II.- COMPRESORES VOLUMÉTRICOS

pfernandezdiez.es

II.1.- COMPRESORES HELICOIDALES

Los compresores helicoidales utilizados en técnicas frigoríficas pueden ser de dos tipos:

a) De dos rotores, (Lysholm), que comenzaron a utilizarse en los años 30 y están compuestos de dos husillos roscados (rotores), uno motor y otro conducido

b) De rotor único, (Zimmern), que comenzaron a utilizarse en los años 60 y están compuestos por un rotor o husillo roscado único, que engrana con un par de ruedas satélites dentadas idénticas

COMPRESOR HELICOIDAL DE DOS ROTORES.- Es una máquina rotativa de desplazamiento positivo, en la que la compresión del fluido se efectúa mediante dos rotores (husillos roscados), Fig II.1. El rotor conductor tiene cuatro o cinco dientes helicoidales, y engrana con seis celdas o cámaras de trabajo, igualmente helicoidales, del rotor conducido, alojados ambos dentro del estator.

Para asegurar el cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión del compresor, la sección transversal de los dientes ha evolucionado desde un perfil circular, hasta perfiles cicloidales, en orden a mejorar el funcionamiento mecánico y dinámica de los rotores.

El perfil del tornillo conductor es convexo, mientras que el del conducido es cóncavo; el rotor conductor, conectado al eje motor, gira más rápido que el conducido en una relación, $\begin{cases} 6/4 = 1{,}5 \text{ ó} \\ 6/5 = 1{,}2 \end{cases}$

El fluido que penetra por la cavidad de aspiración, situada en uno de los extremos del compresor, llena por completo cada una de las cámaras de trabajo helicoidales del rotor conducido.

Durante el giro de los rotores, las cámaras de trabajo limitadas entre los filetes de los rotores y las superficies internas del estator, dejan de estar en comunicación directa con la cavidad de aspira-

ción y se desplazan junto con el fluido a lo largo de los ejes de rotación.

En un momento determinado, cada cámara de trabajo se cierra por uno de sus extremos mediante uno de los cuatro dientes del rotor conductor, quedando así atrapado un volumen de fluido V_1, que queda desconectado de la aspiración a la presión p_1 (fin de la fase de admisión), comenzando la etapa de compresión; al proseguir la rotación, el volumen se va reduciendo hasta que se pone en comunicación con la lumbrera de escape, alcanzando un valor V_2 a la presión p_2, momento en que se produce el fin de la fase de compresión y comienzo de la de escape.

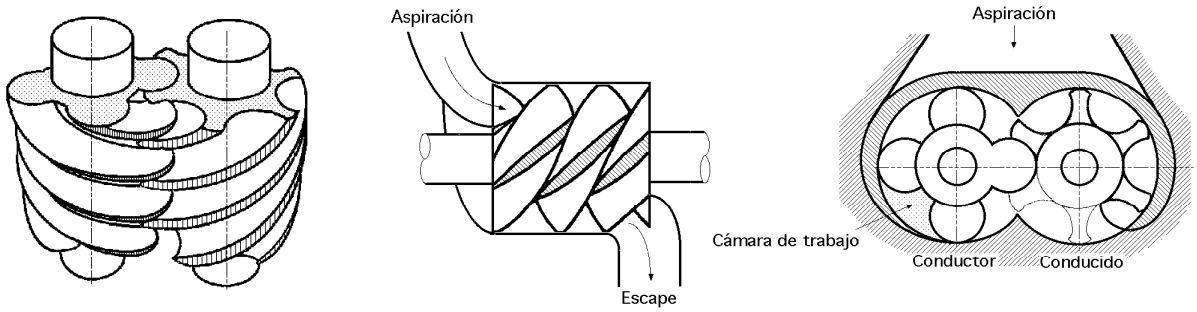


Fig II.1.- Tornillos de un compresor helicoidal de dos rotores

El perfil de los rotores helicoidales es tal que los conducidos se descargan completamente; el husillo conductor es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando al mismo tiempo como rotor y como desplazador. El husillo conducido tiene la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar al vapor.

Cada una de las cámaras de trabajo se comporta como si el cilindro fuese un compresor alternativo, en donde cada diente del rotor conductor hace las veces de pistón, que primero cierra y después comprime el volumen inicialmente atrapado V_1, por lo que un compresor helicoidal no es sino un compresor alternativo de seis cilindros helicoidales, en el que se han eliminado el cigüeñal, el espacio nocivo y las válvulas de admisión y escape.

Funcionamiento.- El proceso se puede descomponer en cuatro partes:

- *Aspiración***,** que consiste en el llenado progresivo de una cámara de trabajo de volumen V_1

- *Desplazamiento a presión constante*, de forma que al continuar la rotación, la cámara de trabajo que contiene el volumen de fluido V_1 se mueve circunferencialmente sin variar el volumen.

- *Compresión*, en la que cada diente del rotor conductor engrana con el extremo de cada cámara de trabajo en cuestión, decreciendo progresivamente su tamaño hasta que, cuando su valor es V_2, se pone en comunicación con la cavidad de escape.

- *Escape*, en el que al proseguir el giro, el volumen disminuye desde V_2 a cero, produciéndose la expulsión del fluido a la presión de salida p_2.

COMPRESOR HELICOIDAL DE ROTOR ÚNICO.- Consta de un rotor conductor con seis cámaras de trabajo helicoidales de perfil globoidal, que acciona dos ruedas dentadas satélite que tienen once dientes cada una, de perfil idéntico al de las cámaras de trabajo, y situadas a ambos flancos del rotor conductor, Fig II.2; la velocidad de las ruedas dentadas es (6/11) de la del rotor principal.

La potencia de compresión se transfiere directamente desde el rotor principal al vapor; las ruedas dentadas no disponen de ningún tipo de energía, salvo pérdidas por rozamiento.

Las *holguras* entre los perfiles en movimiento tienen que ser pequeñas, (las óptimas para cada tipo de máquina), con el fin de evitar fugas o filtraciones de fluido desde la cavidad de escape hacia regiones donde las presiones sean más bajas. La inexistencia de juntas y segmentos hace que las pérdidas por rozamiento mecánico sean más bajas en comparación con las que se producen en los compresores alternativos. Las holguras relativas son mayores en las máquinas pequeñas, en las que predominan las pérdidas por fugas, que en las máquinas grandes, en las que dominan las pérdidas debidas a la caída de presión por rozamiento del fluido.

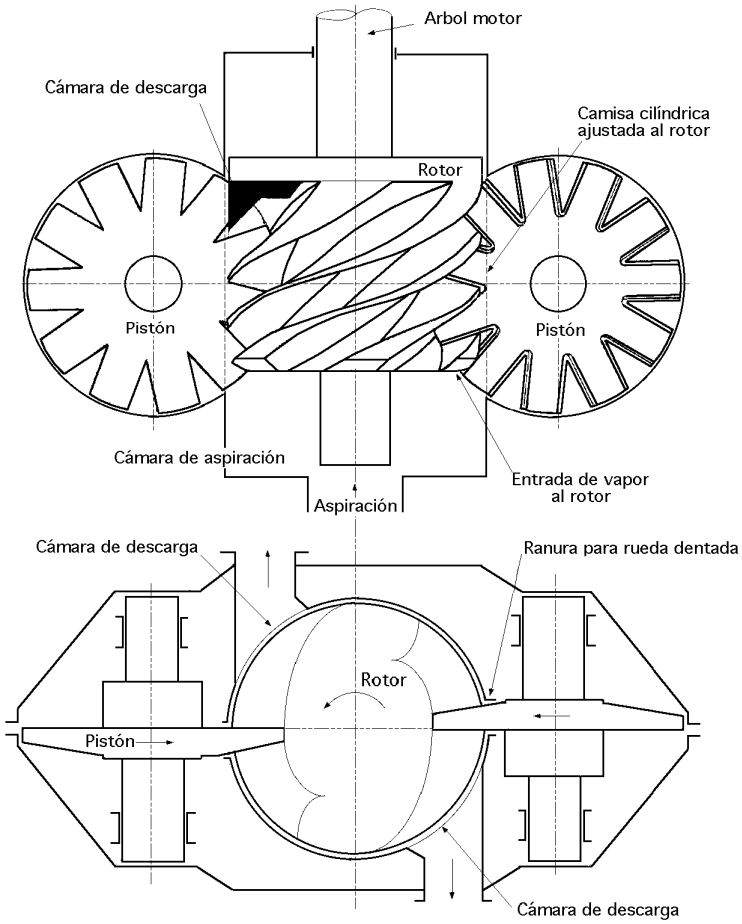


Fig II.2.- Compresor helicoidal de rotor único

Lubricación.- Para asegurar el sellado de las holguras entre los perfiles en contacto se utiliza aceite lubricante en exceso, lográndose así un desgaste despreciable de las partes móviles, por no existir contacto entre ellas.

