humedad del aire ambiente.
4. Ocupación de la piscina.
5. Características constructivas del vaso.

A continuación examinaremos cada una de estas pérdidas de calor.

Pérdidas por evaporación

En el proceso de evaporación del agua del vaso de la piscina se absorbe calor por lo que se produce un enfriamiento del resto del agua que no se evapora, es decir, disminuye la temperatura del agua del vaso. Por tanto, cuanto más evaporación existe más se enfriará el

agua de la piscina y mayores serán las necesidades que habrá que aportar para mantener la temperatura de la misma.

Pérdidas por radiación

Como puede verse en la siguiente fórmula de Stefan Boltzmann las pérdidas por radiación están en función de la diferencia entre la temperatura media de los cerramientos y la del agua, elevadas ambas a la cuarta potencia y expresadas en grados Kelvin ($^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$)

$$Q_R = D \times E \times (T_{ag}^4 - T_c^4) \text{ [W/ m}^2\text{]}$$

Donde:

D = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{oK}^4$.

E = emisividad de la superficie = 0,95 (agua)

T_{ag} = temperatura del agua ($^{\circ}\text{K}$)

T_c = temperatura superficial de los cerramientos ($^{\circ}\text{K}$)

En el caso de piscinas cubiertas los cerramientos deben encontrarse a muy pocos grados de temperatura por debajo, dependiendo del tipo de cerramiento y coeficiente de transmisión de calor, de la del aire ambiente, y por tanto a muy poca diferencia con la del agua, así pues estas pérdidas por radiación en piscinas cubiertas se consideran generalmente despreciables.

Pérdidas por convección

Al igual que las pérdidas por radiación en el caso de piscinas cubiertas las pérdidas por convección (Q_c) también se suelen despreciar, ya que al aplicar la fórmula el valor resultante es pequeño, pues la diferencia de temperaturas también lo es:

$$Q_c = 0,6246 \times (T_{ag} - T_a)^{4/3} \text{ [W/ m }^2\text{]}$$

Pérdidas por renovación

En una piscina cubierta, como ya hemos visto, existen pérdidas continuas de agua, desde la evaporada, a la que los propios bañistas sacan del vaso, o la gastada en la limpieza de fondos y filtros. Sin embargo, estas cantidades son muy inferiores al 5% del volumen total del vaso que obligatoriamente por formativa, debido a razones higiénicas sanitarias, debe reponerse diariamente. Esta renovación conlleva que las pérdidas de calor (Q_r , en w) por este concepto sean importantes, y en todo caso, dependerán de la temperatura de agua de la red y de la temperatura del agua de la piscina que se pretenda alcanzar. Se puede calcular de la siguiente forma:

$$Q_r = V_r \times D \times C_e \times (T_{ag} - T_x)$$

Donde:

V_r = volumen de agua de renovación (m^3) (5% volumen vaso)

D = densidad del agua = 1000 kg/m³

C_e = calor específico del agua = 1,16 (wh / kg ° c)

T_{ag} = temperatura agua piscina (° c)

T_x = temperatura agua red (° c)

Pérdidas por transmisión

Dependerán de las características constructivas del vaso (enterado, visto, etc.) y del coeficiente de transmisión térmica del material empleado. En el caso más habitual de vaso de hormigón construido dentro del propio sótano del recinto las pérdidas por transmisión (Q_T , en W), se calculan con la fórmula:

$$Q_T = C_T \times S \times (T_{ag} - T_{ex})$$

C_T = coeficiente de transmisión de muros y solería (1,50 W/ m² x ° C)

S = superficie de cerramiento del vaso

T_{ag} = temperatura agua piscina

T_{ex} = temperatura exterior al cerramiento (sótano)

3.1.4 Potencia necesaria para puesta a régimen.

Cuando haya que llenar el vaso de la piscina completamente con agua de red, la potencia calorífica necesaria es superior a la de mantenimiento, que es la que hemos calculado anteriormente. Para determinarla tendremos que aplicar la siguiente fórmula:

$$Q_{pr} = V \times D \times C_e \times (T_{ag} - T_x) / T$$

Y considerando las siguientes hipótesis de cálculo:

Q_{pr} = potencia puesta a régimen (W)

V = volumen de agua de la piscina

D = densidad del agua = 1000 kg/m³

C_e = calor específico del agua = (1,16 w x h / kg ° C)

T_{ag} = temperatura agua piscina

T_x = temperatura llenado red

T = tiempo de puesta en régimen

3.2. Equipos de Climatización

3.2.1. Por calefacción a gas

Existen 2 tipos diferentes de calefactores accionados a gas que pueden aplicarse para calentar el agua de la piscina:

Calefacción directa.

Calefacción indirecta.

Ambos son adecuados para cumplir la misión asignada, diferenciándose entre sí por los factores que se citan a continuación:

El coste de equipo.

El gasto de entretenimiento.

El sistema de calefacción y de circulación empleado.

Calefacción directa

Con este nombre se conoce el medio más antiguo utilizado para calentar el agua de una piscina.

En los inicios de su aplicación, el sistema se basaba en una técnica tan elemental como era el hacer que el tubo conductor del agua pasara a través de una caja metálica, en cuyo interior era calentado por la acción directa de un quemador longitudinal de gas. El

agua penetraba por un extremo, procedente del filtro depurador y a su temperatura normal, y se calentaba durante su recorrido, vertiéndose inmediatamente ya climatizada dentro de la piscina.

Las desventajas que se derivan, de este primitivo procedimiento, parten del hecho de que el agua fría que entra en la caldera, al cambiar bruscamente de temperatura, es susceptible de originar condensaciones exteriores en los tubos que, a su vez, determinen goteos sobre los quemadores, provocando diversos fenómenos que rebajen, en mucho, su normal rendimiento, tales como, por ejemplo, la formación de hollín, la combustión incompleta del gas y, por lo tanto, una baja eficiencia calefactora.

Por otra parte, en el interior de los tubos conductores se formarán incrustaciones de naturaleza calcáreas, a causa de los minerales que el agua pueda llevar en disolución.

El precio del calentador en sí es bajo, pero su mantenimiento es elevado, ya que, dejando aparte su poco rendimiento, el sistema obliga a una constante limpieza de los tubos de conducción y de los quemadores.

Este primitivo procedimiento que acabamos de describir someramente, fue mejorado con la aparición de los calentadores provistos de serpentín con cuyo dispositivo se lograba una mayor

superficie de calentamiento, sin evitar, no obstante, ninguno de los inconvenientes citados para el modelo anterior.

Calefacción indirecta

Los inconvenientes citados se salvan, en parte, con el sistema de calefacción indirecta, que en esencia se funda en el conocido fenómeno físico de la transmisión calorífica de los cuerpos sometidos a distinta temperatura, que las amas de casa aplican en la cocina con la vulgarizada denominación de "baño María".

Los tubos conductores atraviesan un baño de agua caliente Figura 6, dentro de la caldera. Los quemadores de gas no actúan directamente sobre los mismos, sino a través de un medio líquido intermedio. De esta manera se evita la condensación de vapores, y la formación de costras en el interior de la tubería es singularmente baja, casi nula.

El sistema de calefacción indirecta es bastante más caro de instalar, pero se amortiza más rápidamente, debido a su bajo coste de mantenimiento. Presenta por lo tanto, condiciones antagónicas al procedimiento anterior.

Ambos se montan interpuestos en la red general de recirculación del equipo depurador, exactamente entre el filtro y la piscina.

3.2.2. Por climatizadores

Actualmente, los anteriores sistemas han sido superados, reuniendo en uno solo sus ventajas, eliminando sus inconvenientes y elevando al máximo el rendimiento del aparato, lo que se traduce en una muy sensible rebaja del coste de su mantenimiento.

El procedimiento usado puede considerarse comprendido dentro del grupo de calefacción directa ya descrito, puesto que funciona a base de un cambiador de calor a fuego directo, por medio de las llamadas calderas climatizadoras, de tipo automático.

Estas calderas, de las que existe en el mercado una extensa gama de modelos y de potencias caloríficas, comprendidas entre las 30,000 hasta el 1.7000.000 calorías, son adaptables a cualquier clase y tamaño de piscina: desde los 10 m³ de capacidad hasta las de máximas proporciones, sean cubiertas o al aire libre, para agua de mar o para agua dulce.

3.2.3 Por calentadores eléctricos

Los climatizadores que utilizan la electricidad para convertir su potencial eléctrico en energía térmica, exactamente igual que ocurre con los calentadores de agua para baño y cocina, pero con los aparatos diseñados y construidos de acuerdo con el caudal de agua que deberán calentar, que es infinitamente superior. El gasto de funcionamiento que es muy elevado.

3.2.4. Por calor radiante

Se fundamenta en el sistema de radiadores, que comúnmente suele emplearse en la calefacción de viviendas con el nombre de calefacción central, una larga tubería de cobre que circula alrededor y en el fondo de la piscina en circuito completo.

Por el interior de esta tubería pasa agua muy caliente encargada de elevar la temperatura de los muros y solera de la piscina por radiaciones infra rojas porque el sistema que estamos describiendo debe interferirse en la estructura de la obra empotrando la tubería en el hormigón. En este tipo de calefacción, el agua caliente no vierte en la masa líquida de la piscina sino que actúa de manera indirecta.

El dispositivo que se adopta para aprovechar el calor radiante consta de 3 elementos básicos:

- * Una caldera calentador
- * Una tubería de cobre por la que circulará el agua
- * Un termostato regulador.

3.2.5 Por bombas de calor

Fundamentalmente, una bomba de calor es una máquina proyectada para extraer el calor de la atmósfera. La energía calorífica

existe a nuestro alrededor en el aire ambiente, incluso durante los crudos días invernales, aunque no nos percibamos de ello. Durante todo el año, la bomba de calor se encargará de buscar y encontrar esta energía y convertirla en un medio para calentar la piscina, con el único gasto de energía eléctrica necesaria para el funcionamiento del compresor y del ventilador que constituyen la base de dicha máquina.

De acuerdo con los estudios realizados al respecto, la bomba de calor es el sistema más barato que existe para la producción de calor, ya que está preparada para proporcionar cuatro unidades de energía por cada unidad de energía consumida, o lo que es igual, cuadruplica el valor gastado, lo que no consigue ningún otro sistema de calefacción.

En la figura No 3.2. se ha presentado, esquemáticamente, el rendimiento de distintas energías aplicadas al calentamiento de una misma piscina. Con un mismo gasto, utilizando la electricidad se habría conseguido a temperar 22-24 ° C un tercio del volumen de agua contenido. Con el empleo de petróleo, podría alcanzarse un 50% del total, aproximadamente. Si la energía usada era el gas, se llegaría a un 60 – 65%. Solo con la bomba de calor podría conseguirse la totalidad del agua contenida en el vaso.

Tal resultado, que debería calificarse de asombroso, tiene su explicación en el hecho de que cuando la temperatura del aire es de 20 ° C, la bomba de calor puede proporcionar cuatro veces más

energía que la electricidad que consume. Es tan eficiente, que incluso el calor generado por sus piezas móviles es reciclado y convertido en calor utilizable en la calefacción de la piscina.

Una bomba de calor no necesita luz solar. Durante toda la temporada de natación hay calor en la atmósfera, que el aparato puede captar y utilizar en beneficio de la piscina que haya dispuesto la instalación conveniente. Incluso a temperatura de 10 °C, una bomba de calor encontrará más de 3 veces una mayor cantidad de energía en la atmósfera que la consume del suministro eléctrico.

En resumen, hoy por hoy no se conoce ningún método mejor para calentar el agua de la piscina

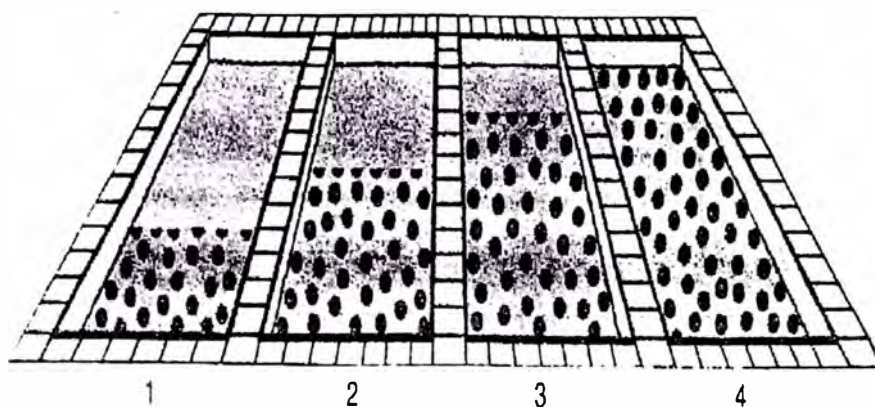


Figura No 3.2. Comparación del rendimiento de distintas energías. 1. Con electricidad, 2. Con gasolina, 3. Con gas y 4. Con bomba de calor

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA LA BOMBA DE CALOR

4.1. Características de la Piscina a Climatizar:

Lugar : Lima

Uso Hidroterapias de niños con discapacidad.

Tipo Piscina cubierta

Longitud: 5 m.

Ancho: 2 m.

Altura : 1 m.

Volumen: 10 m³

Tiempo de Uso: 8 – 10 hrs/día

Temperatura del agua de la piscina: 37 °C

Temperatura del ambiente interno: 27 °C

Humedad relativa del ambiente interno: 65 %

Equipo a Usar : Bomba de Calor

Tipo : Aire/agua

Fuente : Aire Ambiente exterior: 15-17 °C

Temperatura del agua exterior: 17 °C

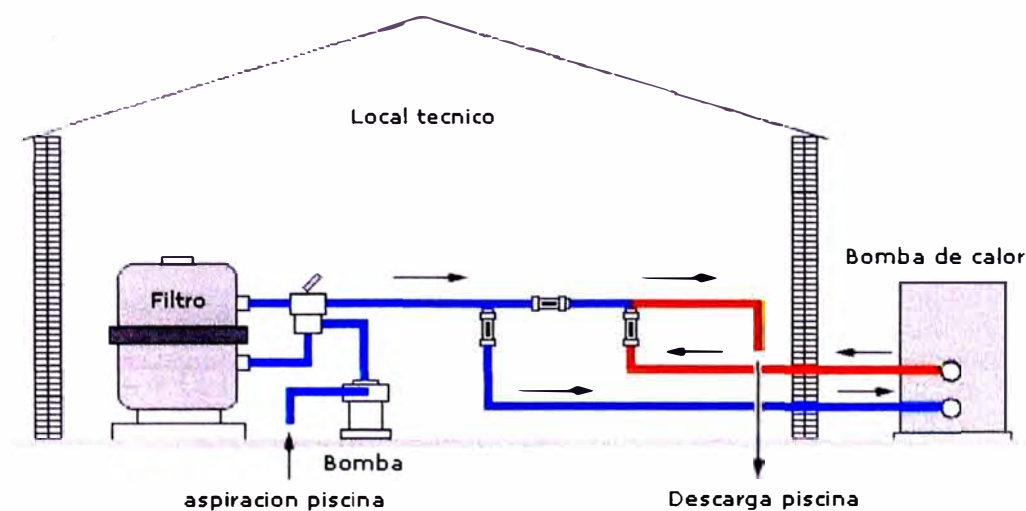


Figura No 4.1. Sistema de bomba de calor para climatización de piscina

4.2. Cálculo de las Cargas de Calefacción:

-Calculamos la masa de agua evaporada (M_e)

Aplicando la Fórmula de Bernier

$$M_e = S \cdot [(16+133n) \cdot (W_e - G_a - W_{as})] + 0.1 \cdot N$$

$$S = 10 \text{ m}^2$$

$$W_e = 0.0413 \text{ Kg agua / Kg aire de la tabla No 3.1 a } 37^\circ \text{ C}$$

$$W_{as} = 0.0225 \text{ Kg agua / Kg aire de la tabla No 3.1. a } 27^\circ \text{ C}$$

$$G_a = 65\% \text{ HR}$$

$$n = 3/10 \text{ ocupantes/ m}^2$$

$N = 3$ ocupantes

Reemplazando valores.

$$M_e = [(16 + 133 \times 3/10) \cdot (0.0413 - 0.65 \cdot 0.0225) + 0.1(3)]$$

$$M_e = 15.21 \text{ Kg/h.}$$

Pérdidas de Calor en el Agua del Vaso de Piscina

A. Pérdidas por Evaporación (Q_e)

Teniendo en cuenta que el calor de vaporización del agua (CV) a una temperatura 37°C es de 672 W-HR/Kg de tabla de agua saturada.

$$Q_e = C_v (M_e)$$

$$Q_e = (15.21 \text{ Kg/HR}) (672 \text{ W-HR/Kg})$$

$$Q_e = 10221 \text{ W.}$$

B. Pérdidas por Radiación

En piscinas cubiertas son despreciables.

