

LATEX

# UNIDAD 12

COMPRESORES



UNIVERSIDAD  
TECNOLÓGICA  
NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL  
RECONQUISTA

# Índice

<b>1. Generalidades</b>	<b>3</b>
1.1.1. Elevación de la presión por variación de la temperatura manteniendo constante el volumen. . . . .	3
1.1.2. Elevación de la presión por variación de volumen manteniendo constante la temperatura . . . . .	4
1.1.3. Compresión dinámica . . . . .	4
1.1.4. Métodos de elevación de presión prácticos . . . . .	5
<b>2. Compresores de desplazamiento positivo</b>	<b>5</b>
2.1. De desplazamiento rectilíneo alternativo . . . . .	6
2.1.1. Rendimiento volumétrico . . . . .	7
2.1.2. Aire libre . . . . .	8
2.1.3. Presión máxima de trabajo . . . . .	9
2.1.4. Compresión en etapas . . . . .	10
2.1.5. Dimensionamiento del cilindro de un compresor alternativo . . . . .	11
2.2. Compresores rotativos . . . . .	12
2.2.1. De paletas deslizantes . . . . .	12
2.2.2. De rotores lobulares . . . . .	13
2.2.3. Compresores de rotores helicoidales . . . . .	13
<b>3. Compresores cinéticos o dinámicos</b>	<b>14</b>
3.1. Ventajas y desventajas de compresores centrífugos respecto a los axiales . . . .	15
3.2. Turbocompresores centrífugos . . . . .	16
3.3. Turbocompresores axiales . . . . .	18
<b>4. Ecuaciones fundamentales de los turbocompresores</b>	<b>19</b>
4.1. Relación de compresión de un escalonamiento para compresores centrífugos . .	20
4.1.1. Relación de compresión ideal en el rotor . . . . .	20
4.1.2. Relación de compresión real en el rotor . . . . .	21
4.1.3. Relación de compresión ideal en el difusor . . . . .	22
4.1.4. Relación de compresión real del difusor . . . . .	22
4.2. Incremento de presión en turbocompresores axiales . . . . .	22
<b>5. Rendimiento interno o entálpico de un turbocompresor</b>	<b>23</b>
5.1. Rendimiento de un escalonamiento . . . . .	24
5.2. Rendimiento interno o entálpico de todo el compresor . . . . .	24
<b>6. Factor de recalentamiento</b>	<b>25</b>
<b>7. Curvas características de los turbocompresores</b>	<b>26</b>
<b>8. Fenómeno de bombeo y curva límite de bombeo</b>	<b>27</b>

## 1. Generalidades

Como lo establecimos en la parte general, los compresores son máquinas de fluido térmicas y generadoras, que comunican energía de presión a la sustancia bajo trabajo, confiriendo la capacidad para entregar energía mecánica al medio exterior, como por ejemplo en las máquinas herramientas neumáticas; accionamiento de servo mecanismos, etc. La sustancia de trabajo puede ser un gas puro o mezcla de los mismos, vapor saturado o recalentado, etc.

Para el estudio del principio de funcionamiento de los compresores se admite que la sustancia de trabajo en lo general se comporta como gas perfecto. En la práctica, que ello ocurra o no, depende del tipo de gas y de la presión a la que se encuentre. Con esta suposición y analizando la ecuación general de estado de un gas perfecto  $pv = R_t T$ , surge que la presión de la sustancia de trabajo podrá aumentarse, manteniendo constante el volumen y variando la temperatura, o bien manteniendo constante la temperatura y variando el volumen.

### 1.1.1. Elevación de la presión por variación de la temperatura manteniendo constante el volumen.

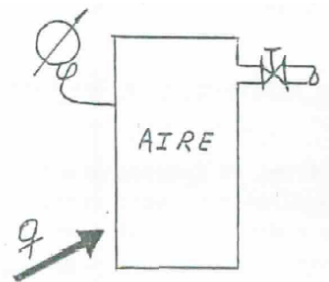


Figura 1: Sistema de volumen constante.