El rotor y las ruedas dentadas se diseñan con holguras tan pequeñas que eviten por completo la necesidad del aceite sellador, con la ventaja de que el fluido refrigerante circula libre de aceite por todo el circuito frigorífico y, en particular, por la línea de aspiración, pudiéndose incrementar la presión en la aspiración del compresor y simplificando la instalación al eliminar la bomba y el circuito del aceite. En estos compresores el desgaste de las partes móviles se convierte en un problema de importancia que se ha solventado utilizando materiales de fibra de carbono y teflón.

Funcionamiento.- El proceso se puede descomponer en las fases siguientes:

Aspiración.- El rotor encerrado en una camisa cilíndrica, tiene todas las cámaras de trabajo en comunicación con la cavidad de aspiración por uno de sus extremos. Un diente de una de las ruedas dentadas engrana con cada cámara, efectuándose la aspiración del fluido conforme se desplaza dentro de la cámara.

Compresión.- Al proseguir la rotación, las cámaras una vez se han llenado completamente, se cierran y separan de la cavidad de aspiración mediante un diente perteneciente a la otra rueda dentada, reduciendo progresivamente su volumen, comprimiendo así el vapor.

Escape.- En un momento determinado, cada una de las cámaras de trabajo, con volúmenes decrecientes y presiones crecientes, se pone en comunicación con la lumbrera de escape, cesando la compresión y produciéndose la expulsión del fluido hasta que el volumen V_2 queda reducido a cero.

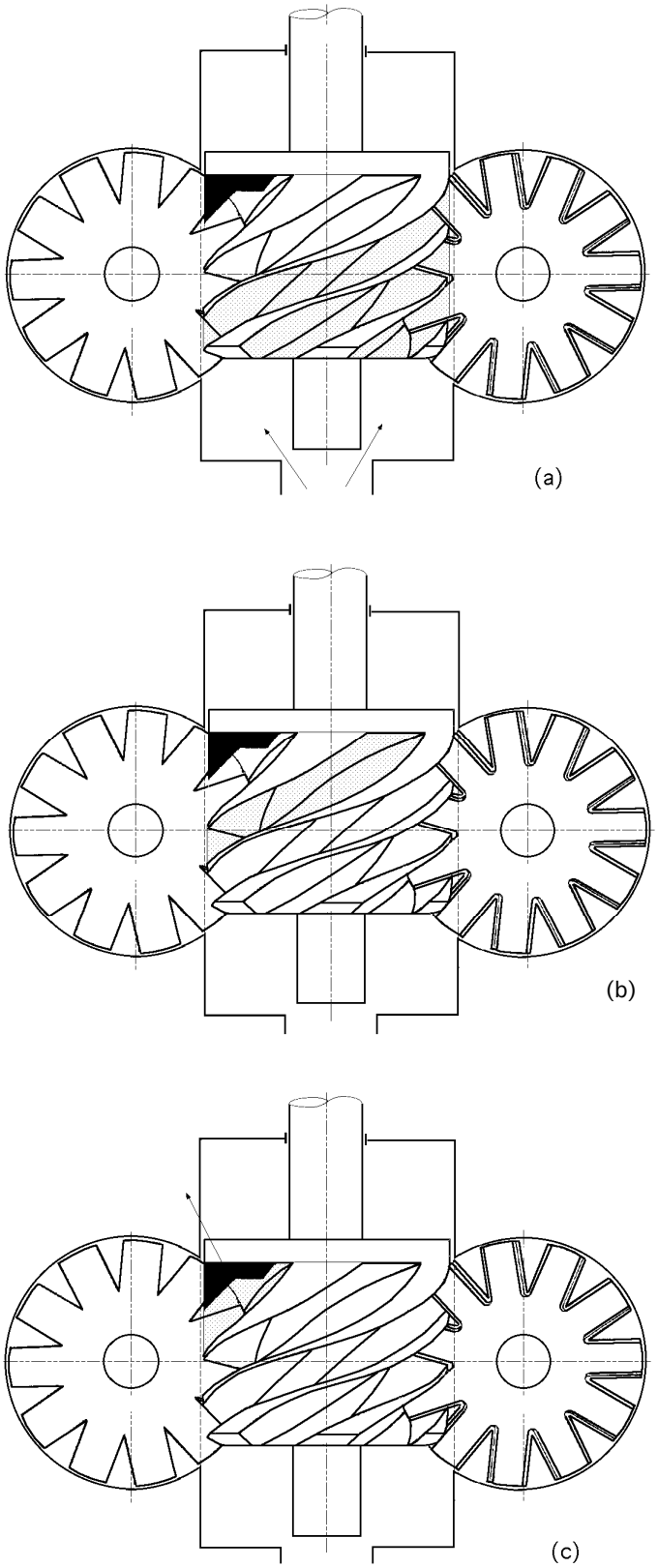
De lo expuesto se deduce que las cámaras de trabajo del rotor, se comportan a todos los efectos como seis cilindros de doble efecto, en los que los dientes actúan como pistones; mientras que por uno de sus lados se efectúa la aspiración del vapor, por el otro se realiza simultáneamente su compresión y escape.

La velocidad del fluido a la entrada y salida del compresor helicoidal se incrementa según el cuadrado de sus dimensiones, mientras que el flujo de fluido frigorígeno se incrementa con el cubo de sus dimensiones. Si por ejemplo se doblan las dimensiones del compresor, las áreas de entrada y salida se multiplicarían por un factor 4 y el flujo por 8; como las pérdidas de carga son proporcionales al cuadrado de la velocidad, duplicar el tamaño de un compresor helicoidal supone multiplicar por 4 las pérdidas de carga.

Los esfuerzos axiales y radiales que el fluido ejerce en los compresores helicoidales de rotor único, están equilibrados y compensados, cosa que no sucede en los de dos rotores, por lo que la vida de los rodamientos se convierte en un aspecto crítico de su diseño.

Los compresores helicoidales pueden ser de tipo abierto en el caso de utilizar amoníaco como refrigerante, y tanto abiertos como herméticos si se emplean halocarburos. En la Fig II.3 se observan

las sucesivas etapas por las que atraviesa una cámara de trabajo en orden creciente de volúmenes y en la Fig II.4 el funcionamiento del compresor de tornillo de rotor único.



a) Aspiración; b) Compresión; c) Descarga
Fig II.3.- Fases del funcionamiento de un compresor helicoidal de rotor único

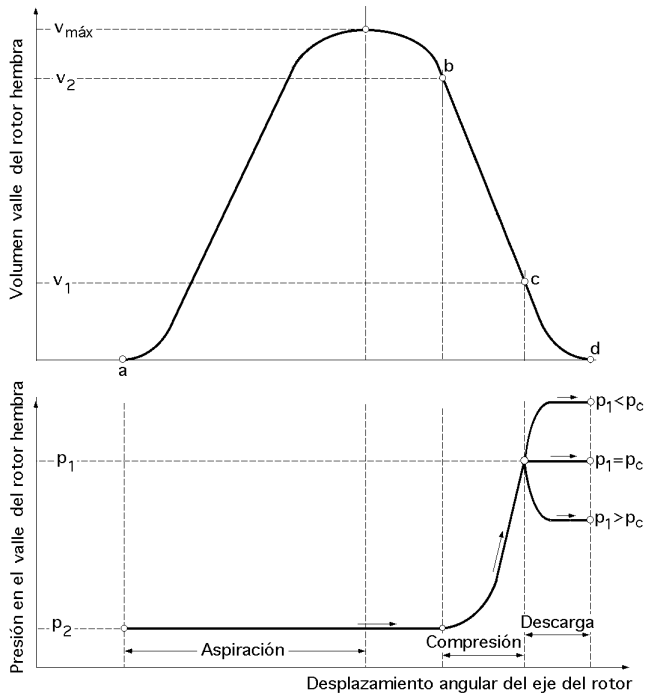


Fig II.4.- Funcionamiento del compresor de tornillo de rotor único

Relación de compresión de diseño.- En los compresores de rotor único y en los de dos rotores, se cumple que:

$$p_1 V_1^{\gamma} = p_2 V_2^{\gamma} \quad \Rightarrow \quad \frac{p_2}{p_1} = (\frac{V_1}{V_2})^{\gamma}$$

La expresión $\varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1}$ es la relación de compresión de diseño que un determinado compresor puede generar funcionando con un fluido frigorígeno dado.