C. Pérdidas por Renovación (Q_r)

$$Q_r = V_r \cdot D \cdot C_e (T_{ag} - T_x)$$

$$V_r = 5\% \cdot \text{volumen de vaso} = 0.5 \text{ m}^3$$

$$D = 1000 \text{ Kg/ m}^3$$

$$C_e = 1.16 \text{ (W} \cdot \text{H / Kg}^\circ\text{C)}$$

$$T_{ag} = 37^\circ\text{C}$$

$$T_x = 17^\circ\text{C}$$

Reemplazando:

$$Q_r = (0.5 \text{ m}^3) (1000 \text{ Kg} / \text{m}^3) (1.16 \text{ WH/Kg } ^\circ\text{C}) (37^\circ\text{C} - 17^\circ\text{C})$$

$$Q_r = 11600 \text{ WH por dia}$$

Para un uso de 2 hr/dia

$$Q_r = 11600 \text{ WH} / 12 \text{ H} = \mathbf{967 \text{ W}}$$

D. Pérdidas por Transmisión (Q_t)

$$Q_t = C_t \cdot S \cdot (T_{og} - T_{ox})$$

$$C_t = 1.50 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = 14 \text{ m}^2$$

$$T_{ag} = 37^\circ\text{C}$$

$$T_{ax} = 17^\circ\text{C}$$

$$Q_t = (1.50 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) (14 \text{ m}^2) (37 - 17)$$

$$\mathbf{Q_t = 420 \text{ W}}$$

Resumen de Pérdidas de Calor de Agua del Vaso

| | |
|-------------------------|--------------------------|
| Pérdida por evaporación | 10221 W |
| Pérdida por radiación | — |
| Pérdida por convección | — |
| Pérdida por renovación | 967 W |
| Pérdida por transmisión | <u>420 W</u> |
| Suma Total | 11608 W = 11.6 KW |

Potencia Necesaria para puesta a Régimen (Q_{pr}) para 24 horas.

$$Q_{pr} = V \cdot D \cdot C_e \cdot (T_{ag} - T_x)$$

$$V = 10 \text{ m}^3$$

$$D = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$C_e = 1.16 \text{ WH / Kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ag} = 37^\circ\text{C}$$

$$T_x = 17^\circ\text{C}$$

$$Q_{pr} = (10 \text{ m}^3) (1000 \text{ Kg/ m}^3) (1.16 \text{ WH/Kg } ^\circ\text{C}) (37^\circ\text{C} - 17^\circ\text{C}) / 24 \text{ hr}$$

$$Q_{pr} = 9667 \text{ W} = \mathbf{9.7 \text{ KW}}$$

Potencia por compensación (Q_{comp}) de 2°C durante la puesta en marcha

$$Q_{com} = 967 \text{ W}$$

$$Q_{pr} + Q_{com} = 967 \text{ W} + 9667 \text{ W} = 10634 = \mathbf{10.6 \text{ KW}}$$

Resumen del calor necesario para la piscina. Ver tabla No 4.1.

Tabla No 4.1.

| | |
|--|---------|
| Potencia para el Mantenimiento de la Temperatura de la Piscina | 11.6 KW |
| Potencia para la puesta a régimen | 10.6 KW |

Observamos que la potencia necesaria para puesta a régimen es casi el mismo valor que la potencia necesaria para el mantenimiento de la temperatura de la piscina. Por lo tanto elegimos 1 bomba de calor de 12 KW.

4.3 Determinación de las Condiciones de Funcionamiento de la Bomba de Calor.

4.3.1. Temperatura de condensación (T_k)

Referido a la fuente caliente, a medida que aumenta la temperatura de utilización (y por consiguiente la temperatura de condensación), aumenta la presión; con presiones de condensación altas, la construcción de los aparatos tiene que ser más robusta, lo que los encarece.

Por otro lado, y según la temperatura que necesitamos en la fuente caliente, es posible que se rebase el punto crítico de un determinado refrigerante y haya que acudir a otros.

Los límites prácticos habituales son:

Para R-22 T_k : 55 – 60 °C (P_k : 21 bars – 24 bars).

Con estas temperaturas, se puede conseguir una temperatura de salida de agua de unos 4 a 5 °C por debajo de la temperatura de condensación.

$$T_k = T_{\text{agua}} + 5 \text{ °C} = 37 \text{ °C} + 5 \text{ °C}$$

$$T_k = 42 \text{ °C}$$

4.3.2 Temperatura de Evaporación (T_o)

Referido a la fuente fría, que es el calor gratuito obtenido de aire del ambiente exterior. En función del dimensionamiento del evaporador, la temperatura de evaporación descienda por debajo de 0 °C, y entonces empieza la formación de escarcha.

Si esta escarcha no se elimina, se va acumulando hasta que llega un momento que impide el paso del aire del evaporador.

Con máquinas que no tienen ningún sistema de desescarche, el límite de funcionamiento, suele estar alrededor de los 7 °C.

Para Evaporadores de Aire

$$\Delta t = 10 - 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = T_{\text{am}} - T_o$$

$$\text{Tomamos } \Delta t = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_o = T_{\text{am}} - \Delta t$$

$$T_o = 15 \text{ } ^\circ\text{C} - 10 \text{ } ^\circ\text{C} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{T_o = 5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4.3.3 Trazado del Ciclo Frigorífico.

Conociendo ya las temperaturas de evaporación, condensación, los valores de recalentamiento (15 °C) y subenfriamiento (5 °C) podemos trazar el ciclo frigorífico de funcionamiento de la instalación y obtener los datos de los puntos característicos de la misma:

Las presiones de evaporación y condensación serán:

$$P_o = 584 \text{ KPa (5.8 bar)}$$

$$P_k = 1609.65 \text{ KPa (16.1 bar)}$$

CICLO FRIGORIFICO

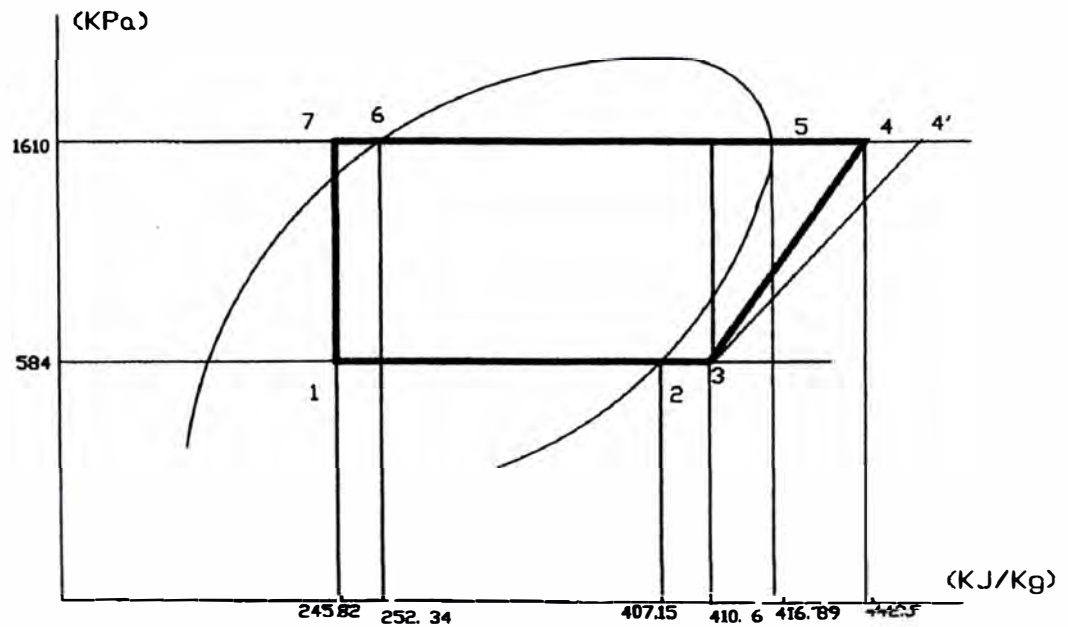


Figura No 4.2. Diagrama Presión & Entalpía

Tabla No 4.2

| PUNTO | P (KPa) | T (°C) | h (KJ/Kg) | Ve(m ³ /Kg) |
|-------|---------|--------|-----------|------------------------|
| 1 | 584 | 5 | 245.82 | |
| 3 | 584 | 10 | 410.6 | 0.0496 |
| 4 | 1610 | 70 | 442.5 | |
| 5 | 1610 | 42 | 416.89 | |
| 6 | 1610 | 42 | 252.34 | |
| 7 | 1610 | 37 | 245.82 | |

4.4 Cálculo del Compresor:

El compresor es el dispositivo encargado de hacer circular el refrigerante por la instalación con el caudal adecuado a la potencia frigorífica que se debe desarrollar y por lo tanto hay que determinarlo de forma correcta.

Es el elemento más laborioso de determinar y el que más cálculos requiere, y aunque muchos catálogos, de los que las casas comerciales editan hoy en día, reúnen los datos suficientes como para poder seleccionar el compresor sin necesidad de cálculos, aquí vamos a exponerlos. Es importante indicar que el cálculo que hacemos es aproximado ya que solo el fabricante dispone de los datos del rendimiento volumétrico, el rendimiento mecánico y eléctrico de sus compresores.

En primer lugar hay que tener claro los datos que debemos conocer del compresor para posteriormente poder seleccionarlo de los catálogos. Los más importantes a tener en cuenta son:

- El volumen barrido (V_b): uno de los datos más importantes a averiguar es el volumen de refrigerante que debe mover el nuestro compresor para que proporcione la potencia frigorífica necesaria. A este volumen se le denomina volumen barrido.

- El rango de temperaturas en el que va a trabajar (congelación o conservación), ya que hay compresores que están diseñados para trabajar a bajas temperaturas, otros a temperaturas medias y otros a altas.

- Si se va a optar por un compresor individual, por una central de compresores en paralelo o compresión en varias etapas, buscando siempre el mayor ahorro de energía y la mejor adaptación de la producción frigorífica a las cargas térmicas en cada momento.

- El tipo de compresor: hermético, semihermético, abierto, alternativo, rotativo, de tornillo, etc. según la aplicación prevista.

La siguiente tabla No 4.3. nos puede dar una idea del compresor que debemos utilizar según la aplicación:

Tabla No 4.3.

| | | | |
|--------------------------|-----------------------|---------------------------|------------------------|
| Baja Temperatura | | Media Temperatura | |
| $P_{ot} \leq 7\text{kw}$ | $P_{ot} > 7\text{kw}$ | $P_{ot} \leq 14\text{kw}$ | $P_{ot} > 14\text{kw}$ |
| Pistón | Tornillo | Rotativo/Pistón | Tornillo |

Cálculo del volumen barrido (V_b):

Para el cálculo del volumen barrido es necesario conocer:

- Los valores de entalpía de los puntos característicos de la instalación, datos que hemos obtenido al trazar el ciclo frigorífico de la misma.

- El volumen específico del refrigerante en el punto de aspiración.

- Potencia frigorífica de la instalación (P_f).

Producción Calorífica Neta (q_c)

Representa la cantidad de calor que se capta en el condensador por Kg. de refrigerante que circula por él.

Es la diferencia de entalpías entre los puntos de salida y entrada del refrigerante al condensador es decir: de Ciclo frigorífica trazado.

$$q_c = h_4 - h_7$$

$$q_c = 442.5 \text{ Kj/Kg} - 245.82 \text{ Kj/Kg}$$

$$q_c = 196.68 \text{ Kj /Kg}$$

Caudal másico de Refrigerante (cm)

Es la cantidad de Refrigerante (Kg / hora) que debe circular por el sistema frigorífico. Es responsable de hacer circular esa cantidad de refrigerante es el compresor y debe tener unas dimensiones adecuadas para ello. El caudal másico es el cociente entre la potencia calorífica de la instalación (P_c) que se obtiene mediante cálculo de las cargas térmicas y la producción frigorífica es pre fría.

$$C_m = \frac{P_c \text{ (Kj/h)}}{q_c \text{ (Kj /Kg)}} \Rightarrow C_m = P_c \text{ (Kg / h)} / h_4 - h_7$$

De nuestra necesidad para la Bomba de Calor es **$P_c = 12 \text{ KW}$**

$$P_c = 12 \text{ KW} = 43200 \text{ K J/h}$$

$$C_m = 43200 / 196.68$$

$$C_m = 219.65 \text{ Kg / h}$$

Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (V_a)

En el punto anterior hemos calculado el caudal másico que debe circular por la instalación. Sin embargo el compresor es una máquina volumétrica y por lo tanto para poder seleccionarlo, necesitamos conocer los

m³/hora de refrigerante que deben mover en las condiciones de funcionamiento.

El caudal volumétrico que aspira el compresor depende del volumen específico que tenga el gas en el punto de aspiración (punto 3 del diagrama). Cuanto mayor es el volumen específico del gas mucho peor para la instalación ya que el compresor debería tener más cilindrada para mover el mismo caudal másico de refrigerante. Uno de los fenómenos que más influye en el aumento del volumen específico es el recalentamiento. A medida que aumenta este, también lo hace el volumen específico del gas aspirado y esto implica que el compresor debe tener mayor cilindrada para poder generar la misma producción frigorífica.

Para conocer el volumen aspirado (V_a), debemos tomar el dato del volumen específico del vapor en el punto de aspiración (punto 3).

$$V_a \text{ (m}^3\text{/h)} = C_m \text{ (Kg/h)} \cdot V_{\text{esp}} \text{ (m}^3\text{/Kg)}$$

$$\Rightarrow V_a = 219.65 \text{ (Kg/h)} \cdot 0.0496 \text{ (m}^3\text{/Kg)}$$

$$\mathbf{V_a = 10.89 \text{ m}^3\text{/h}}$$

El volumen barrido, también denominado volumen desplazado, se puede definir como el volumen de refrigerante que el compresor es capaz de mover en la unidad de tiempo.

Depende de las características constructivas del compresor, es decir, de la capacidad de sus cilindros (cilindrada) y de la velocidad de giro del motor. Es por lo tanto, el caudal teórico que podría mover el compresor. Este

dato es el que aparece en los catálogos de los fabricantes y es con el que se debe seleccionar el compresor.

$$V_b \text{ (m}^3\text{/h)} = C \cdot N \cdot 0,06$$

C: cilindrada en dm^3

N: velocidad de giro del motor en r.p.m.

Sin embargo el rendimiento volumétrico (η_v) de los compresores no es del 100%, debido a ello, mueven menos volumen de refrigerante del que teóricamente podrían mover por la capacidad de sus cilindros.

Siempre se cumple $V_b \geq V_a$.

Por lo tanto es necesario colocar un compresor de mayor tamaño, que aspire un volumen teórico V_b , para que en la realidad sea capaz de aspirar el volumen de refrigerante V_a que llega al punto de aspiración.

El rendimiento volumétrico viene dado por la expresión $\eta_v = V_a / V_b$

De ella podemos obtener el volumen barrido: $V_b = V_a / \eta_v$

El η_v está muy influenciado por la relación de compresión (τ), sobre todo en los compresores de pistón, de forma que a medida que aumenta (τ) disminuye el rendimiento volumétrico y por lo tanto es peor para la instalación.

Existe una expresión que nos permite calcular de manera aproximada el rendimiento volumétrico, a partir de (τ).

$$\eta_v = 1 - 0,05 \cdot \tau$$

(τ): relación de compresión; $\tau = P_k / P_o$

$$\Rightarrow P_k / P_o = 16.1 \text{ bar} / 5.84 \text{ bar} = \mathbf{2.756}$$

El rendimiento volumétrico de nuestro compresor será:

$$\eta_v = 1 - 0.05 (2.756)$$

$$\eta_v = 0.86$$

El volumen obtenido que debe tener para aspirar un $V_a = 10.89 \text{ m}^3/\text{h}$

$$V_b = V_a / \eta_v = 10.89 / 0.86$$

$$\mathbf{V_b = 12.67 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Es decir, para hacer circular $10.89 \text{ m}^3/\text{h}$ en la instalación el compresor debe ser capaz de mover $12.67 \text{ m}^3/\text{h}$

Potencia teórica para la compresión (P_t)

$$P_t = Q_t \cdot C_m$$

Q_t = Equivalente calórico del trabajo de compresión en KJ/Kg

C_m = caudal del refrigerante del ciclo frigorífico

$$Q_t = h_4 - h_3 \text{ (Kj/Kg)}$$

Reemplazando valores:

$$P_t = (442.5 - 410.6) (219.65)$$

$$\mathbf{P_t = 7006.8 \text{ KJ/h} = 1.95 \text{ KW}}$$

Potencia real para la compresión (P_r)

En teoría el proceso de compresión se produce a entropía constante, si embargo en realidad no es así. Esto conduce a que la temperatura de descarga así como la potencia absorbida sean mayores.

De lo anterior se deduce que el rendimiento termodinámico del compresor, también llamado rendimiento indicado (η_i), no es nunca del 100%. Por lo que

la potencia que debe tener el compresor en la realidad para realizar este trabajo debe ser un poco mayor.

$$\text{Rendimiento indicado: } \eta_i = (h_4' - h_3) / (h_4 - h_3).$$

Se puede considerar que el rendimiento indicado es bastante aproximado al

rendimiento volumétrico. $\eta_i = \eta_v$, calculado anteriormente.

La potencia real para la compresión será:

$$P_r (\text{Kj/h}) = P_t / \eta_i$$

$$P_r = 1.95 / 0.86 = \mathbf{2.27 \text{ KW}}$$

Potencia del motor eléctrico del compresor (P)

Es aquella que debe tener el motor eléctrico para que el compresor que arrastra proporcione la potencia frigorífica prevista. Si eligiéramos el motor con la potencia teórica nos quedaríamos cortos y no sería capaz de hacer funcionar la instalación de acuerdo a lo previsto. Esto es así porque existen una serie de pérdidas, que hacen que el rendimiento del motor no sea del 100%. Las pérdidas más importantes a tener en cuenta son:

Pérdidas mecánicas

En todos los compresores hay pérdidas mecánicas ocasionadas por rozamientos internos entre piezas, transmisiones, etc. que hacen que el rendimiento mecánico (η_m) no sea del 100%. El rendimiento mecánico lo debe dar el fabricante y esta en torno al 85 – 90 %, es decir $\eta_m = 0,85 - 0,9$.

Pérdidas eléctricas

Los motores eléctricos también tienen pequeñas pérdidas y por lo tanto su rendimiento, aunque es alto, no es del 100%. El rendimiento de un motor eléctrico

(η_e) suele estar en torno al 95 %, por lo que $\eta_e = 0,95$, aunque lo debe dar el fabricante.

Conociendo estas pérdidas podemos determinar la potencia que debe tener el motor eléctrico que mueve el compresor:

$$P = P_r / (\eta_m \eta_e)$$

$$P = 2.27 \text{ KW} / (0.85 \times 0.95) = 2.97 \text{ KW}$$

Selección del Compresor

Con las características resumidas:

Mueva un caudal másico de refrigerante $C_m = 219.65 \text{ Kg/h}$

Volumen barrido $V_b = 12.67 \text{ m}^3/\text{h}$

Del Apéndice A: Tabla No A.1. Catálogo de compresores

Elegimos el Modelo MT50 4VI

Con $P_{ot.} 4 \text{ HP} (3 \text{ KW}) \quad V_{b'} = 14.90 \text{ m}^3/\text{h}$

$$V_{b'} > V_b$$

Re calculamos con estos valores:

V'_a (volumen aspirado)

$$V'_a = V_{b'} \cdot \eta_v$$

$$V'_a = (14.90) (0.86) = 12.81 \text{ m}^3/\text{h}$$

El nuevo flujo másico (C'_m)

$$C'_m = V'_a / v_{esp} = 12.81 \text{ m}^3/\text{h} / 0.0496 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$C'_m = 258.35 \text{ kg/h}$$

Potencia calorífica: (P_c')

$$P_c' = C'_m (h_4 - h_7)$$

$$P_c' = (258.35) (196.68) / 3600 = \mathbf{14.1 \text{ KW}}$$

Lo que implica que este modelo es válido, nos da un poco más de potencia de la que necesitamos (12 KW).

4.5 Cálculo del Evaporador:

En el proceso de selección de un evaporador hay que tener en cuenta muchos factores, algunos de los más importantes son los siguientes:

- a) Sistema de circulación de aire: existen evaporadores de dos tipos, de circulación natural o corrección natural (no incorporar ventilador) Y los de convección forzada (incorporan ventilador que obliga a pasar el aire de la cámara a través de las aletas de su batería)
- b) Separación entre aletas.

El elegir una separación u otra depende de si se va a formar escarcha en el evaporador y la velocidad de formación de la misma. La capa de escarcha formada sobre las aletas va aumentando de grosor con el paso del tiempo y si éstas están muy juntas el evaporador quedará atascado de hielo muy rápido impidiendo la circulación de aire y con ello la transmisión de calor siendo necesarios ciclos de des carche muy frecuentes.

En el caso de que no sea previsible la formación de escarcha en el evaporador (temperatura de evaporación superior a 0 °C) podemos recurrir con menor separación entre sus aletas (3 – 4 mm).

Producción Frigorífica, específica neta (Q_f)

La cantidad de calor que se capta en el evaporador por cada kg de refrigerante que circula por él. Es la diferencia de entalpías entre los puntos de salida y entrada del refrigerante al evaporador, es decir, 3 y 4 del ciclo trazado.

$$Q_f = h_3 - h_1 \text{ (KJ/Kg)}$$

$$Q_f = 410.6 - 245.82 = \mathbf{164.78 \text{ KJ/Kg}}$$

Potencia frigorífica (P_f)

$$P_f = Q_f \cdot \dot{C}_m$$

\dot{C}_m : Nuevo caudal másico dado por el compresor

$$P_f = (164.78 \text{ KJ/Kg}) (258.35 \text{ Kg/h}) / 3600$$

$$P_f = 11.83 \text{ KW (10167 KCAL/h)}$$

Del Apéndice A: Tabla No A.2.1 y Tabla No A.2.2 Catálogo de evaporadores.

Para modelo de alta temperatura y separador de aletas 3mm.

$$\text{Con } T^\circ \text{aire} = 15^\circ \text{C} \quad DT = 10^\circ \text{C} \quad T^\circ \text{ev} = 5^\circ \text{C}$$

Seleccionamos el que aproxime a $P_f = 10167 \text{ KCA/h}$.

Elegimos EVT3 - 256 / 47 con rendimiento de trabajo de

10298KCAL/h.

4.6 Selección del Sistema de Expansión

La selección se va a hacer de los catálogos de los fabricantes tienen tablas y ábacos de selección muy completos). La selección correcta de una válvula de expansión requiere:

- . Determinar el tipo de válvula, es decir, el tipo de cuerpo de válvula, las conexiones y si va a ser de orificio fijo o de orificio intercambiable. Las de orificio intercambiable son muy versátiles, con el mismo cuerpo cambiando simplemente el orificio obtendremos potencias diferentes.

- . Determinar si va a ser de ecualización externa o interna, las primeras se utilizan para evaporadores con pérdidas de carga importantes.

- . Determinar el tipo de carga del bulbo termostático. Normalmente las válvulas de expansión termostáticas que se utilizan en instalaciones con temperaturas de evaporación media – alta, llevan, en su elemento termostático, el mismo fluido de la instalación donde van colocadas. Sin embargo a bajas temperaturas el elemento termostático lleva un fluido diferente, que permita evitar errores en el funcionamiento de la válvula.

También existen válvulas con límite de presión máxima de operación, que permiten limitar la presión de baja hasta un máximo para evitar sobrecargas del compresor.

- . Determinar el modelo que nos da la potencia frigorífica necesaria.

La válvula de expansión y su orificio deben ser del tamaño adecuado para suministrar un caudal de $\dot{C}_m = 258.35 \text{ Kg/h}$ de refrigerante trabajando con una diferencia de presiones ($P_k - P_o$) de 10.3 bar.

Inyectando ese caudal de refrigerante la potencia frigorífica desarrollada por el evaporador de 11.83 KW.

La potencia nominal que debe tener nuestra válvula (P_n).

$$P_n = P_f \cdot K_1 \cdot K_2$$

Determinemos los coeficientes de corrección K_1 y K_2 .

Tabla No 4.4

| T ^a líquido a Entrada de Valv. ° C | Factor de corrección K ₁ T ^a de evaporación ° C | | | | | |
|---|--|------|------|------|------|------|
| | 10 | 5 | 0 | -5 | -10 | -15 |
| 45 | 1,12 | 1,15 | 1,18 | 1,22 | 1,26 | 1,46 |
| 40 | 1,02 | 1,04 | 1,07 | 1,09 | 1,13 | 1,3 |
| 35 | 0,93 | 0,95 | 0,97 | 1 | 1,02 | 1,18 |
| 30 | 0,86 | 0,88 | 0,9 | 0,92 | 0,94 | 1,08 |
| 25 | 0,80 | 0,82 | 0,83 | 0,85 | 0,87 | 1 |

Tabla No 4.5

| | | | | | | | | | | |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| ΔP (bar) | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| K ₂ | 1,14 | 1,07 | 1,02 | 0,97 | 0,93 | 0,89 | 0,86 | 0,83 | 0,8 | 0,78 |

K_1 : El sub enfriamiento es de 5 ° C y la instalación condensa a 42 ° C por lo que el líquido llega a la válvula de expansión $T = 42 - 5 = 37$ ° C.

La temperatura de evaporación $T_o = 5$ ° C

Interpolando en la Tabla 4.4 obtenemos el valor de $K_1 = 0.986$

K_2 : La diferencia de presiones entre alta y baja es de 10.3 bar de la Tabla 4.5

$$K_2 = 1.02$$

$$\Rightarrow P_n = (11.83 \text{ KW}) (0.986) (1.02)$$

$$\Rightarrow \mathbf{P_n = 11.90 \text{ KW}}$$

Del Apéndice A: Tabla No A.3.1 y Tabla No A.3.2 Catálogo de Válvula de Expansión Termostática

Elegimos la válvula modelo TX2 / TEX2 – 2.3

4.7 Selección del Condensador

El condensador es el elemento de la instalación cuya misión es que el fluido refrigerante pierda calor por intercambio térmico con el fluido refrigerador exterior, que en este caso es el agua que va a la piscina.

Debe tener el tamaño adecuado para ser capaz de transmitir el calor que capta en el evaporador así como el proceso de compresión.

$$P_{\text{cond}} = P_f + P$$

P_f : Potencia frigorífica del compresor (11.83 KW)

P : potencia consumida por el compresor (3 KW)

$$P_{\text{cond}} = 11.83 \text{ KW} + 3 \text{ KW} = 14.83 \text{ KW}$$

Del Apéndice A: Tabla No A.4 Catálogo de Condensadores de Flujo contra corriente (coaxial).

Seleccionamos el condensador coaxial

El modelo XC19. Potencia de 17.9 KW. Flujo de agua = 2.2 m³/h.

Analizando el Intercambio de Calor en el Condensador

Calor cedido por el refrigerante = Calor absorbido por el agua

$$14830 \text{ W} = M C_e (T_s - T_e) / 3600$$

M: Caudal de agua (Kg/h)

C_e : Calor específico del agua (4186 J/Kg ° C)

T_s : Temperatura de la salida de agua del condensador (37 ° C)

T_e : Temperatura de entrada de agua al condensador (17 ° C)

$$\Rightarrow 14830 \text{ W} = M (4186) (37-17) / 3600$$

$$\Rightarrow \mathbf{M = 637.70 \text{ Kg/h}}$$

Densidad del agua: 1000 Kg/m³ => **M = 0.638 m³/ h**. Será el flujo de agua que circulará por el condensador.

4.8 Selección de Tuberías

Capacidad Frigorífica (Q_f) = 10167 KCAL/h (11.83 KW)

$$Q_f = C_m \cdot q_f$$

C_m : Caudal másico del refrigerante (Kg/h)

q_f : Calor frigorífico específico (KCAL/Kg)

$$C_m = A \cdot V \cdot v \cdot 3600 \text{ (Kg / h)}$$

A: Sección (m²)

V: Velocidad (m/s)

v: Volumen específico del vapor (m³/Kg)

Para la línea de succión:

$$\Rightarrow Q_f = D^2 \cdot (\pi/4) \cdot V \cdot (1/v) \cdot 3600 q_f$$

$$\Rightarrow D^2 = 4 Q_f \cdot v / (\pi \cdot V \cdot 3600 \cdot q_f)$$

Del ciclo frigorífico trazado:

$$q_f = h_3 - h_1 = 410.6 - 245.82$$

$$q_f = 164.78 \text{ KJ/Kg (39.42 KCAL/Kg)}$$

$$v = 0.0496 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$V = 7.5 \text{ m/s}$ recomendadas para Líneas de succión en instalaciones comerciales, medianas y pequeñas.

$$\Rightarrow D^2 = 4 (10167) (0.0496) / \pi (7.5) (3600) (3942)$$

$$\Rightarrow D = 0.0246 \text{ m}$$

$$\Rightarrow D = 24.56 \text{ mm}$$

Seleccionando el más próximo: $D = 7/8''$

Utilizando las tablas del Apéndice A:

Tabla No A.5.1 Catálogo de Tubería para la línea de líquido

Tabla No A.5.2 Catálogo de Tubería para la línea de succión

Tabla No A.5.3 Catálogo de Tubería para la línea de descarga

Con capacidad frigorífica ($11.83 \text{ KW} = 10167 \text{ KCAL/h}$)

Línea de líquido : $1/2'' \text{ D}$

Línea de succión: $7/8'' \text{ D}$

Línea de descarga: $5/8'' \text{ D}$

4.9 Selección del Refrigerante

Utilizaremos el refrigerante R-22 por que admiten un máximo salto de temperatura entre evaporación y condensación de 75° C . También tienen una excelente relación de kilogramo de gas – desplazamiento volumétrico

del compresor. Y además por sus características mencionadas anteriormente.

4.10 Otros Componentes de Uso

Presostato de baja, seleccionamos el modelo KP1 con gama de regulación de -0.2 a 7.5 bar, de la Tabla No A.6 Catálogo de Presostato.

Presostato de alta, seleccionamos el modelo KP5 con gama de regulación de 10 a 32 bar, de la Tabla No A.6 Catálogo de Presostato.

Filtro secador, seleccionamos el modelo DX164 con capacidad: 11.6 KW, de la Tabla No A.7 Catálogo de Filtro Secador.

Visores, seleccionamos el tipo SGI12 con conexión ½" x ½" de la Tabla No A.8 Catálogo de Visores.

Válvula de cierre, seleccionamos el tipo BML12 con conexión ½" de la Tabla No A.9 Catálogo de Válvulas.

Termostato, seleccionamos el tipo KP77 con gama de reglaje de 20 a 60 °C de la Tabla No A.10 Catálogo de Termostato.

4.11 Cálculo del Coeficiente de Performance (COP) de la bomba de calor

$$\text{COP} = \frac{\text{Calor suministrado por el condensador}}{\text{Energía consumida por el compresor} + \text{Energía consumida por auxiliares}}$$

Seleccionado el compresor el flujo de gas refrigerante es:

$$C_m = 258.35 \text{ Kg/hr}$$

$$Q_{\text{cond}} = C_m(h_4 - h_7) = 258.35 (442.5 - 245.82)$$

$$Q_{\text{cond}} = 14.1 \text{ KW}$$

$$W_{\text{compresor}} = C_m (h_4 - h_3) = 25.35 (442.5 - 410.6)$$

$$W_{\text{compresor}} = 2.3 \text{ KW}$$

$$\text{Energía consumida por auxiliares} = 20 \% (W_{\text{compresor}}) = 0.46 \text{ KW}$$

$$\text{COP} = 14.1 \text{ KW} / (2.3 \text{ KW} + 0.46 \text{ KW})$$

$$\text{COP} = 5.1$$

CAPITULO 5

ESTRUCTURA DE COSTOS DE LA BOMBA DE CALOR

5.1 Costo Estimado

Consideraremos los precios de los diferentes equipos y accesorios del mercado nacional y los gastos por instalación de los mismos.

| | | |
|-----------------------------------|------------|----------------|
| Compresor | 1800 soles | |
| Evaporador | 2500 soles | |
| Válvula de Expansión termostática | 350 soles | |
| Condensador | 2000 soles | |
| Presostato de baja | 170 soles | |
| Presostato de alta | 170 soles | |
| Filtro secador | 30 soles | |
| Visor | 60 soles | |
| Válvula manual (2 unidades) | 80 soles | |
| Termostato | 180 soles | |
| Caja del sistema eléctrico | 150 soles | |
| Tuberías y accesorios | 100 soles | |
| Cubierta metálica | 350 soles | |
| Instalación | 450 soles | |
| Total | 8390 soles | (3130 dólares) |

5.2 Gasto Estimado del Consumo de Energía

Tomaremos en cuenta el consumo de energía por puesta en marcha y el consumo de energía por mantenimiento de la temperatura requerida. Considerando el trabajo continuo del equipo.