Cualquier compresor volumétrico, (sin válvula de admisión), genera siempre una relación de compresión de diseño ε_d fija y constante para un determinado refrigerante.

Un compresor volumétrico alternativo, (con válvula de admisión), comprime el fluido hasta que su presión iguala o supera ligeramente la de condensación; en ese instante la válvula de escape se abre por presión, lo que provoca una relación de compresión ε_d variable, función en cada caso de las condiciones de carga térmica existentes en el evaporador y en el condensador. El volumen de fluido aspirado en cada embolada es también variable, por depender de ε_d, (cuanto mayor sea ε_d menor será el rendimiento volumétrico y menor también el volumen realmente aspirado).

El compresor volumétrico rotativo tiene una relación de compresión de diseño ε_d fija y constante. Cuando la cámara de trabajo se reduce a cero al final de la fase de escape (espacio muerto nulo), el

volumen de fluido aspirado V_D en la siguiente fase de aspiración es constante, y depende únicamente de la geometría y velocidad del compresor.

La relación de compresión impuesta por la instalación es la relación entre las presiones del condensador y del evaporador $\varepsilon_c = \dfrac{p_c}{p_e}$.

Presión final de compresión.- Para conseguir el máximo rendimiento del compresor helicoidal, la presión generada en los canales helicoidales del rotor conducido tiene que ser exactamente igual a la presión existente en el escape; de no ser así se producirían pérdidas internas que aunque no perjudican al compresor, ni merman significativamente su capacidad frigorífica, aumentan la potencia consumida reduciendo el rendimiento final; éstos compresores se seleccionan teniendo en cuenta la relación de compresión ε_d, sabiendo que también van a funcionar de modo satisfactorio fuera de la relación elegida consumiendo algo más de energía. No siempre es posible hacer coincidir la presión p_2 de diseño del compresor seleccionado con la presión de condensación impuesta por la instalación frigorífica p_c, por lo que se pueden dar los siguientes casos, Fig II.5.

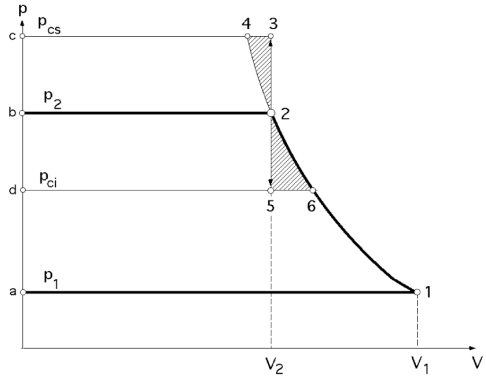


Fig II.5.- Diagrama teórico de un compresor helicoidal

a) Si $p_c = p_2$ la compresión se realiza según el ciclo indicado (1-2-b-c-1), cuya superficie representa el trabajo teórico consumido por el compresor.

b) Si $p_c > p_2$ cuando el volumen de la cámara de trabajo alcanza el valor V_2 se pone en comunicación con la lumbrera de escape, produciéndose un reflujo de fluido desde la cavidad de alta presión hacia la celda de volumen V_2, que de modo casi instantáneo eleva la presión en el interior desde p_2 a p_{cs}.

La entrada del volumen (3-4) de fluido que proviene de la parte de A.P., finaliza la compresión hasta p_{cs}, objetivo que el compresor por sí solo no habría podido conseguir. Como el árbol motor sigue girando, la cámara llena de fluido a la presión p_{cs} disminuye su volumen en la fase de descarga desde V_2 hasta el valor cero según (3-c).

El área (1-2-3-c-a-1) del diagrama indicado representaría el trabajo mecánico de la compresión realizada; si el valor de ε_d hubiera coincidido con el de ε_i (o haber existido válvula de escape en lugar de lumbrera), la compresión hubiese proseguido sin problemas hasta p_{cs} según (2-4), y el área (1-2-4-c-a-1) habría representado el trabajo mecánico consumido por el compresor. En consecuencia, el área (2-4-3-2) representa el trabajo adicional consumido, pérdida que supondrá una disminución de la eficiencia frigorífica.

c) Si $p_c < p_2$ cuando el volumen de la cámara de trabajo alcanza el valor V_2 se pone en comunicación con la lumbrera de escape, se produce un reflujo de fluido desde la cámara de volumen V_2 hacia la parte de alta, que de modo casi instantáneo disminuye la presión en el interior desde p_2 a p_{ci}. Como el árbol motor sigue girando, la cámara llena de fluido a la presión p_{ci} disminuye su volumen en su fase de descarga desde V_2 hasta el valor cero según (5-d).

El área (1-2-5-d-a-1) del diagrama indicado representa el trabajo mecánico de la compresión así realizada; si el valor de ε_d hubiera coincidido con el de ε_i, la compresión hasta p_{ci} se hubiese efectuado según (1-6) y el área (1-6-d-a1) habría representado el trabajo mecánico consumido por el compresor.

El área (2-5-6) representa el trabajo adicional consumido, pérdida que supone una disminución de la eficiencia frigorífica.

A pesar de estos aspectos negativos, los compresores volumétricos rotativos tienen unos valores del rendimiento volumétrico cercanos a la unidad (inexistencia de espacio muerto), lo que hace que los circuitos diseñados con este tipo de compresores tengan siempre valores de la eficiencia frigorífica iguales o superiores a los alcanzados con los alternativos.

El *aceite* utilizado en estos compresores tiene como misión:

a) Lubricar, a pesar de que excepto en el arranque, no existe contacto metálico alguno entre los dos rotores entre sí y entre éstos y la carcasa o estator

b) Sellar las holguras de las partes en movimiento

c) Absorber el calor desarrollado en la compresión por contacto directo con el fluido frigorígeno, disminuyendo la temperatura de escape y el calor a disipar por el condensador

El fabricante tiene que proporcionar para cada compresor, trabajando en determinadas condiciones de funcionamiento, los datos de la potencia eléctrica mínima $N_{eléc}$ correspondiente a la relación de volúmenes óptima, de los flujos caloríficos q_e a extraer del aceite (dato necesario para dimensionar el enfriador de aceite y el condensador) y el calor de condensación eliminado al exterior q_c, de la forma:

$$q_c = G + 860\, N_{eléc} - q_e$$

Los efectos de absorción calorífica y de sellado, y la inexistencia de espacio muerto perjudicial (que en los compresores alternativos reduce mucho el rendimiento volumétrico) hace que con este tipo de compresores se puedan conseguir en una sola etapa relaciones de compresión que con compresores alternativos requerirían dos. El circuito de lubricación incluye un enfriador de aceite, (utilizando agua como elemento refrigerante), un separador de aceite del fluido frigorígeno a la salida del compresor, y una bomba de aceite, utilizada únicamente en el arranque, ya que en funciona-

miento normal la circulación del aceite está asegurada por la diferencia de presiones, p_2 - p_1.