Puesta en marcha: 24 horas / día; 4 días / mes

Por mantenimiento: 16 horas / día; 24 días / mes

El compresor seleccionado es de 3 KW.

Calcularemos los KW-h consumido:

Puesta en marcha = $24 \text{ h/día} \times 4 \text{ días / mes} \times 3 \text{ KW} = 288 \text{ KW-h/mes}$

Por mantenimiento = $16 \text{ h/día} \times 24 \text{ días/mes} \times 3 \text{ KW} = 1152 \text{ KW-h/mes}$

Total de consumo = $288 \text{ KW-h/ mes} + 1152 \text{ KW-h/ mes}$
= 1440 KW-h/ mes

Costo de energía eléctrica = 0.34 soles por KW – h

Por lo tanto : El consumo = $1440 \times 0.34 = 489.6 \text{ soles / mes}$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Es importante tener una buena metodología para el cálculo y selección de compresores en la bomba de calor por que de él depende la selección y uso de los demás componentes
- La bomba de calor calculada es de una instalación eficaz por tener un buen coeficiente de performance igual a 5.
- Se puede disminuir los costos de algunos equipos seleccionados diseñándolos para una carga mas cercana a la requerida como son el evaporador y el condensador (intercambiador de calor).
- Las buenas condiciones ambientales en nuestro medio (mayores a 7 °C nos permiten simplificar algunas condiciones como por ejemplo no considerar descarche en el evaporador.
- La bomba de calor es una buena alternativa para la climatización de agua a una temperatura mediana (37 °C) en el ahorro de energía y para el uso continuo.

- La bomba de calor tiene una desventaja respecto al tiempo necesario para calentar el agua, como en nuestro caso necesita 24 horas para llevar de 17 °C a 37 °C en invierno.
- La gran ventaja es de mantener la temperatura lograda con poca energía y trabajo continuo.
- Al seleccionar una bomba de calor es importante tener en cuenta ,que la capacidad para poner puesta a régimen debe ser similar a la capacidad para el mantenimiento del agua climatizada, y así utilizar una sola bomba de calor.

BIBLIOGRAFÍA

1. Román Monasterio Larrinaga. Pedro Hernández Martín. Javier Saiz Fernández. "La Bomba de Calor".

Edición 1993 – España.
2. Charles Fontanel. "La Bomba de Calor".

Edición 1980 – España.
3. Yunus A. Cengel. Michael A. Boles. "Termodinámica".

Edición 2008 – México.
4. Michel J. Morán. Howard N. Chapiro. "Fundamentos de Termodinámica Técnica"

Edición 2004 – España
5. Juan Antonio Ramirez. "Refrigeración"

Edición 2000 – España.

6. Stoecker. “Refrigeración y Acondicionamiento de Aire”

Edición 1978 – México.

7. Carrier. “Manual de Aire Acondicionado”

Edición 2009 – España.

8. Juan de Cusa “Piscinas”

Edición 1998 – España.

9. José Fernando de la Oliva Carmona. “Guía Práctica: Selección de los Elementos de una Instalación Frigorífica”

Edición 2009 – España.

10. http://www.ciatesa.es/data/documentos_tecnicos/public/2005-11-28_Climatizacion_piscinas_cubiertas.pdf

11. Ingeniero William Morales. “Refrigeración – Termodinámica”

Asesoramiento de RETER E.I.R.L.

APENDICE A

TABLAS

Modelos MT, para media y alta temperatura de evaporación con R-22

R22

| Modelo | Potencia H.P. | Alimentación Eléctrica | Desp. m ³ /h* | Voltaje | Código ANTARTIC |
|------------|---------------|--------------------------------------|--------------------------|---------------------------|-----------------|
| MT 18 5i | 1,5 | 230V / 1f / 50Hz | 5,26 | 207 - 253V | 1200DA-018 |
| MT 18 4i | 1,6 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 5,26 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-019 |
| MT 22 5i | 1,8 | 230V / 1f / 50Hz | 6,63 | 207 - 253V | 1200DA-022 |
| MT 22 4i | 1,8 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 6,63 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-023 |
| MT 28 5i | 2,3 | 230V / 1f / 50Hz | 8,36 | 207 - 253V | 1200DA-024 |
| MT 28 4i | 2,3 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 8,36 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-025 |
| MT 36 4i | 3 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 10,52 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-030 |
| MT 50 4Vi | 4 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 14,90 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-032 |
| MT 64 4Vi | 5,3 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 18,74 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-034 |
| MT 80 4Vi | 6,6 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 23,63 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-033 |
| MT 100 4Vi | 8,3 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 29,80 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-050 |
| MT 126 4Vi | 10,4 | 400V / 3f / 50Hz 480V / 3f / 60Hz | 37,49 | 360 - 440V 414 - 506 V | 1200DA-052 |

* A 2960 r.p.m

Tabla de Rendimiento en Watts

R22

| Modelo | TE | T.E. -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10 15 | | | | | | | | |
|--------|----|-----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | TC | P.F. | P.F. | P.F. | P.F. | P.F. | P.F. | P.F. | P.F. |
| MT 18 | 30 | 850 | 1260 | 1740 | 2360 | 3120 | 4040 | 5140 | 6430 | 7920 |
| | 40 | 850 | 1000 | 1440 | 2000 | 2680 | 3500 | 4480 | 5660 | 7030 |
| | 50 | - | - | 1160 | 1630 | 2210 | 2930 | 3800 | 4830 | 6050 |
| MT 22 | 30 | 1320 | 1980 | 2650 | 3510 | 4500 | 5660 | 6970 | 8470 | 10160 |
| | 40 | 530 | 1500 | 2170 | 2980 | 3870 | 4930 | 6150 | 7540 | 9110 |
| | 50 | - | - | 1670 | 2380 | 3210 | 4160 | 5270 | 6530 | 7980 |
| MT 28 | 30 | 2150 | 2950 | 3680 | 4940 | 6180 | 7820 | 9680 | 11780 | 12710 |
| | 40 | 1690 | 2450 | 3330 | 4320 | 5480 | 6750 | 8190 | 9810 | 11810 |
| | 50 | - | - | 2730 | 3660 | 4700 | 5990 | 7220 | 8720 | 10390 |
| MT 36 | 30 | 2910 | 3920 | 5070 | 6360 | 7870 | 9640 | 11410 | 13480 | 15790 |
| | 40 | 2280 | 3240 | 4330 | 5580 | 6980 | 8550 | 10310 | 12280 | 14420 |
| | 50 | - | - | 3560 | 4710 | 6010 | 7470 | 9090 | 10900 | 12910 |
| MT 50 | 30 | 3650 | 4750 | 6130 | 7820 | 9680 | 12390 | 15240 | 18330 | 22580 |
| | 40 | 2910 | 3940 | 5210 | 6770 | 8690 | 10980 | 13690 | 16830 | 20510 |
| | 50 | - | 3140 | 4280 | 5660 | 7400 | 9470 | 11940 | 14880 | 18280 |
| MT 64 | 30 | 4400 | 6010 | 7940 | 10230 | 12920 | 16050 | 19680 | 23800 | 28510 |
| | 40 | 3470 | 4980 | 6740 | 8650 | 11320 | 14200 | 17630 | 21980 | 25710 |
| | 50 | - | 4100 | 5690 | 7570 | 9780 | 12370 | 15370 | 18830 | 22780 |
| MT 80 | 30 | 5520 | 7600 | 10050 | 12910 | 16250 | 20030 | 24300 | 29280 | 34820 |
| | 40 | 4390 | 6320 | 8580 | 11210 | 14250 | 17740 | 21720 | 26220 | 31320 |
| | 50 | - | 5320 | 7330 | 9670 | 12380 | 15500 | 19060 | 23110 | 27680 |
| MT 100 | 30 | 7830 | 9980 | 12980 | 16030 | 20130 | 24830 | 30610 | 36980 | 44250 |
| | 40 | 5980 | 7500 | 10210 | 13370 | 17120 | 21520 | 26640 | 32350 | 39320 |
| | 50 | - | 5870 | 8210 | 11010 | 14340 | 18270 | 22870 | 28190 | 34330 |
| MT 125 | 30 | 8940 | 12420 | 16140 | 20580 | 25820 | 31840 | 39040 | 47160 | 56450 |
| | 40 | 7490 | 10320 | 13710 | 17750 | 22510 | 28090 | 34570 | 42020 | 50530 |
| | 50 | - | 8480 | 11450 | 14990 | 19180 | 24120 | 29880 | 36540 | 44180 |
| 60 | - | - | - | 12400 | 15930 | 20130 | 25070 | 30850 | 37540 | |

T.E. Temperatura de Evaporación °C.
T.C. Temperatura de Condensación °C.
P.F. Potencia Frigorífica en Watts

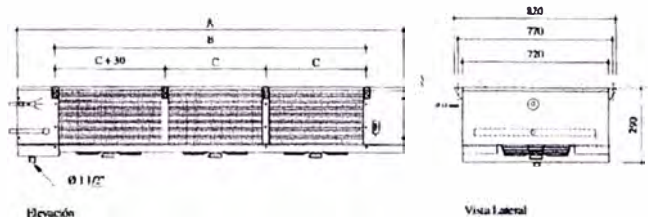
CONDICIONES DE MEDICIÓN
50 Hz - Sobrecalentamiento 11,1 °K.
Subenfriamiento 8,3 °K.

EQUIVALENCIAS

1 Watt = 0,8598 Kcal/h
= 3,4121 BTU/h

Sección A // Compresores y Unidades Condensadoras - Compresores Maneurop

Tabla No A.1 Catálogo de Compresores Herméticos



MODELOS PARA ALTA TEMPERATURA (SEPARACIÓN DE ALETAS 3 mm. / TIRO DE AIRE 2 m por lado)

| MODELO | CAPACIDAD SUPERFICIE | | CAUDAL | VENTILADORES | | CALEFACTORES | | DIMENSIONES | | | CONEXIONES | | VOL. INT. dm ³ | PESO Kg. | |
|------------------|------------------------------|------------------------|--------|--------------|----------------|----------------|-------|-------------|-------|------------|------------|------|---------------------------|----------|----|
| | T _{ev} a 0 °C DT=10 | INTERC. m ² | | CAV. Nº | CONSUMO W (ln) | CONSUMO W (ln) | A mm | B mm | C mm | ENT. PULG. | SAL PULG. | | | | |
| EVT 3 - 251 / 8 | 1.700 | 7,84 | 829 | 1 | 88 | 0,62 | 960 | 4,36 | 750 | 350 | 350 | 5/8" | 5/8" | 1,29 | 17 |
| EVT 3 - 252 / 16 | 3.299 | 15,68 | 1.569 | 2 | 172 | 1,24 | 1.440 | 6,55 | 1.100 | 700 | 350 | 5/8" | 5/8" | 2,29 | 27 |
| EVT 3 - 253 / 24 | 5.099 | 23,52 | 2.488 | 3 | 258 | 1,86 | 1.920 | 8,73 | 1.450 | 1.050 | 350 | 5/8" | 7/8" | 3,43 | 37 |
| EVT 3 - 254 / 31 | 6.799 | 31,37 | 3.317 | 4 | 344 | 2,43 | 2.560 | 11,64 | 1.800 | 1.400 | 350 | 5/8" | 7/8" | 4,49 | 48 |
| EVT 3 - 255 / 39 | 8.498 | 39,21 | 4.147 | 5 | 430 | 3,10 | 3.040 | 13,82 | 2.150 | 1.750 | 350 | 5/8" | 7/8" | 5,48 | 57 |
| EVT 3 - 256 / 47 | 10.198 | 47,05 | 4.976 | 6 | 516 | 3,72 | 3.840 | 17,45 | 2.500 | 2.100 | 350 | 5/8" | 7/8" | 6,47 | 67 |

La capacidad de los evaporadores indicadas en estos cuadros corresponden a un diferencial térmico DT= 10 °C y evaporación a 0 °C. Para determinar el rendimiento de cada modelo en otras condiciones de trabajo revisar las tablas de selección de evaporadores al reverse.

MODELOS PARA MEDIA TEMPERATURA (SEPARACIÓN DE ALETAS 5 mm / TIRO DE AIRE 2 m por lado)

| MODELO | CAPACIDAD SUPERFICIE | | CAUDAL | VENTILADORES | | CALEFACTORES | | DIMENSIONES | | | CONEXIONES | | VOL. INT. dm ³ | PESO Kg. | |
|------------------|-------------------------------|------------------------|--------|--------------|----------------|----------------|-------|-------------|-------|------------|------------|------|---------------------------|----------|----|
| | T _{ev} a 10 °C DT=10 | INTERC. m ² | | CAV. Nº | CONSUMO W (ln) | CONSUMO W (ln) | A mm | B mm | C mm | ENT. PULG. | SAL PULG. | | | | |
| EVT 5 - 251 / 6 | 1.449 | 6,47 | 829 | 1 | 88 | 0,62 | 960 | 4,36 | 750 | 350 | 300 | 5/8" | 5/8" | 1,67 | 17 |
| EVT 5 - 252 / 13 | 2.899 | 12,94 | 1.668 | 2 | 172 | 1,24 | 1.440 | 6,55 | 1.100 | 700 | 250 | 5/8" | 5/8" | 3,25 | 27 |
| EVT 5 - 253 / 19 | 4.348 | 19,41 | 2.488 | 3 | 258 | 1,86 | 1.920 | 8,73 | 1.450 | 1.050 | 350 | 5/8" | 5/8" | 4,84 | 37 |
| EVT 5 - 254 / 26 | 5.797 | 25,88 | 3.317 | 4 | 344 | 2,48 | 2.560 | 11,64 | 1.800 | 1.400 | 350 | 5/8" | 7/8" | 6,56 | 48 |
| EVT 5 - 255 / 32 | 7.247 | 32,35 | 4.147 | 5 | 430 | 3,10 | 3.040 | 13,82 | 2.150 | 1.750 | 350 | 5/8" | 7/8" | 8,24 | 58 |
| EVT 5 - 256 / 39 | 8.696 | 38,82 | 4.976 | 6 | 516 | 3,72 | 3.840 | 17,45 | 2.500 | 2.100 | 350 | 5/8" | 7/8" | 9,93 | 68 |

La capacidad de los evaporadores indicadas en estos cuadros corresponden a un diferencial térmico DT= 10 °C y evaporación a 10 °C. Para determinar el rendimiento de cada modelo en otras condiciones de trabajo revisar las tablas de selección de evaporadores al reverse.