Campo de utilización.- Los compresores de tornillo se sitúan, en cuanto a producción frigorífica, entre los alternativos y los centrífugos, abarcando la siguiente gama de prestaciones:

$100\ Tm < G < 300\ Tm$ ó $600\ m^3/h < V_D < 4000\ m^3/h$

Estos compresores, al igual que los alternativos, se utilizan en instalaciones industriales con presiones del orden de $15 \div 20$ kg/cm^2. La tendencia es que en el futuro su aplicación se extienda a volúmenes de desplazamiento V_D por debajo de los 600 m^3/h.

Regulación de la capacidad.- La capacidad de desplazamiento se puede realizarse de tres modos diferentes:

a) Variando la velocidad de giro del rotor conducido.

b) Mediante una laminación a la entrada del compresor, que origina un aumento de la relación de compresión; este efecto, en otros compresores puede elevar peligrosamente la temperatura de escape del vapor, pero no en los helicoidales.

c) Cuando el consumo de potencia sea un factor a tener en cuenta, se utiliza otro método consistente en una o varias válvulas deslizantes, Fig II.6; la función de éstas válvulas, Fig II.7, es devolver mediante un (by-pass) situado en la cavidad de entrada del compresor, una fracción (variable) del volumen total desplazado a plena carga, retardando así el comienzo de la compresión; las válvulas deslizantes puede funcionar desde la presión correspondiente a plena carga, hasta cargas parciales cercanas a cero, en forma manual o automática, mediante un pistón movido hidráulicamente por el aceite del compresor.

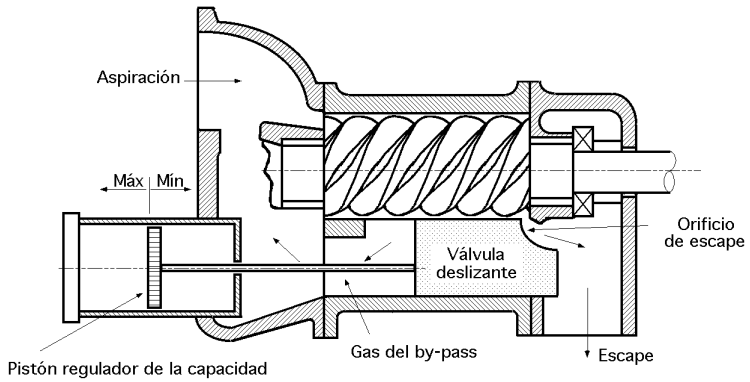


Fig II.6.- Compresor helicoidal de dos rotores,
con regulación de la capacidad de volumen desplazado mediante válvula deslizante

Cuando éste pistón trabaja a plena carga, la válvula deslizante situada en posición de cierre, comienza la regulación de la capacidad alejándose de esta posición, descubriendo una abertura en la parte inferior del alojamiento de los rotores Fig II.7.

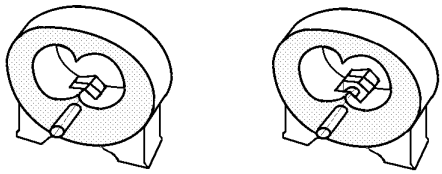


Fig II.7.- Válvula deslizante en posiciones de cierre y apertura parcial

Como el efecto de la válvula deslizante no es otro que disminuir el valor de V_1 manteniendo constante el de V_2, la reducción de la capacidad lleva aparejada otra reducción simultánea, no deseable, de la relación de compresión de diseño ε_d, inconveniente que algunas veces se soluciona mediante válvulas deslizantes capaces de modificar también el tamaño de la lumbrera de escape, variando de este modo el valor de V_2 y el de la relación de volúmenes de diseño.

Ventajas.- Se pueden alcanzar en una etapa relaciones de compresión muy altas, sin necesidad de enfriamiento intermedio, aunque en la práctica esto carece de interés ya que no es económicamente interesante el hacerlo.

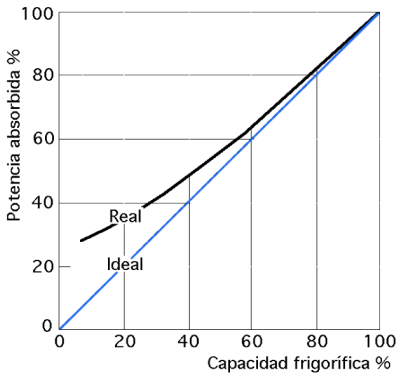


Fig II.8.- Características de control con válvula deslizante

- Son, junto con los compresores centrífugos, las máquinas mejores de regular

- No tienen válvulas de admisión y escape

- No tienen espacio muerto perjudicial

- Pueden manejar sin ningún peligro volúmenes de fluido frigorígeno líquido, posibilidad que no tienen los compresores alternativos y centrífugos

- Ausencia de pulsaciones

- Mínimo desgaste de sus componentes giratorios

- Son bastante silenciosos, más los de rotor único que los de rotor doble

Sobrealimentación.- Para conseguir en una etapa relaciones de comprensión elevadas, el compresor helicoidal no tiene los problemas del alternativo, para grandes valores de ε_c; la compresión en una sola etapa disminuye demasiado el efecto frigorífico del ciclo, aumentando por consiguiente el coste de funcionamiento de la instalación.

Una solución para mejorar en estos casos el COP de un sistema de compresión simple con compresor helicoidal, consiste en utilizar la ventaja que supone la expansión escalonada en orden a separar a una presión intermedia p_i entre p_1 y p_2 las fases líquida y de fluido producido en la expansión de p_2 a p_i, evitándose $\begin{cases} \textit{la inútil} \\ \textit{perjudicial (desde el punto de vista de la producción frigorífica)} \\ \textit{gravosa (desde el punto de vista de la potencia mecánica consumida)} \end{cases}$ continuación de la expansión de la fase fluido desde p_i a p_1.

Este fluido saturado seco, cuya separación se realiza en un economizador, se lleva hacia el compresor, introduciéndose en él a través de una lumbrera secundaria de admisión, situada en un lateral entre la lumbrera primaria de admisión y la de escape.

Si la ubicación de la lumbrera secundaria es correcta, la entrada adicional de fluido se producirá en el momento en que el canal del rotor conducido esté ya cerrado, lleno de fluido y a una presión ligeramente inferior a la p_i reinante en el economizador.

De esta manera, en la segunda etapa, el compresor comprimirá conjuntamente la carga original de fluido y la adicional, razón por la que el compresor que lo realiza suele denominarse sobrealimentado.

El resultado final es la consecución de un COP superior al que se alcanzaría sin sobrealimentación y en una etapa, pero inferior siempre al que puede conseguirse con el sistema, más complejo, de compresión y expansión escalonadas con dos compresores.

II.2.- COMPRESORES FRIGORÍFICOS ROTATIVOS DE PALAS DESLIZANTES

Los compresores rotativos de rotor único cilíndricos, pueden ser: compresores de rodillo y compresores de palas.

COMPRESOR DE RODILLO.- En estos compresores, el eje del motor y el del estator son concéntricos, mientras que el eje del rotor tiene una excentricidad $e = \frac{D - d}{2}$ respecto a ellos, Fig II.9.

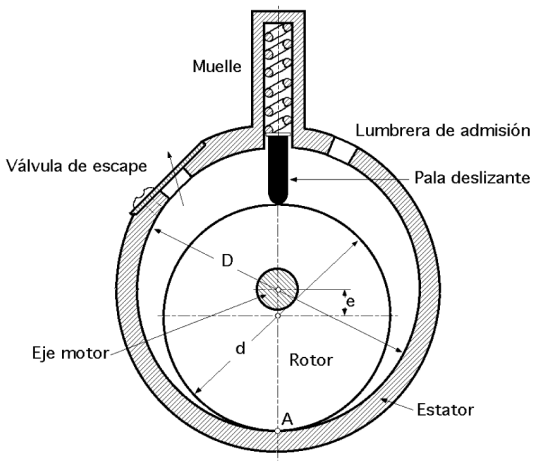


Fig II.9.- Compresor rotativo de pala deslizante

Al deslizar el rotor sobre el estator se establece entre ellos un contacto, que en el estator tiene lugar a lo largo de todas y cada una de sus generatrices, mientras que en el rotor sólo a lo largo de una A, la correspondiente a la máxima distancia al eje motor.