| DATOS COMUNES VENTILADORES | | | |
|----------------------------|----------|---------|-------------------|
| DIAMETRO / RPM | POTENCIA | CONSUMO | CONEXIÓN |
| 250 mm / 330 rpm | 86 W | 0,62 A | 220V / 11 / 50 Hz |
| 250 mm / 550 rpm | 80 W | 0,55 A | 220V / 11 / 60 Hz |

| T° AIRE °C | DT° (°C) | T° ev °C | RENDIMIENTOS PARA DISTINTAS CONDICIONES DE TRABAJO (Kcal/h) | | | | | |
|------------|----------|----------|---|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| | | | EVT 3 - 251 / 8 | EVT 3 - 252 / 16 | EVT 3 - 253 / 24 | EVT 3 - 254 / 31 | EVT 3 - 255 / 39 | EVT 3 - 256 / 47 |
| 15 | 3 | 10 | 806 | 1.733 | 2.999 | 3.466 | 4.232 | 5.199 |
| | 6 | 9 | 1.036 | 2.076 | 3.113 | 4.151 | 5.189 | 6.227 |
| | 7 | 8 | 1.208 | 2.417 | 3.625 | 4.834 | 6.042 | 7.250 |
| | 8 | 7 | 1.378 | 2.757 | 4.135 | 5.514 | 6.892 | 8.270 |
| | 9 | 6 | 1.548 | 3.095 | 4.643 | 6.191 | 7.738 | 9.286 |
| 10 | 5 | 5 | 858 | 1.716 | 2.574 | 3.433 | 4.291 | 5.149 |
| | 6 | 4 | 1.028 | 2.056 | 3.083 | 4.111 | 5.139 | 6.167 |
| | 7 | 3 | 1.197 | 2.393 | 3.590 | 4.787 | 5.984 | 7.180 |
| | 8 | 2 | 1.365 | 2.730 | 4.095 | 5.460 | 6.825 | 8.190 |
| | 9 | 1 | 1.533 | 3.065 | 4.598 | 6.131 | 7.663 | 9.196 |
| 8 | 10 | 0 | 1.700 | 3.399 | 5.099 | 6.799 | 8.498 | 10.198 |
| | 5 | 3 | 855 | 1.710 | 2.564 | 3.418 | 4.274 | 5.129 |
| | 6 | 2 | 1.024 | 2.040 | 3.071 | 4.095 | 5.119 | 6.143 |
| | 7 | 1 | 1.192 | 2.384 | 3.576 | 4.768 | 5.960 | 7.152 |
| | 8 | 0 | 1.360 | 2.719 | 4.078 | 5.439 | 6.799 | 8.158 |
| 6 | 9 | -1 | 1.527 | 3.053 | 4.580 | 6.107 | 7.633 | 9.160 |
| | 10 | -2 | 1.693 | 3.386 | 5.079 | 6.772 | 8.465 | 10.158 |
| | 5 | 0 | 850 | 1.700 | 2.549 | 3.399 | 4.249 | 5.099 |
| | 6 | -1 | 1.018 | 2.036 | 3.053 | 4.071 | 5.089 | 6.107 |
| | 7 | -2 | 1.186 | 2.370 | 3.555 | 4.740 | 5.925 | 7.111 |
| 4 | 8 | -3 | 1.352 | 2.703 | 4.055 | 5.407 | 6.759 | 8.110 |
| | 9 | -4 | 1.518 | 3.035 | 4.550 | 6.071 | 7.568 | 9.106 |
| | 10 | -5 | 1.683 | 3.366 | 5.049 | 6.732 | 8.415 | 10.098 |
| | 5 | -3 | 845 | 1.690 | 2.534 | 3.379 | 4.224 | 5.069 |
| | 6 | -4 | 1.012 | 2.024 | 3.035 | 4.047 | 5.059 | 6.071 |
| 2 | 7 | -5 | 1.178 | 2.356 | 3.534 | 4.712 | 5.890 | 7.069 |
| | 8 | -6 | 1.344 | 2.687 | 4.031 | 5.375 | 6.719 | 8.062 |
| | 9 | -7 | 1.509 | 3.017 | 4.526 | 6.035 | 7.543 | 9.052 |
| | 10 | -8 | 1.673 | 3.346 | 5.019 | 6.692 | 8.365 | 10.038 |
| | 5 | -5 | 841 | 1.683 | 2.524 | 3.368 | 4.207 | 5.049 |
| 0 | 6 | -6 | 1.008 | 2.016 | 3.023 | 4.031 | 5.039 | 6.047 |
| | 7 | -7 | 1.173 | 2.347 | 3.520 | 4.694 | 5.867 | 7.041 |
| | 8 | -8 | 1.338 | 2.677 | 4.015 | 5.354 | 6.692 | 8.030 |
| | 9 | -9 | 1.503 | 3.005 | 4.508 | 6.011 | 7.513 | 9.010 |
| | 10 | -10 | 1.668 | 3.333 | 4.999 | 6.665 | 8.332 | 9.990 |

Tabla No A.2 Catálogo de evaporadores

Pedido de Válvulas Completas Gama N: -40 +10°C

| Refrigerante | Tipo y capacidad nominal ¹⁾ en toneladas | Capacidad nominal ¹⁾ kW | Orificio no. | Iguala-ción de presión | Conexión ²⁾ | | No. de código |
|--------------|---|------------------------------------|--------------|------------------------|------------------------|--------------|---------------|
| | | | | | Entrada pulg. | Salida pulg. | |
| R 22 | TX 2-0,7 | 2,2 | 01 | Interna | 1/4 | 1/2 | 68-6040 |
| | TX 2-1,0 | 3,5 | 02 | Interna | 1/4 | 1/2 | 68-6077 |
| | TX 2-1,5 | 5,2 | 03 | Interna | 1/4 | 1/2 | 68-6042 |
| | TX 2-2,3 | 8,0 | 04 | Interna | 3/8 | 1/2 | 68-6043 |
| | TX 2-3,0 | 10,5 | 05 | Interna | 3/8 | 1/2 | 68-6044 |
| | TX 2-4,5 | 15,5 | 06 | Interna | 3/8 | 1/2 | 68-6078 |
| | TEX 2-0,7 | 2,2 | 01 | Externa | 1/4 | 1/2 | 68-6047 |
| | TEX 2-1,0 | 3,5 | 02 | Externa | 1/4 | 1/2 | 68-6084 |
| | TEX 2-1,5 | 5,2 | 03 | Externa | 1/4 | 1/2 | 68-6049 |
| | TEX 2-2,3 | 8,0 | 04 | Externa | 3/8 | 1/2 | 68-6050 |
| | TEX 2-3,0 | 10,5 | 05 | Externa | 3/8 | 1/2 | 68-6051 |
| | TEX 2-4,5 | 15,5 | 06 | Externa | 3/8 | 1/2 | 68-6085 |

¹⁾ La capacidad nominal está basada en:
 Temperatura de evaporación $t_e = +5^\circ\text{C}$
 Temperatura de condensación $t_c = +32^\circ\text{C}$
 Temperatura del líquido refrigerante antes de la válvula $t_l = +28^\circ\text{C}$
²⁾ Las conexiones para T 2 y TE 2 son de 3/8 x 1/2 pulg. Cuando se necesita una conexión de 1/4 pulg. en la entrada de la válvula, es preciso utilizar una tuerca reductora.
 Para tablas de capacidad detalladas, véanse páginas: 30, 31, 32, 33, 34.

Explicación de la designación del tipo
 Ejemplo: TEF 2 0.3
 T - Válvula de expansión termostática
 E - Igualación de presión externa
 1/4 pulg./8 mm SAE abra arriba
 F - Refrigerante R 12, etiqueta amarilla
 (X - R 22, etiqueta verde)
 (Y - H 502, etiqueta lila)
 2 - Tamaño de la válvula
 0.3 - Capacidad nominal en toneladas
 (TR - Toneladas de Refrigeración)

Gama N: -40°C +10°C Capacidad en kW

| Tipo y capacidad nominal en toneladas (TR) | Temperatura de evaporación °C | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | +10 | | | | | | | | 0 | | | | | | | |
| | Pérdida de carga a través de la válvula /p bar | | | | | | | | Pérdida de carga a través de la válvula /p bar | | | | | | | |
| | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| TX 2/TEX 2 - 0,3 | 0,87 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,5 | 0,84 | 1,0 | 1,2 | 1,3 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,4 |
| TX 2/TEX 2 - 0,7 | 2,2 | 2,8 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,7 | 3,8 | 3,8 | 1,9 | 2,4 | 2,7 | 3,0 | 3,1 | 3,2 | 3,3 | 3,3 |
| TX 2/TEX 2 - 1,0 | 3,0 | 4,0 | 4,7 | 5,1 | 5,4 | 5,6 | 5,8 | 5,8 | 2,6 | 3,4 | 4,0 | 4,3 | 4,6 | 4,8 | 4,9 | 5,0 |
| TX 2/TEX 2 - 1,5 | 5,4 | 7,2 | 8,3 | 9,1 | 9,7 | 10,0 | 10,2 | 10,3 | 4,6 | 6,1 | 7,1 | 7,8 | 8,2 | 8,5 | 8,7 | 8,8 |
| TX 2/TEX 2 - 2,3 | 8,1 | 10,8 | 12,5 | 13,8 | 14,5 | 15,0 | 15,4 | 15,5 | 6,9 | 9,1 | 10,5 | 11,5 | 12,2 | 12,7 | 13,0 | 13,2 |
| TX 2/TEX 2 - 3 | 10,2 | 13,6 | 15,7 | 17,2 | 18,3 | 18,9 | 19,3 | 19,5 | 8,8 | 11,6 | 13,3 | 14,6 | 15,5 | 16,1 | 16,4 | 16,6 |
| TX 2/TEX 2 - 4,5 | 12,6 | 16,7 | 19,3 | 21,0 | 22,3 | 23,1 | 23,5 | 23,7 | 10,8 | 14,2 | 16,3 | 17,8 | 18,9 | 19,6 | 20,0 | 20,2 |
| TX 5/TEX 5 - 3 | 8,1 | 9,6 | 11,4 | 13,6 | 16,0 | 18,9 | 22,6 | 25,6 | 7,2 | 8,6 | 10,1 | 11,7 | 13,9 | 16,2 | 19,5 | 22,5 |
| TX 5/TEX 5 - 4,5 | 11,8 | 13,7 | 15,7 | 17,5 | 19,8 | 22,5 | 26,5 | 28,0 | 11,0 | 12,6 | 13,9 | 15,7 | 17,4 | 19,7 | 22,0 | 24,0 |
| TX 5/TEX 5 - 7,5 | 22,4 | 25,2 | 27,8 | 31,3 | 34,8 | 38,5 | 42,9 | 46,0 | 22,2 | 23,8 | 26,1 | 28,4 | 31,3 | 34,2 | 37,1 | 40,0 |
| TEX 5 - 12 | 31,3 | 40,3 | 46,1 | 49,9 | 52,5 | 54,9 | 56,4 | 56,0 | 30,0 | 37,9 | 42,3 | 46,1 | 48,7 | 50,5 | 51,2 | 52,0 |
| TEX 12 - 4,5 | 12,2 | 13,8 | 15,5 | 17,5 | 19,7 | 21,5 | 23,4 | 25,4 | 12,3 | 13,1 | 14,5 | 15,7 | 16,8 | 18,1 | 19,5 | 20,9 |
| TEX 12 - 7,5 | 21,1 | 23,2 | 25,5 | 28,4 | 31,3 | 34,2 | 38,5 | 39,0 | 20,1 | 22,0 | 24,3 | 26,7 | 29,0 | 31,3 | 33,6 | 35,3 |
| TEX 12 - 12 | 36,1 | 37,1 | 41,8 | 46,4 | 51,0 | 55,7 | 60,9 | 64,9 | 32,3 | 36,0 | 39,4 | 43,5 | 47,6 | 52,2 | 55,7 | 59,7 |
| TEX 12 - 18 | 49,3 | 54,5 | 61,5 | 68,4 | 76,6 | 85,8 | 96,3 | 100,0 | 47,1 | 52,8 | 59,2 | 66,1 | 74,2 | 83,5 | 91,6 | 97,5 |
| TEX 20 - 30 | 59,0 | 93,0 | 110,0 | 115,0 | 119,0 | 124,0 | 126,0 | 127,0 | 58,0 | 80,0 | 90,0 | 98,0 | 104,0 | 107,0 | 108,0 | 109,0 |
| TEX 55 - 50 | 126,0 | 161,0 | 180,0 | 201,0 | 215,0 | 220,0 | 224,0 | 227,0 | 109,0 | 147,0 | 165,0 | 182,0 | 194,0 | 200,0 | 205,0 | 209,0 |
| TEX 55 - 85 | 227,0 | 289,0 | 329,0 | 362,0 | 384,0 | 400,0 | 409,0 | 416,0 | 200,0 | 269,0 | 303,0 | 331,0 | 351,0 | 364,0 | 380,0 | 386,0 |

Tabla No A.3 Catálogo de válvula de expansión termostática

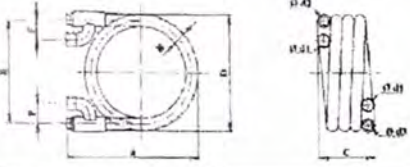
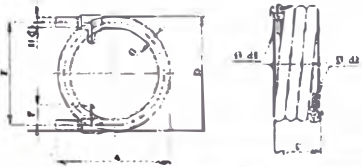
| EVAPORATORS | | CONDENSERS | | | | | | | | |
|---|--------------------|--|-------|--------|--------|-------------|--------|--------|--------|--------|
|  | |  | | | | | | | | |
| TECHNICAL DATA | | | | | | | | | | |
| MODEL | | Condensers | | | | Evaporators | | | | |
| CODE | | XC | | | | XE | | | | |
| SHELL SIDE | | HCFC & HFC | | | | Water | | | | |
| INTERNAL TUBE SIDE | | Water | | | | HCFC & HFC | | | | |
| MAX | shell side | 25 bar | | | | 10 bar | | | | |
| PRESSURE | internal tube side | 10 bar | | | | 25 bar | | | | |
| MIN and MAX | shell side | -20 - +100 °C | | | | | | | | |
| TEMP. | internal tube side | -20 - +100 °C | | | | | | | | |
| CAPACITY RANGE | | from 4 kW to 100 kW | | | | | | | | |
| EVAPORATOR | XE 3 | XE 7 | XE 10 | XE15 | XE22 | XE31 | XE39 | XE49 | XE63 | XE82 |
| Q (kW) | 4.3 | 5.7 | 9.4 | 14 | 21 | 28.5 | 37.8 | 50 | 63.9 | 80 |
| W (m/s) | 0.65 | 0.8 | 1.5 | 2.3 | 3.5 | 4.5 | 6 | 8 | 11 | 13 |
| U (Bar) | 0.23 | 0.29 | 0.43 | 0.49 | 0.35 | 0.35 | 0.42 | 0.37 | 0.29 | 0.25 |
| A | 360 | 380 | 400 | 440 | 520 | 620 | 620 | 860 | 860 | 920 |
| H | 25 | 28 | 35 | 42 | 50 | 57 | 65 | 76.1 | 88.9 | 101.6 |
| C | 220 | 220 | 260 | 270 | 270 | 250 | 305 | 250 | 280 | 320 |
| D | 260 | 310 | 310 | 370 | 460 | 580 | 580 | 626 | 720 | 730 |
| E | 235 | 282 | 275 | 328 | 410 | 523 | 515 | 550 | 630 | 630 |
| F | 45 | 55 | 60 | 74 | 78 | 92 | 94 | 100 | 120 | 130 |
| Ø 1/2" | 1/2" | 3/4" | 1" | 1 1/4" | 1 1/4" | 1 1/2" | 1 1/2" | 2" | 2 1/2" | 2 1/2" |
| Ø 3/8" | 12 | 12 | 16 | 16 | 22 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 |
| Ø 1/2" | 16 | 16 | 22 | 22 | 28 | 35 | 35 | 35 | 42 | 42 |
| WEIGHT (kg) | 7 | 10 | 15 | 20 | 28 | 36 | 48 | 62 | 96 | 112 |
| CONDENSER | XC 5 | XC 7 | XC 12 | XC 19 | XC 24 | XC 31 | XC 42 | XC 54 | XC 63 | XC 100 |
| Q (kW) | 4.5 | 6.5 | 11.5 | 17.9 | 23 | 30 | 41 | 52 | 63 | 105 |
| W (m/s) | 0.69 | 0.69 | 1.2 | 2.2 | 3.5 | 3.9 | 5.5 | 6.1 | 7.2 | 12.4 |
| U (Bar) | 0.14 | 0.28 | 0.26 | 0.4 | 0.37 | 0.32 | 0.36 | 0.34 | 0.29 | 0.35 |
| A | 250 | 260 | 310 | 330 | 440 | 520 | 620 | 620 | 620 | 850 |
| H | 22 | 22 | 28 | 35 | 42 | 50 | 57 | 57 | 65 | 82.5 |
| C | 100 | 170 | 200 | 250 | 270 | 280 | 255 | 255 | 305 | 260 |
| D | 200 | 220 | 280 | 310 | 370 | 460 | 580 | 580 | 580 | 636 |
| E | 178 | 198 | 252 | 265 | 328 | 410 | 523 | 523 | 515 | 554 |
| F | 60 | 60 | 60 | 70 | 50 | 53 | 57 | 57 | 62 | 72 |
| Ø 1/2" | 13.5 | 13.5 | 16.5 | 22.2 | 1 1/4" | 1 1/2" | 1 1/2" | 1 1/2" | 2" | 2 1/2" |
| Ø 3/8" | 12 | 16 | 16 | 16 | 22 | 22 | 28 | 28 | 28 | 35 |
| Ø 1/2" | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 16 | 16 | 18 | 16 | 22 |
| WEIGHT (kg) | 2.5 | 4 | 8 | 15 | 21 | 30 | 37 | 40 | 53 | 75 |

Tabla No A.4 Catálogo condensador: Intercambiador de calor con flujo contra corriente coaxial.

TABLA DE SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE TUBERIA PARA LA LINEA DE LIQUIDO

HASTA UNA LONGITUD EQUIVALENTE DE 15 METROS A MAYOR
LONGITUD SE TOMA EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR

R-22

| | | CAPACIDAD FRIGORIFICA (KCAL/H) PARA TUBOS DE LIQUIDO | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|-----------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | VELOCIDAD 1 m/s | | | | | | | | | | | |
| | | Temperatura de liquido + 35°C, subenfriamiento + 5°C, sobrecalentamiento en el evaporador + 5°C | | | | | | | | | | | |
| Ø del tubo (pulg) | | 3/16 | 1/4 | 1/2 | 5/8 | 3/4 | 7/8 | 1 1/8 | 1 3/8 | 1 5/8 | 2 1/8 | | |
| Ø exterior (mm) | | 4.762 | 6.35 | 12.7 | 15.88 | 19.05 | 22.23 | 28.57 | 54.92 | 41.28 | 53.97 | | |
| Ø interior (mm) | | 2.762 | 4.75 | 8 | 10.92 | 13.84 | 16.92 | 19.94 | 26.03 | 32.13 | 28.23 | 50.42 | |
| Area (cm ²) | | 0.06 | 0.18 | 0.5 | 0.94 | 1.5 | 2.25 | 3.12 | 5.3 | 8.1 | 11.45 | 20 | |
| Volumen del flujo (m ³ /h) | | 0.022 | 0.065 | 0.18 | 0.34 | 0.54 | 0.81 | 1.12 | 1.91 | 2.92 | 4.12 | 7.18 | |
| Temperatura de evaporación | A. Acond. | + 10 | 1083 | 3140 | 8938 | 16582 | 25578 | 39749 | 55272 | 94315 | 143590 | 203213 | 353623 |
| | + 5 | 1068 | 3093 | 3820 | 16347 | 26166 | 39161 | 54508 | 92904 | 141532 | 200332 | 348567 | |
| | 0 | 1052 | 3046 | 8702 | 16111 | 25754 | 38573 | 53743 | 91493 | 139474 | 197450 | 343510 | |
| | - 5 | 1039 | 3011 | 8585 | 15876 | 25460 | 38103 | 53038 | 90376 | 137710 | 194981 | 339276 | |
| | - 10 | 1026 | 2975 | 8467 | 15641 | 25166 | 37632 | 52332 | 89258 | 135916 | 192511 | 335042 | |
| | - 15 | 1012 | 2934 | 8350 | 15406 | 24814 | 37103 | 51627 | 88024 | 134064 | 18987 | 330397 | |
| | - 20 | 998 | 2893 | 8232 | 15170 | 24481 | 36574 | 50921 | 86789 | 132182 | 187219 | 325752 | |
| | - 30 | 969 | 2811 | 7997 | 14818 | 23755 | 35633 | 49510 | 84319 | 128419 | 181927 | 316462 | |
| - 40 | 941 | 2728 | 7762 | 14347 | 23050 | 34574 | 47981 | 81850 | 124656 | 176518 | 307171 | | |

Tabla No A.5.1 Catálogo de Tubería para la línea de liquido

TABLA DE SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE TUBERIA PARA LA LINEA DE SUCCION

HASTA UNA LONGITUD EQUIVALENTE DE 15 METROS A MAYOR
LONGITUD SE TOMA EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR

R-22

| CAPACIDAD FRIGORIFICA (KCAL/H) PARA TUBOS DE SUCCION | | | | | | | | | | | | |
|--|------|-------|-------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| VELOCIDAD = 7.5 M/S | | | | | | | | | | | | |
| Temperatura de liquido + 36°C, subenfriamiento + 3°C, sobrecalentamiento en el evaporador + 5°C | | | | | | | | | | | | |
| Ø del tubo (pulg) | 3/8 | 1/2 | 5/8 | 3" → 7/8 | 1 1/8 | 1 3/8 | 1 5/8 | 2 1/8 | 2 5/8 | 3 1/8 | | |
| Ø exterior (mm) | 9.53 | 12.7 | 15.68 | 19.05 | 22.23 | 28.57 | 34.92 | 41.29 | 53.97 | 66.74 | 79.37 | |
| Ø interior (mm) | 8 | 10.92 | 13.84 | 16.92 | 19.94 | 26.03 | 32.13 | 38.23 | 50.42 | 62.61 | 74.8 | |
| Area (cm ²) | 0.5 | 0.94 | 1.5 | 2.25 | 3.12 | | | | | 30.7 | 44 | |
| Volumen del flujo (m ³ /h) | 1.8 | 3.4 | 5.4 | 8.1 | 11.2 | | | | | 110.7 | 158 | |
| Temperatura de evaporación | + 10 | 2171 | 4029 | 6457 | 9657 | 13429 | 19214 | 34886 | 49371 | 85914 | 132457 | 189086 |
| | + 5 | 1829 | 3390 | 5438 | 8122 | 11291 | 19268 | 29341 | 41561 | 72293 | 111463 | 159038 |
| | 0 | 1510 | 2796 | 4469 | 6694 | 9327 | 15878 | 24204 | 34255 | 59612 | 91898 | 131164 |
| | - 5 | 1259 | 2327 | 3741 | 5566 | 7776 | 13259 | 20190 | 29536 | 49741 | 76690 | 109466 |
| | - 10 | 1058 | 1955 | 3147 | 4705 | 6544 | 11161 | 17000 | 24073 | 41897 | 64502 | 92205 |
| | - 15 | 887 | 1637 | 2637 | 3937 | 5487 | 93337 | 14237 | 20162 | 35075 | 54075 | 77187 |
| | - 20 | | 1357 | 2189 | 3273 | 4657 | 7768 | 11631 | 16757 | 29157 | 44357 | 64168 |
| | - 25 | | 900 | 1442 | 2164 | 3007 | 5121 | 7800 | 11050 | 19221 | 29535 | 42300 |
| - 40 | 314 | 580 | 933 | 1700 | 1242 | 3314 | 5047 | 7147 | 12436 | 19176 | 27371 | |

**A. Acond.
Te = 5°C**


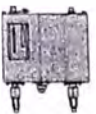
Tabla No A.5.2 Catálogo de Tubería para la línea de succión

| TABLA DE SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE TUBERIA PARA LA LINEA DE DESCARGA | | | | | | | | | | | | | |
|--|------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| HASTA UNA LONGITUD EQUIVALENTE DE 15 METROS A MAYOR LONGITUD SE TOMA EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR | | | | | | | | | | | | | |
| R-22 | | | | | | | | | | | | | |
| <small>INSTITUTO NACIONAL DE MANEJO DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO</small> | | CAPACIDAD FRIGORIFICA (KCAL/H) PARA TUBOS DE PRESION VELOCIDAD 10 m/s <small>Temperatura del líquido +35 °C, subenfriamiento +8 °C, sobrecalentamiento en el evaporador +5 °C</small> | | | | | | | | | | | |
| ∅ del tubo (pulg) | 1/4 | 3/8 | 1/2 | 5/8 | 3/4 | 7/8 | 1 1/8 | 1 3/8 | 1 5/8 | 2 1/8 | 2 5/8 | | |
| ∅ exterior (mm) | 6,35 | 9,53 | 12,7 | 15,88 | 19,05 | 22,23 | 28,57 | 34,92 | 41,28 | 53,97 | 66,74 | | |
| ∅ interior (mm) | 4,75 | 8 | 10,92 | 13,84 | 16,92 | 19,94 | 26,03 | 32,13 | 38,23 | 50,42 | 62,61 | | |
| Area (cm ²) | 0,18 | 0,5 | 0,94 | 1,5 | 2,25 | 3,12 | 5,3 | 8,1 | 11,45 | 20 | 30,7 | | |
| Volumen del flujo (m ³ /h) | 0,65 | 1,8 | 3,4 | 5,4 | 8,1 | 11,2 | 19,1 | 29,2 | 41,2 | 71,8 | 110,7 | | |
| Temperatura de evaporación | A. Acond. | +10 | 1420 | 4043 | 7500 | 12021 | 17979 | 25000 | 42660 | 64947 | 91915 | 159947 | 246596 |
| | | +5 | 1377 | 3927 | 7277 | 11675 | 17435 | 24241 | 41361 | 62984 | 89215 | 155183 | 239267 |
| | | 0 | 1328 | 3795 | 7026 | 11231 | 16821 | 23436 | 39897 | 60821 | 86103 | 149795 | 230923 |
| | | -5 | 1293 | 3687 | 6818 | 10960 | 16364 | 22778 | 38838 | 59141 | 83737 | 145707 | 224646 |
| | | -10 | 1265 | 3600 | 6650 | 10700 | 16000 | 22250 | 37950 | 57800 | 81850 | 142450 | 219650 |
| | | -15 | 1238 | 3515 | 6485 | 10446 | 15594 | 21733 | 36980 | 56386 | 79851 | 138911 | 214158 |
| | | -20 | 1183 | 3365 | 6202 | 10000 | 14952 | 20817 | 35481 | 54038 | 76538 | 133173 | 205337 |
| | | -30 | 1112 | 3163 | 5860 | 9395 | 14093 | 19581 | 33349 | 50791 | 71953 | 125163 | 192977 |
| | | -40 | 1031 | 2933 | 5422 | 8711 | 13067 | 18133 | 30933 | 47111 | 66701 | 116089 | 178978 |

Tabla No A.5.3. Catálogo de Tubería para la línea de descarga

| Pre-sión | Tipo | Baja presión (LP) | | Alta presión (HP) | | Rearme | | No. de código | | |
|----------|------|--------------------|-------------|--------------------|-------------|--------------|--------------|-------------------------|--------------------------|-----------------------|
| | | Gama de regulación | Diferencial | Gama de regulación | Diferencial | Baja presión | Alta presión | ¼ pulg. 6 mm abocardada | ¼ pulg. ODF Soldar cobre | 6 mm ODF Soldar cobre |
| | | p _e bar | Δp bar | p _e bar | Δp bar | LP | HP | | | |

Refrigerantes: R 12, R 13B1, R 22, R 114, R 500, R 502

| | | | | | | | | | | | |
|---|-------|------------|------------|-----------|---------|---------|-------|---------|---------|---------|---------|
|  | Baja | KP 1 | -0,2 → 7,5 | 0,7 → 4 | | | auto. | | 60-1101 | 60-1112 | 60-1110 |
| | Baja | KP 1 | -0,9 → 7 | Fija 0,7 | | | man. | | 60-1103 | 60-1111 | 60-1109 |
|  | Baja | KP 2 | -0,2 → 5 | 0,4 → 1,5 | | | auto. | | 60-1120 | 60-1124 | 60-1123 |
| | Alta | KP 5 | | | 6 → 32 | 1,8 → 6 | | auto. | 60-1171 | 60-1179 | 60-1177 |
| | Alta | KP 5 | | | 10 → 32 | Fija 3 | | man. | 60-1173 | 60-1180 | 60-1178 |
| | Doble | KP 15 | -0,2 → 7,5 | 0,7 → 4 | 6 → 32 | Fija 4 | auto. | auto. | 60-1261 | 60-1263 | 60-1262 |
| Doble | KP 15 | -0,2 → 7,5 | 0,7 → 4 | 6 → 32 | Fija 4 | auto. | man. | 60-1265 | 60-1299 | 60-1297 | |

Conexión: ¼ pulg. 6 mm abocardada
Sobre pedido especial pueden suministrarse versiones con conexión para soldar cobre.
Existen versiones homologadas UL y CSA.

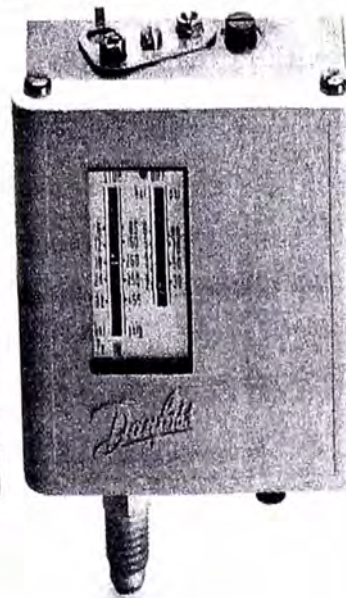
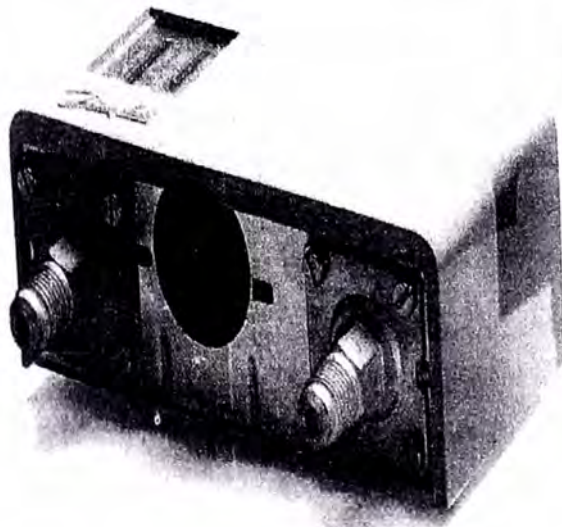


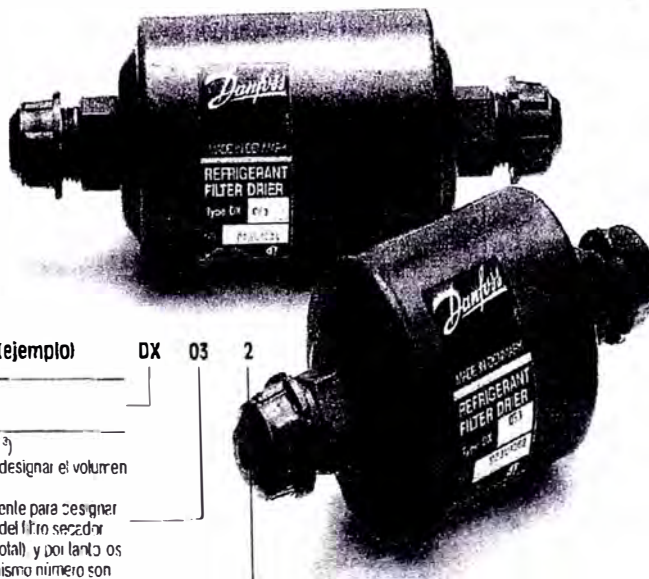
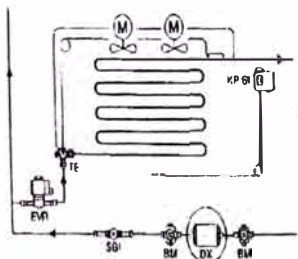


Tabla No A.6 Catálogo de Presostato.