El pistón deslizante, alojado en el estator, se aprieta y ajusta contra el rotor mediante un muelle antagonista ubicado en el estator. La admisión del fluido se efectúa a través de la lumbrera de admisión y el escape a través de la válvula de escape.

El fluido aspirado en el compresor, que llena el espacio comprendido entre el rotor y el estator, se comprime de forma que, al girar, disminuye progresivamente su espacio físico (cámara de trabajo), Fig II.10, hasta que alcanza la presión reinante en la válvula de escape, que en ese momento se abre, teniendo lugar a continuación la expulsión o descarga del vapor.

El volumen de fluido teórico V_D de la cámara de trabajo, desplazado por el compresor de estas características es:

$$V_D = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\ 60\ b\ n \quad \frac{m^3}{hora} \quad , \text{ siendo: } \begin{cases} D, \text{ el diámetro interior del estator} \\ d, \text{ el diámetro del rotor} \\ b, \text{ la longitud de contacto (rotor-estator)} \\ n, \text{ el n°de rpm del rotor} \end{cases}$$

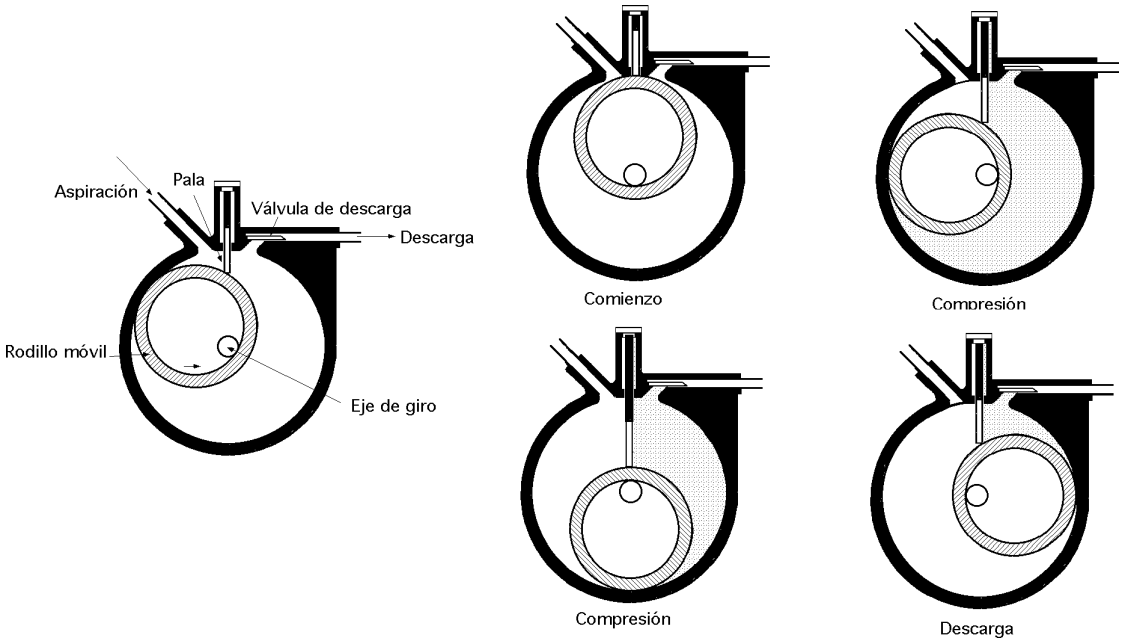


Fig II.10.- Funcionamiento de un compresor de rodillo de pala deslizante

COMPRESOR DE PALAS.- En este compresor el eje motor es excéntrico respecto al eje del estator y concéntrico respecto al eje del rotor Fig II.11. El rotor gira deslizando sobre el estator, con cinemática plana (radial), en forma excéntrica respecto a la superficie cilíndrica interior del estator, estableciéndose un contacto que, en el estator tiene lugar sobre una única generatriz, mientras que en el rotor tiene lugar a lo largo de todas sus generatrices; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que las palas están sometidas a un movimiento de vaivén, (desplazadores). Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las palas aprietan y ajustan sus extremos libres deslizantes a la superficie interior del estator, al tiempo que los extremos interiores de dichas palas se desplazan respecto al eje de giro.

La *admisión del fluido* se efectúa mediante la lumbrera de admisión y el escape a través de la válvula de escape. El fluido llena el espacio comprendido entre dos palas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor (cámara de trabajo), cuyo volumen crece durante el giro del rotor hasta alcanzar un valor máximo, y después se cierra y traslada a la cavidad de impulsión del compresor, comenzando al mismo tiempo el desalojo del fluido de la cámara de trabajo.

El *funcionamiento del compresor* de una pala es similar al del compresor de rodillo, siendo el volumen desplazado V_D idéntico, el cual se puede incrementar añadiendo más palas o aumentando la

excentricidad *e*.

La *ubicación de la lumbrera de admisión en el estator*, para una posición fija de la generatriz de contacto (rotor-estator), se fija de forma que el rendimiento volumétrico no disminuya demasiado, para así conseguir en el compresor un volumen desplazado V_D máximo; ésto implica que hay que situar la lumbrera de forma que el espacio comprendido entre dos palas consecutivas sea el máximo posible, en el instante en que la segunda pala termine de atravesar dicha lumbrera; a continuación este espacio físico en su giro hacia la válvula de escape, disminuye, dando lugar a la compresión del fluido hasta alcanzar la presión de salida, momento en que se efectúa el escape a través de la válvula correspondiente.

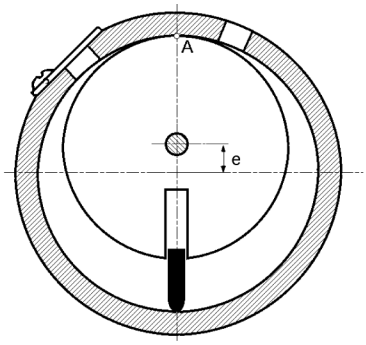


Fig II.11.- Compresor monocelular

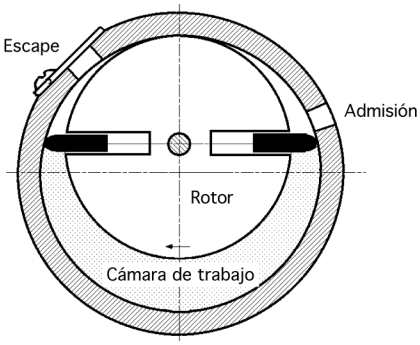


Fig II.12.- Compresor bicelular

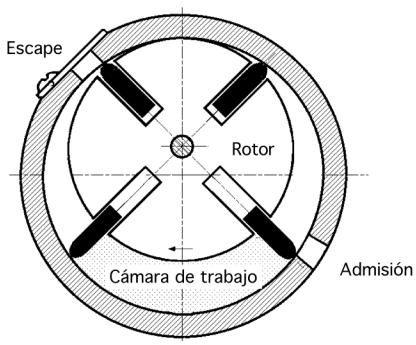


Fig II.13.- Compresor multicelular

En el compresor monocelular (una pala), la posición de la lumbrera de admisión tiene que estar lo más cerca posible de la generatriz A de contacto (rotor-estator), Fig II.10, siendo el desplazamiento teórico (cámara de trabajo) idéntico al de un compresor de rodillo.

En el compresor bicelular (dos palas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la Fig II.12, siendo el volumen teórico desplazado (cámara de trabajo) proporcional a dos veces el área sombreada, que es la máxima que geométricamente se puede conseguir.

En el compresor multicelular, (cuatro o más palas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la Fig II.13, siendo el volumen teórico desplazado proporcional a cuatro veces el área sombreada, que es la máxima que se puede obtener.

Se observa que el desplazamiento aumenta con el número de palas (2, 4... veces el área sombreada), llegándose a construir compresores con 6, 8 y hasta 10 palas; con compresores de más de 10 palas no se generan ganancias sensibles en el volumen desplazado.

El volumen desplazado crece aumentando la excentricidad e (o lo que es lo mismo disminuyendo el diámetro *d*, para un diámetro D constante); esta solución genera un aumento de la fuerza centrífuga a la que están sometidas las palas, por lo que se ocasiona un rozamiento excesivo entre éstas y el estator, con su consiguiente deterioro y desgaste.