| Conexión SAE abocardada* | | | Capacidad | | | | | | | | | Conexión ODF para soldar cobre* | | | |
|---|------|---------------|--|------|-------|---|------|-------|---|------|-------|---------------------------------|------|----------------|---------|
| Conexión- pulg. | Tipo | No. de código | Capacidad para instalación de refrigeración y de ultra-congelación | | | Capacidad para instalación de acondicionamiento de aire con compresor de refrigeración separado | | | Capacidad para unidades de acondicionamiento de aire construidas en fábrica | | | Conexión- pulg. ODF | Tipo | No. de código | |
| | | | kW | | | kW | | | kW | | | | | | |
| | | | R 12 | R 22 | R 502 | R 12 | R 22 | R 502 | R 12 | R 22 | R 502 | | | | |
|  | 1/4 | DX 032 | 23U1200 | 0,9 | 1,3 | 0,9 | 1,2 | 2,3 | 1,8 | 2,9 | 3,5 | 2,9 | 1/4 | DX 032s | 23U1229 |
| | 1/4 | DX 052 | 23U1201 | 1,8 | 2,3 | 1,8 | 4,6 | 5,8 | 4,6 | 9,2 | 10,5 | 9,2 | 1/4 | DX 052s | 23U1230 |
| | 3/8 | DX 053 | 23U1202 | 1,8 | 2,3 | 1,8 | 4,6 | 5,8 | 4,6 | 9,2 | 10,5 | 9,2 | 3/8 | DX 053s | 23U1231 |
| | 1/4 | DX 082 | 23U1203 | 4,6 | 5,0 | 4,6 | 9,2 | 10,5 | 9,2 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 1/4 | DX 082s | 23U1232 |
| | 3/8 | DX 083 | 23U1204 | 4,6 | 5,0 | 4,6 | 9,2 | 10,5 | 9,2 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 3/8 | DX 083s | 23U1233 |
| | 1/2 | DX 084 | 23U1205 | 4,6 | 5,0 | 4,6 | 9,2 | 10,5 | 9,2 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 1/2 | DX 084s | 23U1234 |
| | 1/4 | DX 162 | 23U1206 | 8,1 | 11,6 | 8,1 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 29,0 | 35,0 | 29,0 | 1/4 | DX 162s | 23U1235 |
| | 3/8 | DX 163 | 23U1207 | 8,1 | 11,6 | 8,1 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 29,0 | 35,0 | 29,0 | 3/8 | DX 163s | 23U1236 |
| | 1/2 | DX 164 | 23U1208 | 8,1 | 11,6 | 8,1 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 29,0 | 35,0 | 29,0 | 1/2 | DX 164s | 23U1237 |
| | 5/8 | DX 165 | 23U1209 | 8,1 | 11,6 | 8,1 | 17,4 | 19,7 | 17,4 | 29,0 | 35,0 | 29,0 | 5/8 | DX 165s | 23U1238 |
|  | 3/8 | DX 303 | 23U1210 | 21,0 | 29,0 | 21,0 | 29,0 | 32,5 | 29,0 | 40,6 | 52,0 | 40,6 | 3/8 | DX 303s | 23U1239 |
| | 1/2 | DX 304 | 23U1211 | 21,0 | 29,0 | 21,0 | 29,0 | 32,5 | 29,0 | 40,6 | 52,0 | 40,6 | 1/2 | DX 304s | 23U1240 |
| | 5/8 | DX 305 | 23U1212 | 21,0 | 29,0 | 21,0 | 29,0 | 32,5 | 29,0 | 40,6 | 52,0 | 40,6 | 5/8 | DX 305s | 23U1241 |

*Los filtros secadores DX se suministran obstruidos con luerkas de plástico abocardadas o tapas de plástico.



Designación de tipo (ejemplo)




DX 03 2

D = secador
X = extra

03 = 3 pulg. cúbicas (pulg.³)
Anteriormente servía para designar el volumen del desecante.
Ahora sirve más precisamente para designar las dimensiones externas del filtro secador (en particular su longitud total) y por tanto los secadores que llevan el mismo número son intercambiables.

2 = 2 1/4 - 1/4
Tamaño de la conexión en bridas de pulgada

Tabla No A.7 Catálogo de Filtro Secador

| | Conexi ón | | Tipo | No. de códi g | |
|---|---|-----------|----------------|---------------|--|
| | Versión | pulg. | | | |
|  | SAE abocardada ext. x ext. | 1/4 x 1/4 | SGI 6 | 14-0007 | |
| | | 3/8 x 3/8 | SGI 10 | 14-0008 | |
| | | 1/2 x 1/2 | SGI 12 | 14-0009 | |
|  | SAE abocardada ¹⁾ int. x ext. | 1/4 x 1/4 | SGI 6 | 14-0021 | |
| | | 3/8 x 3/8 | SGI 10 | 14-0022 | |
| | | 1/2 x 1/2 | SGI 12 | 14-0025 | |
|  | ODF para soldar cobre | 1/4 x 1/4 | SGI 6s | 14-0034 | |
| | | 3/8 x 3/8 | SGI 10s | 14-0035 | |
| | | 1/2 x 1/2 | SGI 12s | 14-0036 | |
| | | 5/8 x 5/8 | SGI 16s | 14-0044 | |
| | | 7/8 x 7/8 | SGI 22s | 14-0039 | |

¹⁾ Puede enroscarse directamente sobre el filtro o secador.

El tipo SGI en versiones para soldar cobre puede suministrarse también con conexiones métricas. Sírvanse consultar a Danfoss.

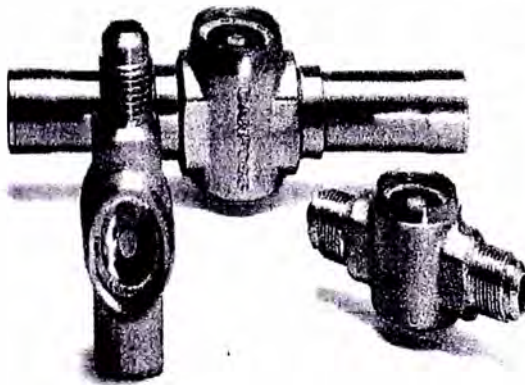
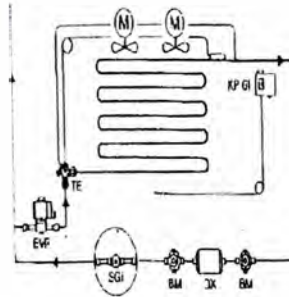

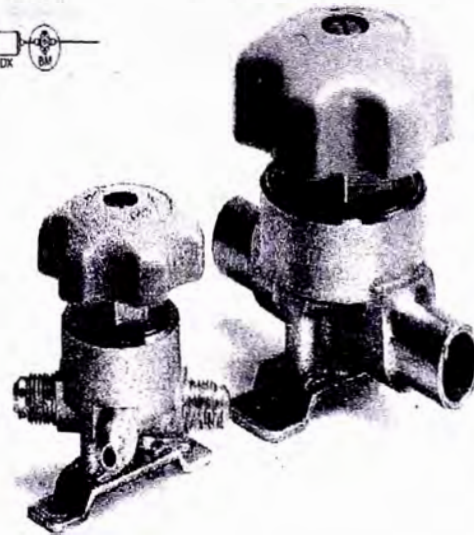
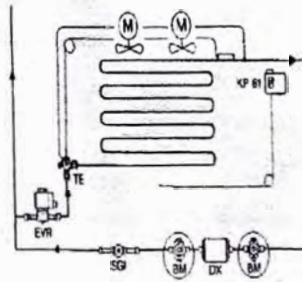


Tabla No A.8 Catálogo de Visores

| | Versión | Tipo | Conexiones en pulgadas | | | |
|---|---------|---------------|------------------------|---------------|-----------------------|---------------|
| | | | SAE abocardada | No. de código | ODF para soldar cobre | No. de código |
|  | Recta | BML 6 | 1/4 | 9G0101 | 1/4 | 9G0102 |
| | Recta | BML 10 | 3/8 | 9G0127 | 3/8 | 9G0122 |
| | Recta | BML 12 | 1/2 | 9G0141 | 1/2 | 9G0142 |
| | Recta | BML 15 | | | 5/8 | 9G0162 |
| | Recta | BML 15 | 5/8 | 9G0168 | | |
| | Recta | BML 18 | | | 3/4 | 9G0181 |
| | Recta | BML 22 | | | 7/8 | 9G0191 |
| | En T | BMT 6 | 1/4 | 9G0105 | | |

Las válvulas BM pueden suministrarse con conexiones milimétricas. Sírvanse consultar a Danloss.

WILLIAM MANUFACTURING CO.
SINGAPORE, SINGAPORE




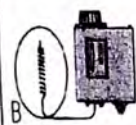
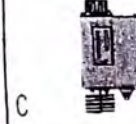
No A.9 Catálogo de Válvulas.

| Carga | Tipo | Tipo de bulbo | Gama de reglaje °C | Diferencial en | | | Rearme | Temperatura máx. del bulbo °C | Longitud del tubo capilar m | No. de código |
|-------------------------|-------|---------------|-----------------------|---------------------------------|------------------------------|---------------------------------|--------|----------------------------------|--------------------------------|---------------|
| | | | | Reglaje de temperatura más bajo | Reglaje de temperatura medio | Reglaje de temperatura más alto | | | | |
| Vapor ¹⁾ | KP 61 | A | -30 → 15 | 4 → 15 | min. 2 | 1,5 → 7 | auto. | 120 | 2 | 60L1103 |
| | KP 61 | A | -30 → 15 | Fija 3 | Fija 3 | Fija 3 | man. | 120 | 5 | 60L1104 |
| | KP 61 | B | -30 → 15 | 3,5 → 14 | min. 1,5 | 1,2 → 5 | auto. | 120 | 2 | 60L1102 |
| | KP 62 | C | -30 → 15 | 4 → 15 | min. 2 | 1,5 → 7 | auto. | 120 | | 60L1106 |
| | KP 63 | B | -50 → -10 | 5 → 15 | min. 3 | 2 → 9 | auto. | 120 | 2 | 60L1108 |
| | KP 68 | C | -5 → 35 | 4 → 15 | min. 2,5 | 2 → 8 | auto. | 120 | | 60L1111 |
| | KP 69 | B | -5 → 35 | 4 → 15 | min. 2,5 | 2 → 8 | auto. | 120 | 2 | 60L1112 |
| Adsorción ²⁾ | KP 71 | E2 | -5 → 20 | 2 → 10 | 2 → 10 | 2 → 10 | auto. | 80 | 2 | 60L1113 |
| | KP 71 | E2 | -5 → 20 | 3 | 3 | 3 | mar. | 80 | 2 | 60L1115 |
| | KP 73 | D | -25 → 15 | 2,5 → 20 | 2,5 → 20 | 2,5 → 20 | auto. | 80 | 2 | 60L1143 |
| | KP 73 | E1 | -25 → 15 | 15 → 35 | 15 → 35 | 15 → 35 | auto. | 80 | 2 | 60L1117 |
| | KP 77 | E3 | 20 → 60 | 3,5 → 10 | 3,5 → 10 | 3,5 → 10 | auto. | 140 | 2 | 60L1121 |

¹⁾ El bulbo debe ser sometido a una temperatura inferior a la temperatura de la envoltura del termostato y del tubo capilar.

²⁾ El bulbo puede ser sometido a una temperatura superior o inferior a la de la envoltura del termostato.

Tipos de bulbo para termostato

| | |
|---|--|
|  | Tubo capilar recto |
|  | Serpentín arrollado de 3/8 x 2 pulg. para situar a distancia |
|  | Serpentín arrollado de 1,6 pulg. (forma parte integrante del termostato) |

Tipos de bulbo para termostato


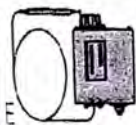
| | |
|---|---|
|  | Bulbo a distancia de doble contacto de 3/8 x 3,3 pulg. |
|  | E1: Bulbo remoto de 1/4 x 3,7 pulg. E2: Bulbo remoto de 3/8 x 4,5 pulg. E3: Bulbo remoto de 3/8 x 3,3 pulg. |
| | |

Tabla No A.10 Catálogo de Termostato.