Otra solución consiste en incrementar el número de palas que permite reducir la excentricidad y los efectos perjudiciales de la fuerza centrífuga.

El volumen útil V_D de una cámara de trabajo se puede expresar, aproximadamente, en la forma:

$$V_D = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (r - e)^2}{z} - 2 \delta e \right) b = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (R - 2e)^2}{z} - 2 \delta e \right) b = 2 e b \left\{ \frac{2 \pi (R - e)}{z} - \delta \right\}$$

en la que:

R es el radio de la superficie interior del estator
e = R - r, es la excentricidad, es decir, la distancia entre centros del rotor y del estator
z es el número de aletas o desplazadores, igual al número de cámaras de trabajo de la bomba
b es la dimensión axial de las aletas
δ *es el espesor de cada aleta*

El caudal aspirado es: $q_1 = \frac{V z n}{60} = \frac{2 e b \{2 \pi (R - e) - z \delta\} n}{60} \quad \frac{m^3}{seg}$

observándose que con este mecanismo el grado de hermeticidad no puede ser grande, por cuanto la separación entre las cámaras de aspiración y de impulsión se efectúa sólo por contacto del borde de las aletas con el estator, y ésto hace que las presiones creadas por la bomba de aletas sean, en general, inferiores a las creadas por otras bombas rotativas.

La presión se puede incrementar aumentando el número de aletas, o mejorando el contacto entre las aletas y el estator. En la Fig II.10, el apriete de las aletas al estator se intensifica porque a través del orificio que comunica la cámara de alta presión con las cabezas internas de las aletas, se suministra a éstas líquido a la presión correspondiente a la cavidad de impulsión.

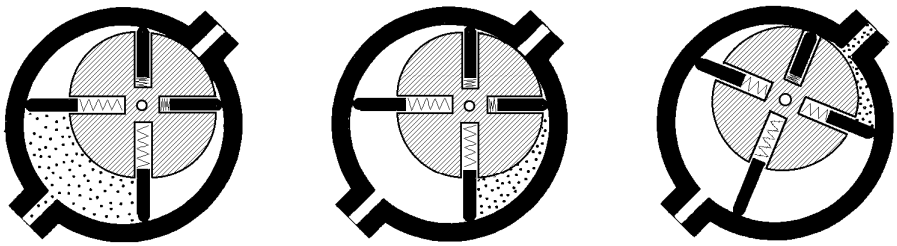


Fig II.14.- Funcionamiento del compresor multicelular

Rendimientos.- Como no existe expansión del fluido entre las presiones de salida y entrada, el rendimiento volumétrico de este tipo de compresores es excelente, por lo que a bajas presiones de aspiración pueden funcionar de forma más eficiente que los alternativos. El valor de los rendimientos *indicado* y *mecánico* es análogo al que presentan los compresores alternativos.

Lubricación.- Es esencial para la buena conservación mecánica de los distintos órganos, y para obtener un buen rendimiento. El aceite ayuda al sellado de las holguras mecánicas y evita las fugas

de fluido internas; una deficiencia en la lubricación se traduce en una caída de presión y de rendimiento. Estos compresores funcionan con una cantidad de aceite superior a la de los alternativos de la misma potencia frigorífica, por lo que a la salida disponen de un separador de aceite.

Campo de utilización.- En cuanto al volumen desplazado, los compresores rotativos de rotor único se sitúan entre los alternativos y los centrífugos, es decir:

$$600\ \frac{m^3}{hora} < V_D < 5000\ \frac{m^3}{hora}$$

Teniendo en cuenta la magnitud del volumen de fluido (o gas) desplazado y su elevado rendimiento a bajas presiones de aspiración, les hace apropiados en acondicionadores de aire e industrialmente como compresores *booster* en circuitos de compresión escalonada. Por razones constructivas, raramente trabajan por encima de $3 \div 5$ kg/cm^2, no sobrepasando relaciones de compresión mayores de 7.

Son máquinas poco ruidosas, no necesitan válvula de admisión por lo que el fluido aspirado entra de manera continua, y como no existen espacios muertos perjudiciales los rendimientos volumétricos son muy altos. Su fabricación exige una gran precisión.

II.3.- COMPRESOR FRIGORÍFICO ROTATIVO SCROLL

Aunque el compresor Scroll, o de espiral, fue descrito por primera vez en 1905 por el francés Leon Creux, sólo las recientes técnicas de mecanizado por control numérico han hecho posible la fiabilidad de fabricación imprescindible para este tipo de compresores, cuyo diseño se basa principalmente en la consecución de tolerancias muy estrechas en piezas de forma geométrica complicada, como es el caso de los perfiles en espiral.

El compresor Scroll se puede considerar como la última generación de los compresores rotativos de paletas, en los que éstas últimas se han sustituido por un rotor en forma de espiral, excéntrico respecto al árbol motor, que rueda sobre la superficie del estator, que en lugar de ser circular tiene forma de espiral, concéntrica con el árbol motor. El contacto entre ambas superficies espirales se establece, en el estator, en todas sus generatrices, y en el rotor también en todas sus generatrices. Como se puede comprobar, hay otra diferencia fundamental respecto a los compresores rotativos de paletas, y es la de que la espiral móvil del rotor no gira solidariamente con este último, sino que sólo se traslada con él paralelamente a sí misma.

Rodadura sin deslizamiento.- En la teoría de engranajes, los flancos de los dientes de un par de ruedas dentadas se diseñan de modo que sean perfiles de evolvente de círculo (la evoluta es, en este caso particular, un círculo denominado círculo base), con el objeto de conseguir así que los dientes rueden uno sobre el otro sin deslizamiento.

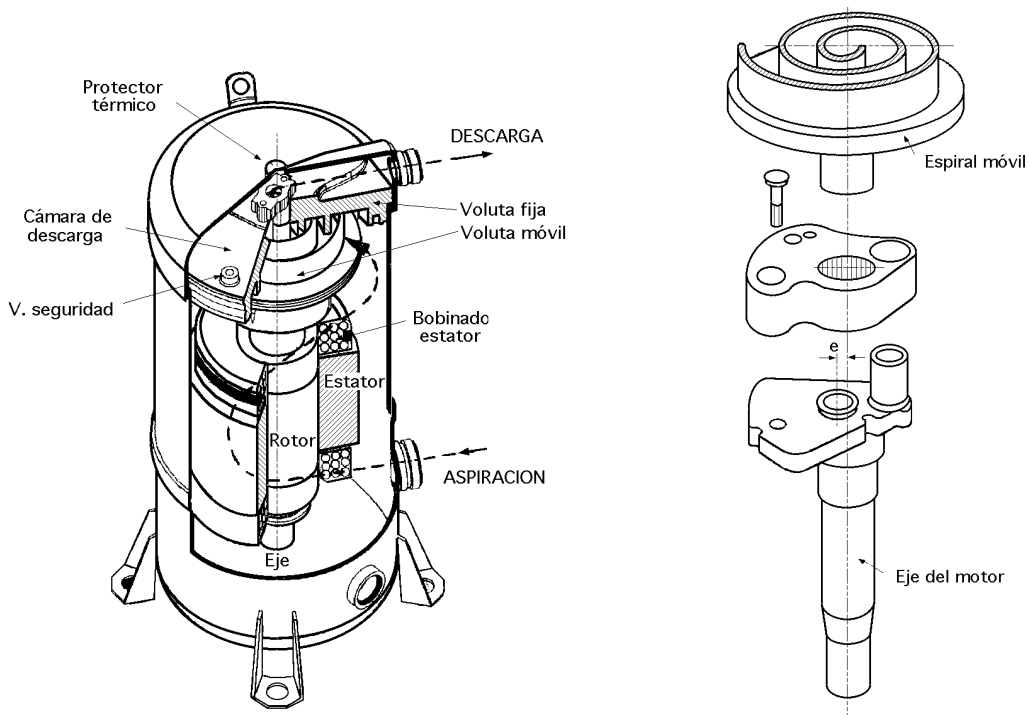


Fig II.15.- Vista del conjunto árbol motor-rotor del compresor Scroll, y conjunto espiral móvil-eje del motor

En el caso del compresor Scroll, el hecho de que los perfiles de las dos espirales sean de evolvente, permite a la espiral móvil rodar sin deslizamiento sobre la espiral fija, cumpliéndose en todo momento la alineación de los centros de las dos espirales y el punto de contacto entre ambas.