APENDICE B

FIGURAS

DIAGRAMA DE INSTALACION DE BOMBA DE CALOR

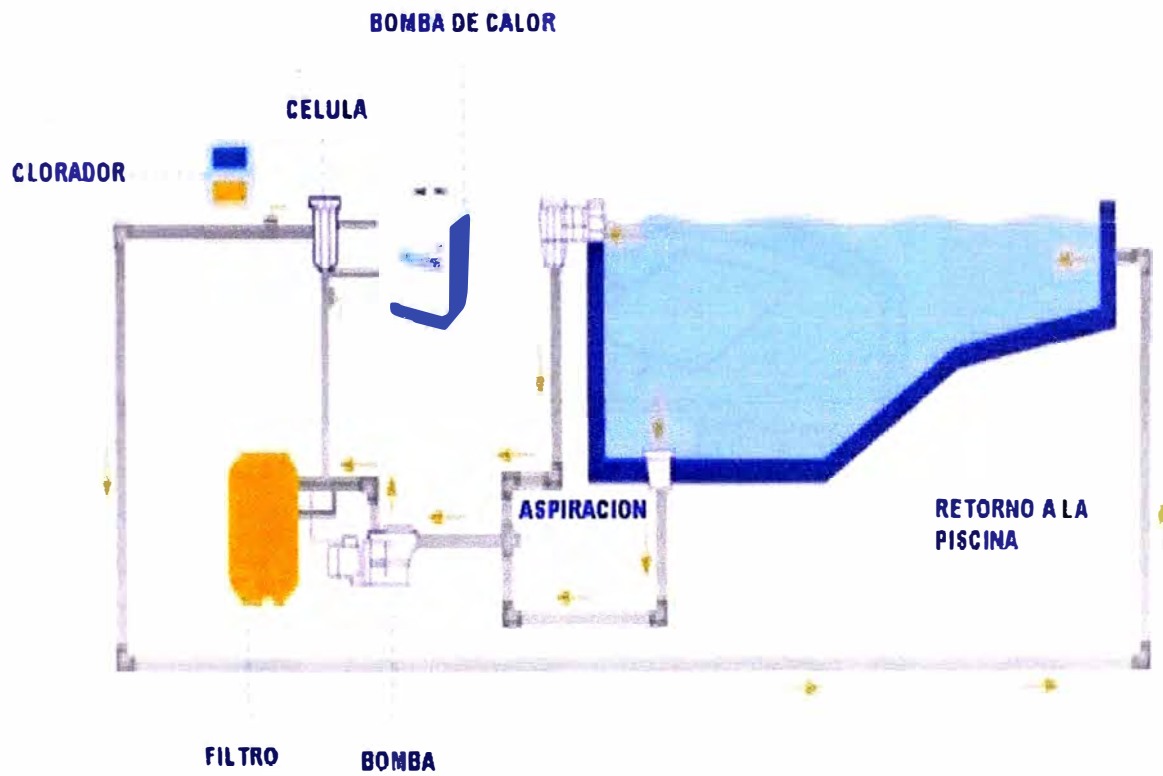
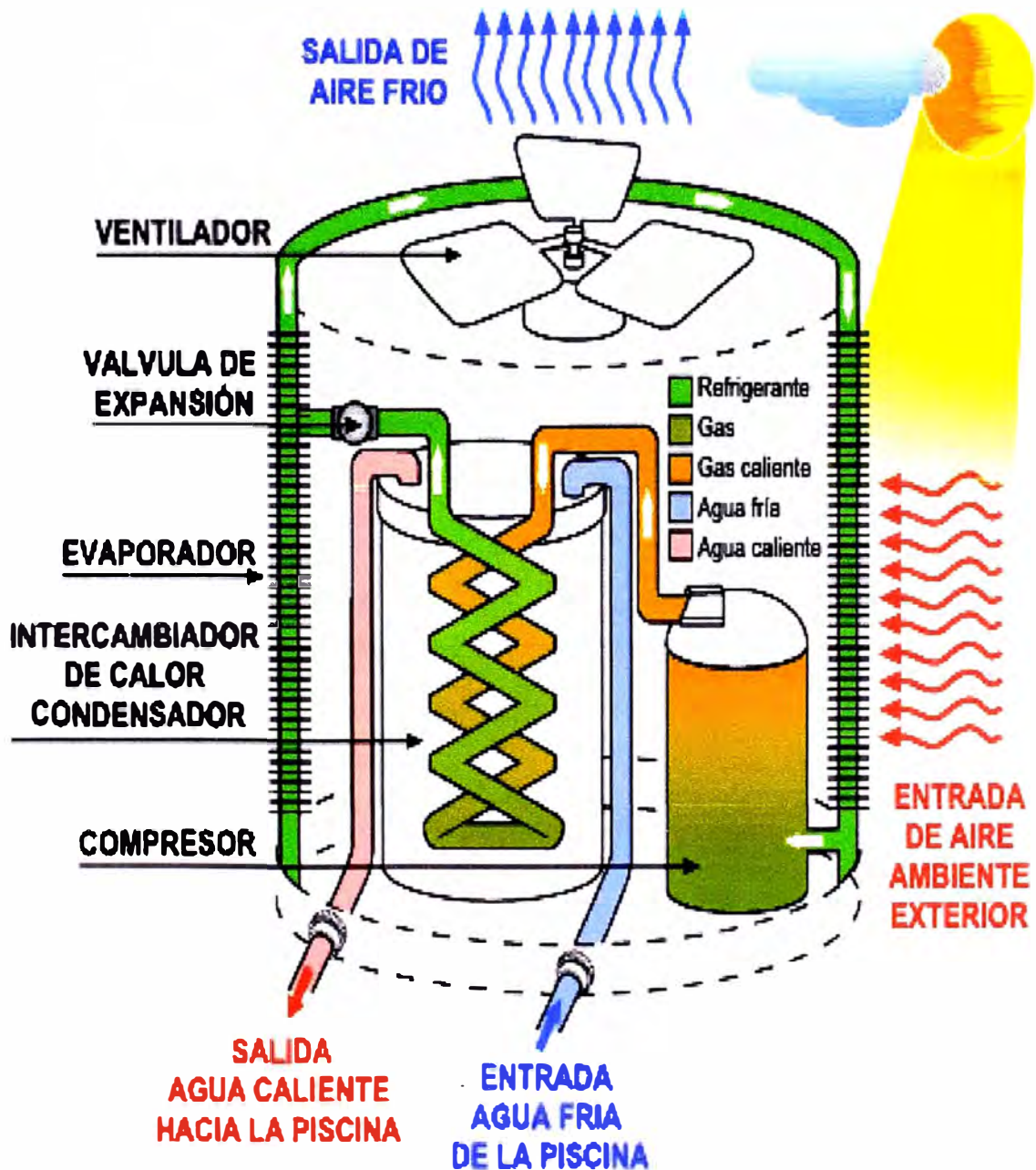
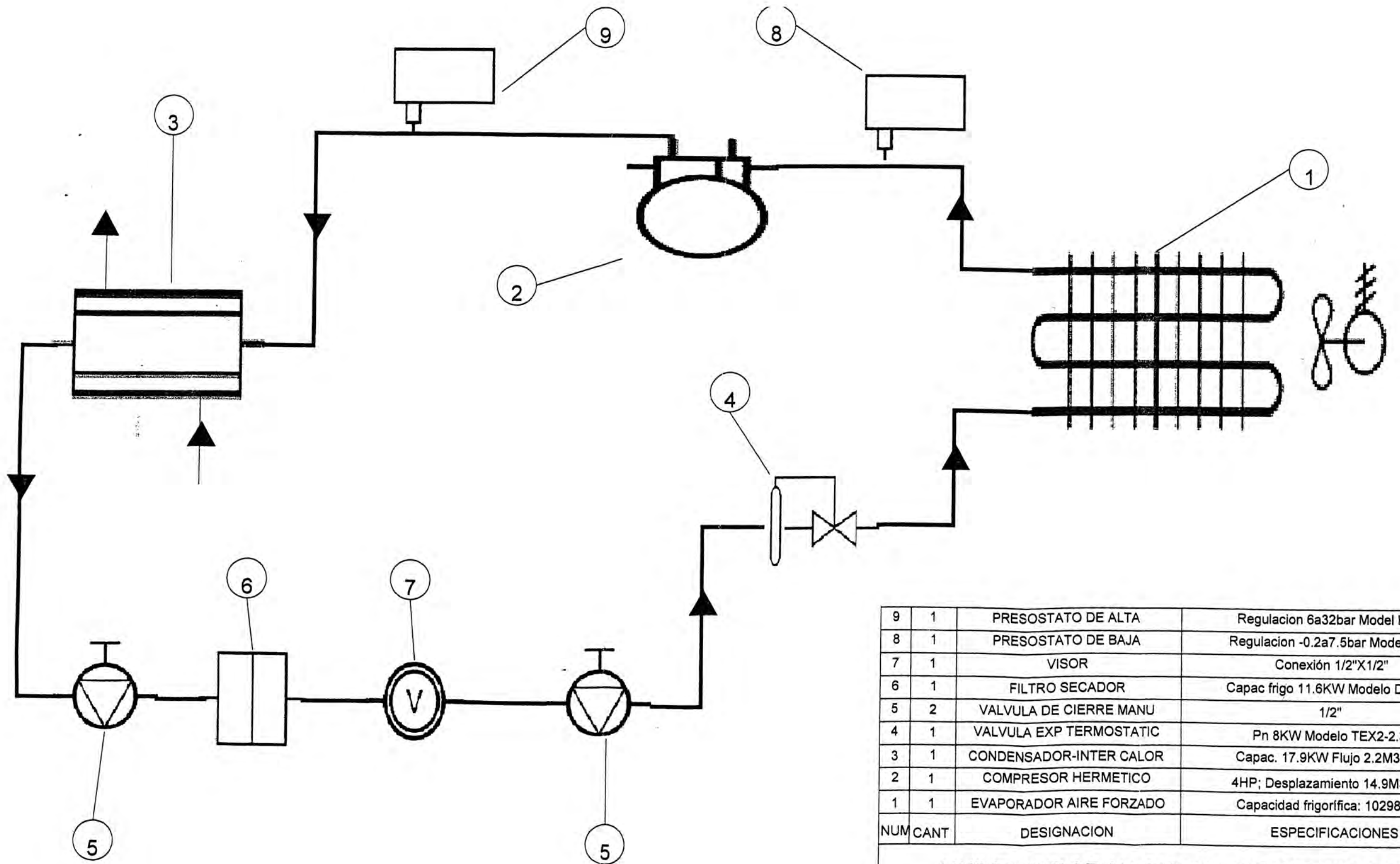


DIAGRAMA DE BOMBA DE CALOR PARA PISCINA



PLANOS



| 9 | 1 | PRESOSTATO DE ALTA | Regulacion 6a32bar Model KP5 |
|-----|------|-------------------------|----------------------------------|
| 8 | 1 | PRESOSTATO DE BAJA | Regulacion -0.2a7.5bar Model KP1 |
| 7 | 1 | VISOR | Conexión 1/2"X1/2" |
| 6 | 1 | FILTRO SECADOR | Capac frigo 11.6KW Modelo DX164 |
| 5 | 2 | VALVULA DE CIERRE MANU | 1/2" |
| 4 | 1 | VALVULA EXP TERMOSTATIC | Pn 8KW Modelo TEX2-2.3 |
| 3 | 1 | CONDENSADOR-INTER CALOR | Capac. 17.9KW Flujo 2.2M3/HR |
| 2 | 1 | COMPRESOR HERMETICO | 4HP; Desplazamiento 14.9M3/HR |
| 1 | 1 | EVAPORADOR AIRE FORZADO | Capacidad frigorífica: 10298 W |
| NUM | CANT | DESIGNACION | ESPECIFICACIONES |

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

ESQUEMA

**PRINCIPALES EQUIPOS DE LA
BOMBA DE CALOR**

DIBUJADO

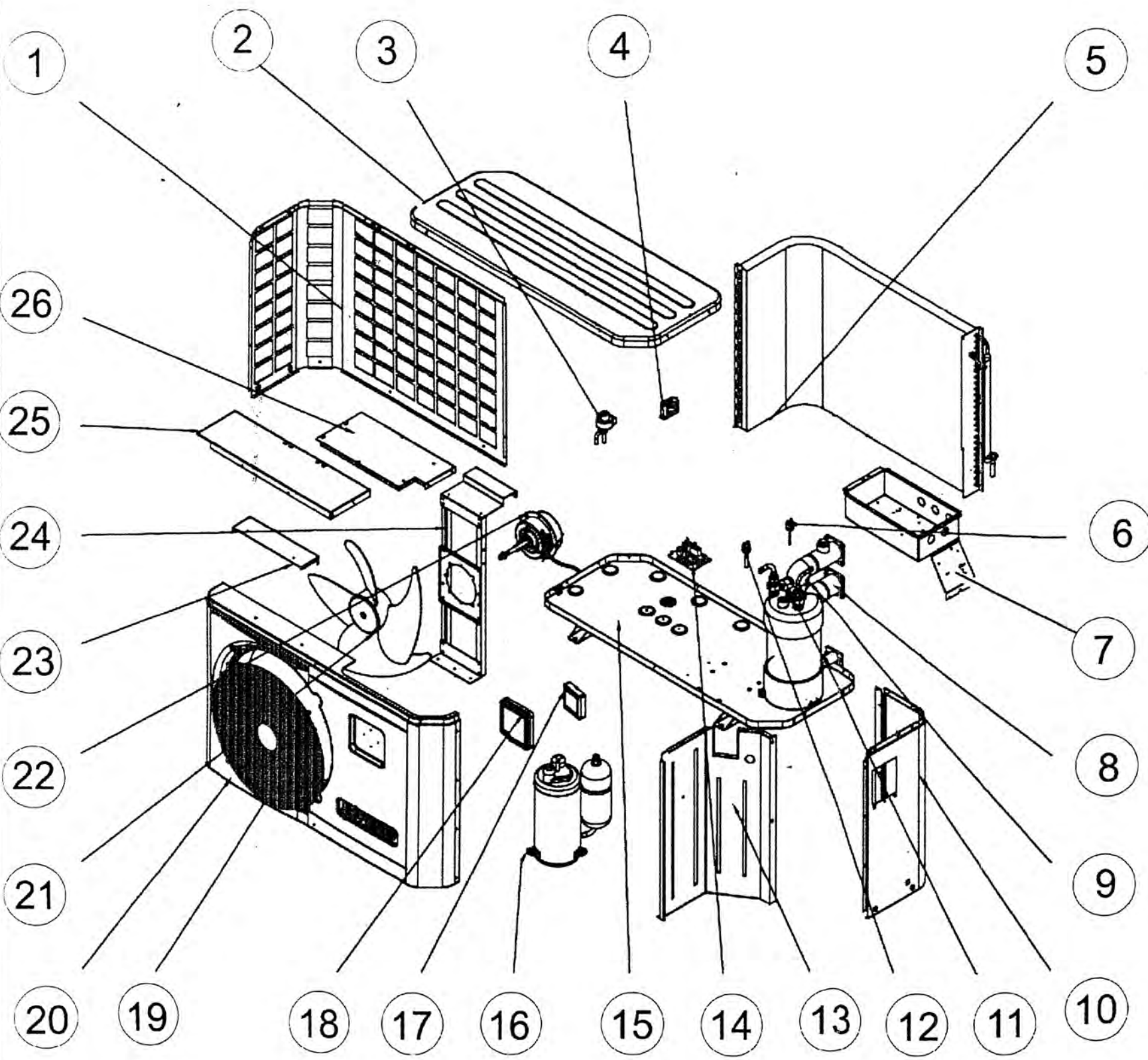
CESAR ROJAS

FECHA

10/01/12

REVISADO

ING. M. VILLAVICENCIO

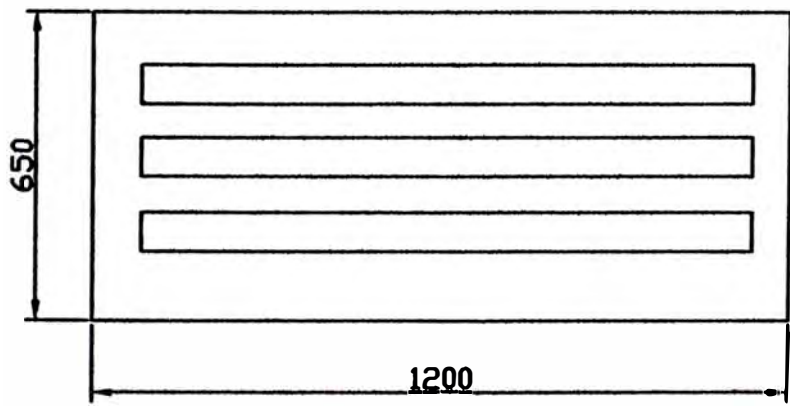
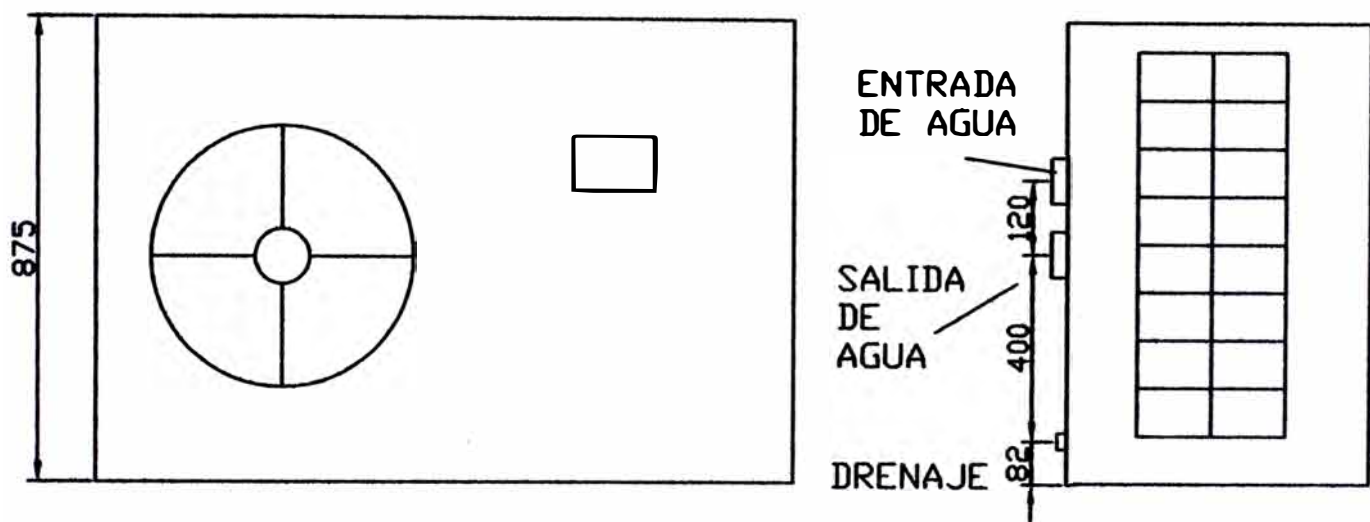


| | | | |
|------|------|--------------------------------------|--|
| 26 | 1 | Panel de protección eléctrica | |
| 25 | 1 | Panel de soporte | |
| 24 | 1 | Soporte del motor | |
| 23 | 1 | Panel de protección | |
| 22 | 1 | Motor del ventilador | |
| 21 | 1 | Hélice del ventilador | |
| 20 | 1 | Panel delantero | |
| 19 | 1 | Rejilla de protección del ventilador | |
| 18 | 1 | Puerta de protección | |
| 17 | 1 | Termostato | |
| 16 | 1 | Compresor | |
| 15 | 1 | Fondo | |
| 14 | 1 | Tarjeta electronica | |
| 13 | 1 | Panel de separación | |
| 12 | 1 | Presostato de baja | |
| 11 | 1 | Sensor de entrada de agua | |
| 10 | 1 | Panel derecho | |
| 9 | 1 | Sensor de salida de agua | |
| 8 | 1 | Condensador (inter. de calor) | |
| 7 | 1 | Armario eléctrico | |
| 6 | 1 | Presostato de alta | |
| 5 | 1 | Evaporador | |
| 4 | 1 | Transformador | |
| 3 | 1 | Valvula de expansión | |
| 2 | 1 | Panel superior | |
| 1 | 1 | Panel posterior | |
| ITEM | CANT | DESIGNACION | |

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

DESPIECE DE LA BOMBA DE CALOR

| | | | |
|----------|-----------------------|--------|----------|
| DIBUJADO | CESAR ROJAS | FECHA | 10/01/12 |
| REVISADO | ING. M. VILLAVICENCIO | ESCALA | 1:10 |



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

DIMENSIONES DE LA BOMBA DE CALOR

| | | | |
|----------|-----------------------|--------|----------|
| DIBUJADO | CESAR ROJAS | FECHA | 10/01/12 |
| REVISADO | ING. M. VILLAVICENCIO | ESCALA | 1:10 |