Funcionamiento.- En este tipo de compresores, las celdas o cámaras de compresión de geometría variable y en forma de hoz Fig II.15 están generadas por dos espirales idénticas, una de ellas, la superior, fija (estator), en cuyo centro está situada la lumbrera de escape, y la otra orbitante (rotor), estando montadas ambas frente a frente, en contacto directo una contra la otra Fig II.16. La espiral fija (estacionaria) y la móvil (orbital) cuyas geometrías se mantienen en todo instante desfasadas un ángulo de 180º, merced a un dispositivo antirotación, están encajadas una dentro de la otra de modo que entre sus ejes hay una excentricidad *e*, Fig II.16, en orden a conseguir un movimiento orbital de radio *e* del eje de la espiral móvil alrededor del de la espiral fija.

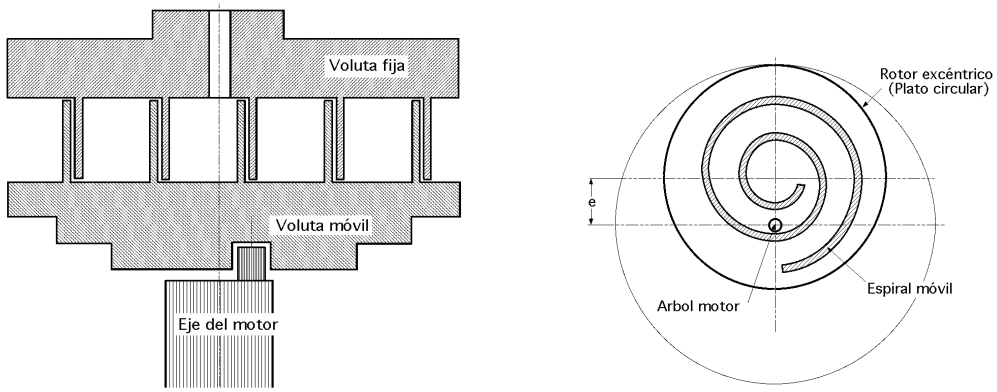


Fig II.16.- Volutas fija y móvil

Fijándose exclusivamente en el conjunto (árbol motor-rotor) Fig II.15, con cada giro de 360º del árbol motor se imprime a la espiral inscrita en el plato, rotor excéntrico, los dos movimientos siguientes:

- Uno de rotación de 360º alrededor de su eje, (que tendría lugar también si el valor de e fuese nulo)

- Otro simultáneo de traslación paralela a sí misma alrededor del eje del árbol motor (que no se produciría si el valor de e fuese nulo)

Si se desea que la espiral describa únicamente éste último movimiento de traslación orbital sin la rotación producida por el hecho de estar solidariamente sujeta al plato, es necesario eliminar mediante un dispositivo antirotación, ésta última unión rígida, lo que se consigue montando la espiral móvil sobre un simple cojinete vertical de apoyo, concéntrico con ella.

De esta manera, el giro del árbol motor o cigüeñal arrastra al conjunto del caracol móvil, haciéndole describir alrededor del árbol motor (y por lo tanto alrededor del centro del caracol fijo, punto donde está situada la lumbrera de escape), una órbita de radio *e* sin rotación simultánea.

Como consecuencia de este movimiento, las mencionadas celdas, y el fluido atrapado en ellas, son empujadas suavemente hacia el centro de la espiral fija, al mismo tiempo que su volumen se va reduciendo progresivamente, comprimiendo el vapor; cuando éste llega al centro de la espiral fija, se pone en comunicación con la lumbrera de escape ubicada en él, produciéndose de esta manera la descarga del vapor.

El funcionamiento se puede descomponer en las tres fases siguientes:

Aspiración: En la primera órbita, 360º, en la parte exterior de las espirales se forman y llenan completamente de fluido a la presión p_1 dos celdas de volumen V_1

Compresión: En la segunda órbita, 360º, tiene lugar la compresión a medida que dichas celdas disminuyen de volumen y se acercan hacia el centro de la espiral fija, alcanzándose al final de la segunda órbita, cuando su volumen es V_2, la presión de escape p_2.

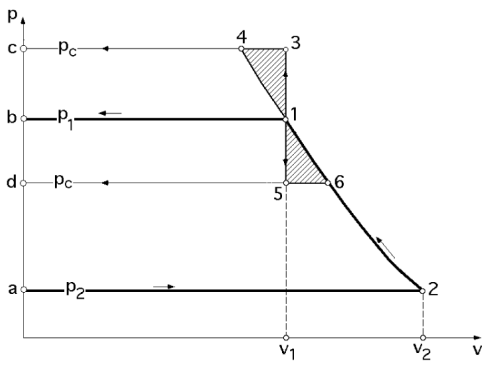


Fig II.19.- Presión final de compresión; casos posibles

Descarga: En la tercera y última órbita, puestas ambas celdas en comunicación con la lumbrera de escape, tiene lugar la descarga (escape) a través de ella. Cada uno de los tres pares de celdas, estarán en cada instante en alguna de las fases descritas, lo que origina un proceso en el que la aspiración, compresión y descarga tienen lugar simultáneamente y en secuencia continua, eliminándose por esta razón las pulsaciones casi por completo.

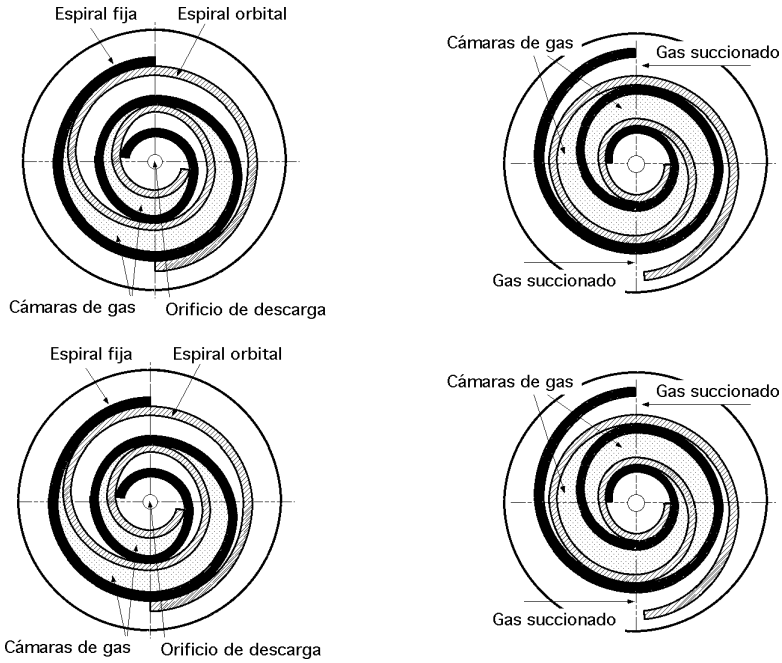


Fig II.17.- Vistas del compresor Scroll en diversas etapas de funcionamiento

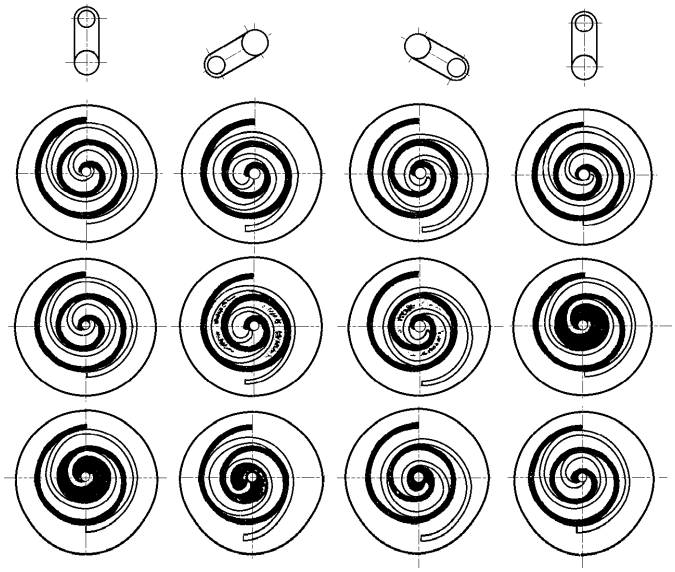


Fig II.18.- Diversas posiciones de las volutas

Presión final de compresión.- Todo lo dicho para los compresores helicoidales, es válido también para el compresor Scroll. Al igual de lo que acontecía con el compresor helicoidal, en el caso del Scroll pueden asimismo presentarse los tres casos representados en la Fig II.19.

Regulación de la capacidad.- Algunas compresores utilizan una válvula deslizante o de corredera montada en el estator, que permite abrir secuencialmente una serie de lumbreras de by-pass practicadas en el fondo de él, variándose de esta forma el valor del volumen V_1 de fluido realmente admitido en el compresor, sistema similar al descrito en la regulación de los compresores de tornillo.

Si todas las lumbreras de by-pass permanecen cerradas, únicamente queda abierta la de escape, proporcionando el compresor en este caso el máximo de su capacidad. Este sistema consigue una regulación suave y progresiva de la capacidad del compresor.

Otros compresores consiguen un cierto grado de regulación mediante la fabricación de unidades múltiples equipadas con dos o más compresores Scroll de tamaños iguales, o diferentes, montados en paralelo, lo que permite cubrir una amplia gama de capacidades frigoríficas y fraccionar la potencia frigorífica de modo escalonado.

A título de ejemplo, una unidad tándem compuesta por dos compresores diferentes, uno del 40% y otro del 60% de la potencia frigorífica total, posibilita el escalonamiento siguiente:

40% (funcionando sólo el primero)
60% (funcionando sólo el segundo)
100% (funcionando los dos)

Para los tamaños pequeños, y si la frecuencia de paradas y puestas en marcha no es excesiva, se utiliza el control *on-off*, parando y arrancando el motor por medio de un termostato o un presostato.

Campo de utilización.- Se emplean en el campo de los pequeños desplazamientos (aire acondicionado y bomba de calor en viviendas) para potencias frigoríficas comprendidas entre $5 \div 100$ kW, ocupando un espacio intermedio entre los compresores rotativos y los alternativos. Hasta la fecha se fabrican solamente herméticos.

El fluido se introduce en la carcasa del compresor, por su parte inferior, en donde está situado el motor, pasando por entre los devanados del estator y rotor, refrigerándolos; a la salida del motor el fluido reduce su velocidad facilitándose de este modo la separación de la mayor parte del aceite arrastrado por el fluido de aspiración.

Lubricación.- La lubricación de los dos cojinetes del cigüeñal y el de apoyo de la espiral móvil, se realiza con aceite impulsado a través del interior del cigüeñal mediante una bomba centrífuga sumergida en el cárter y movida por el mismo cigüeñal. Este circuito de aceite está totalmente separado de las superficies de contacto de ambas espirales, cuya lubricación está asegurada por la pequeña cantidad de aceite arrastrado por el fluido de aspiración.

Pérdidas mecánicas por rozamiento.- La inexistencia de juntas y segmentos en los compresores Scroll, característica común también a los helicoidales, hace que las pérdidas mecánicas por rozamiento en este tipo de compresores, sean más bajas en comparación con las que se producen en los compresores alternativos.

Estanqueidad.- Para conseguir la estanqueidad suelen llevar mecanizada en el borde superior de ambas espirales una ranura que cumple el mismo cometido de sellado que los segmentos en los pistones de los compresores alternativos. Si entre ambos lados de la ranura (dos celdas en diferen-

tes estadios de compresión) existe una diferencia de presiones Δp, el caudal de fluido (vapor o gas) que se filtrará de una celda a la otra, disminuyendo el rendimiento volumétrico del compresor, será tanto menor cuanto mayor sea la resistencia que se oponga a dicho flujo.

Esta resistencia, es función de la holgura existente entre las superficies en contacto de ambas espirales, se aumenta practicando la ranura antes mencionada, que recibe el nombre de *cámara de alivio*. Su misión es originar un ensanchamiento brusco seguido de una contracción de la vena fluida, dos resistencias adicionales que no se presentarían de no existir dicha acanaladura.

La diferencia de presiones Δp entre dos cámaras de compresión adyacentes, es siempre menor que la $(p_c - p_e)$ generada por el compresor, lo que evidentemente disminuye todavía más el riesgo de fugas y filtraciones.

Ventajas.- Los circuitos frigoríficos y de bomba de calor que utilizan compresor Scroll alcanzan valores del *COP* inusualmente altos, posibles únicamente debido al elevado rendimiento volumétrico que tiene este compresor para todas las condiciones de funcionamiento que pueden presentarse (relaciones de compresión diversas).

Las causas de este buen rendimiento volumétrico son:

- Inexistencia de espacio muerto perjudicial

- Ausencia de válvulas de admisión y escape, y de segmentos, que elimina tanto posibles retrasos en su apertura como inestanqueidades

- El contacto, en los flancos de las espirales y en sus bases y bordes superiores, es perfecto y constante (adaptabilidad axial y radial muy buena).

- Mínimo efecto de pared merced a la separación física de las zonas de aspiración (exterior espirales) y descarga (interior espirales)

Otra consecuencia beneficiosa del elevado rendimiento volumétrico que poseen este tipo de compresores es su menor desplazamiento o tamaño, comparado con el necesario para un alternativo de la misma potencia frigorífica.

- La *simultaneidad* conque se producen la aspiración, compresión y escape del fluido en un compresor Scroll, en comparación con las fases correlativas en las que ocurren en uno alternativo, hace que las variaciones del par motor en un compresor Scroll sean mucho más reducidas que en uno alternativo, disminuyendo por esta razón los esfuerzos a que está sometido el motor así como las vibraciones; a señalar igualmente la ausencia casi total de pulsaciones.

- Una *elevada fiabilidad de funcionamiento,* lo que se traduce en un indice muy bajo de fallos, debido principalmente a los tres aspectos de diseño siguientes:

- Pequeño número de partes móviles, un 60% menos que en un compresor alternativo

- Ausencia de válvulas

- Buena resistencia frente a los esfuerzos causados por la llegada al compresor de líquido y/o partículas sólidas (suciedad)

- *Excelente nivel sonoro,* (6 db), menor que el de los compresores alternativos de su rango y ésto debido a que la espiral móvil rueda sin deslizamiento sobre la espiral estacionaria

- Como la espiral móvil rueda sin deslizamiento sobre la espiral estacionaria, el *desgaste* experimentado por las superficies espirales en contacto es mínimo.

- *Tamaño y peso pequeño*, un 40% y un 15% menor que el de uno alternativo, respectivamente.

Inconvenientes.- El hecho de no estar inherentemente equilibrado, al contrario de lo que sucede con los compresores de tornillo, impone un límite e impide de modo decisivo la fabricación de compresores Scroll de tamaños grandes.

A presiones de escape altas, las dos espirales, la estacionaria y la orbital, tienden a separarse debido al empuje generado por la presión interna del vapor; esto se traduce en un aumento de las holguras, lo que a su vez reduce el rendimiento del compresor. Para evitar este aspecto negativo, algunos fabricantes utilizan espirales compensadas en presión, haciendo gravitar la presión de alta o una intermedia en el reverso de al menos una de las espirales.

Selección.- La selección del compresor más adecuado a las necesidades de proyecto, se efectúa mediante las curvas características suministradas por el fabricante. En ellas se indica, para cada par de presiones de condensación y evaporación, la potencia frigorífica producida y la eléctrica consumida, por cada modelo de compresor que utiliza un fluido frigorígeno determinado y en base a unos valores de recalentamiento y subenfriamiento que varían de unos catálogos a otros. Es norma que los distintos tamaños de compresores de una misma firma tengan idéntico perfil de espirales, pero diferentes alturas axiales y, por lo tanto, distintos desplazamientos.