Al ser  $v = cte$  la ecuación de estado indica que la presión es directamente proporcional a la temperatura, cumpliendo para dos estados que:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1)$$

Este procedimiento tiene los siguientes inconvenientes:

- Si se necesita un gran aumento de presión, el consumo de energía en forma de calor para lograrlo es elevado. Se supone por ejemplo que se quiere elevar la presión del aire atmosférico que se encuentra a  $20^\circ C$  de temperatura a  $8 atm$ . La temperatura al final de la compresión será

$$T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1} = 293 \times 8 = 2344 K = 2071^\circ C \quad (2)$$

resultando el calor necesario a suministrar

$$q = c_v(T_2 - T_1) = 0,1715(2344 - 293) = 352 \frac{kcal}{kg} \quad (3)$$

- Que si el aire no es utilizado inmediatamente, disminuye la temperatura y consecuentemente la presión.
- Que el proceso es discontinuo, ya que se debe vaciar completamente el recipiente para iniciar un nuevo ciclo.
- Que al abrir la válvula para vaciar el recipiente, se producirá una cierta expansión, por más rápido que sea el proceso de vaciamiento.

Por ello este procedimiento es limitado en su uso.

### 1.1.2. Elevación de la presión por variación de volumen manteniendo constante la temperatura

Al ser  $T = cte$  la ecuación de estado indica que la presión es inversamente proporcional al volumen, y por lo tanto para dos estados será

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad (4)$$

si bien en la práctica la relación anterior no se cumple en un 100%, la relación  $p_2/p_1$  varía en el mismo sentido que  $v_1/v_2$  lo que significa que siempre una reducción de volumen provocará un aumento de presión. Este procedimiento si es utilizado en la práctica, y como se demostró oportunamente, constituye el Principio de desplazamiento positivo.

### 1.1.3. Compresión dinámica

Otro procedimiento utilizado en la práctica es el método de compresión dinámica, que se basa en lo siguiente:

Si en un conducto por el cual circula un fluido a caudal másico constante, consideramos dos secciones cualquiera, se tendrá como sistema entre las mismas a un volumen de control. De acuerdo con el primer principio de la termodinámica y aplicando Bernoulli se tendrá:

$$P_1 + \frac{v_1^2}{2} + z_1 = P_2 + \frac{v_2^2}{2} + z_2 \quad (5)$$

normalmente  $z_1 = z_2$ , y si además se supone que el fluido circula en condiciones ideales, es decir sin rozamiento, será también:

$$P_1 + \frac{v_1^2}{2} = P_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (6)$$

de donde se determina que:

$$P_2 - P_1 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (7)$$

lo que indica que podemos elevar la presión por la variación de la velocidad de fluido.

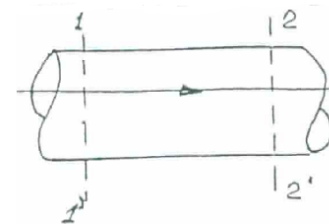


Figura 2: Conducto de fluido.

### 1.1.4. Métodos de elevación de presión prácticos

En resumen los métodos utilizados para elevar la presión de un gas son:

- Reducción de volumen (principio de desplazamiento positivo).
- Compresión dinámica (Ecuación de Euler).

En el primer caso se tiene a los compresores alternativos y rotativos, y en el segundo caso a los turbocompresores.

Sin que ello sea excluyente, los compresores de desplazamiento positivo se utilizan para presiones elevadas y caudales moderados, características que permiten un mejor aprovechamiento desde el punto de vista del rendimiento y económico. Los cinéticos se utilizan para condiciones inversas. En la práctica, se presentan sin embargo situaciones en que aun para pequeños caudales se debe utilizar un turbocompresor, como sería el ejemplo el caso, que un fluido a comprimir no admite bajo ningún punto de vista la contaminación de lubricante. En estos casos se debe tener en cuenta, que si bien la presión engendrada se puede aumentar aumentando la velocidad de rotación, esto está limitado por el valor de velocidad tangencial que se alcanza, que por resistencia de material de construcción utilizado normalmente, no debe sobrepasar los 200m/s (el acero se acerca a su límite elástico). Sabemos de acuerdo a Euler que para  $\alpha_1 = 90^\circ$  es:

$$H_{t\alpha_1} = u_2 c_{u_2} \quad (8)$$

a su vez,  $c_{u_2} = k u_2$ , y por lo tanto

$$H_{t\alpha_1} = k u_2^2 \quad (9)$$

siendo  $k = \{0,5, 0,7\}$ . Si tomamos para  $u_2$  el límite indicado tendemos:

$$H_{t\alpha} = 0,6 \frac{200^2}{9,81} [m] = 2500 \text{m.c.aire} \quad (10)$$

y

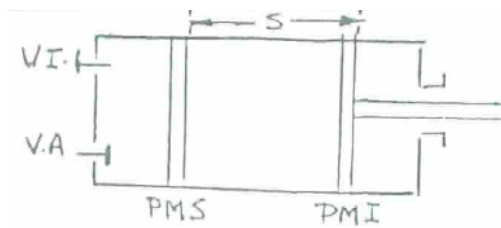
$$P = H\gamma = (2500 \cdot 1,29)[kg/m^2] = 3225 kg/m^2 \quad (11)$$

los resultados anteriores indican que para aumentar la presión final se deberá utilizar más de un rotor dispuesto en serie. No obstante lo indicado anteriormente, los turbocompresores presentan con respecto a los alternativos las siguientes ventajas:

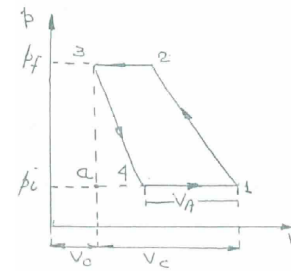
- Construcción más compacta, por lo tanto menor volumen y peso.
- Menor mantenimiento por carecer de válvulas y mecanismos de inversión de movimiento.

## 2. Compresores de desplazamiento positivo

Como la única condición que establece el principio de desplazamiento positivo es que el aumento de presión se logre por reducción de volumen de la cavidad o celda que encierra al fluido, los compresores de este grupo pueden ser de desplazamiento rotativo rectilíneo alternativo o rotatorios.



(a) Construcción física.



(b) Diagrama ideal.

Figura 3: Compresor rectilíneo alternativo

## 2.1. De desplazamiento rectilíneo alternativo

En su forma más simple está constituido por un cilindro de paredes rígidas e indeformables, en cuyo interior se desplaza un pistón o émbolo con movimiento rectilíneo alternativo, y que posee en uno de sus extremos una tapa (culata) con dos válvulas normalmente a resorte, que se denominan respectivamente de admisión y de impulsión. Para su estudio se definen los siguiente parámetros:

- Punto muerto superior (PMS): posición extrema próxima a la tapa.
- Punto muerto inferior (pmi): posición más alejada de la tapa.
- Carrera: longitud existente entre el punto muerto inferior y el punto muerto superior.
- Volumen de cilindrada: volumen del cilindro comprendido entre el pistón en el PMS y el pmi.
- Volumen de espacio nocivo: volumen del cilindro comprendido entre la tapa de cilindro y el pistón en el PMS.
- Relación de espacio nocivo: relación existente entre el volumen de espacio nocivo y el de cilindrada.
- Relación de compresión: relación entre la presión final y la inicial.
- Relación volumétrica: relación entre el volumen inicial y el volumen final.

El estudio de un compresor alternativo se realiza normalmente sobre un diagrama  $P - v$ . Si se considera que el cilindro está vacío y el émbolo en el PMS al iniciarse su desplazamiento hacia el pmi, se abre la válvula de admisión, penetrando al cilindro el fluido de trabajo (a), situación que continua a medida que el pistón avanza hacia el pmi, teóricamente a presión constante (evolución a-1), y que no constituye un proceso de cambio termodinámico. Cuando el émbolo llega al pmi, se cierra la válvula de admisión, permaneciendo también cerrada la de impulsión. Comienza el proceso de compresión que sí constituye un cambio de estado termodinámico, que de acuerdo con lo estudiado en termodinámica técnica puede ser isotérmico, politrópico o adiabático. Antes que el pistón llegue al pms, y de acuerdo a la presión de trabajo establecida, se produce la apertura de la válvula de impulsión (escape) logrando la expulsión del gas comprimido (2-3). Cuando el émbolo llega al PMS, se cierra la válvula de impulsión y el mismo comienza su carrera en retroceso, permaneciendo cerradas ambas

válvulas e impidiendo que penetre nuevo fluido del exterior (3-4). Recién cuando la presión en el interior del cilindro es igual a la exterior penetra nuevo fluido al cilindro al abrirse la válvula de admisión por la diferencia de presiones (vacío) que se produce en el émbolo en su desplazamiento hacia el punto muerto inferior.

El diagrama real difiere al teórico en lo siguiente:

- La admisión se produce a una presión menor que la existente en la fuente de alimentación, consecuencia de que primero debe expandirse el gas contenido en el volumen de espacio nocivo para permitir la entrada del nuevo fluido. Además existe cierta inercia del mecanismo de la válvula que provoca que la apertura de la misma no sea espontánea. Como consecuencia de ello el volumen aspirado resulta también menor.
- Por el mismo motivo (inercia en la válvulas) la presión final de compresión es mayor.

En la práctica el diagrama de funcionamiento de un compresor alternativo (en general en toda máquina de movimiento rectilíneo alternativo) se obtiene en un aparato de ensayo denominado indicador, y consecuentemente el diagrama obtenido es se denomina diagrama del indicador. En términos generales el aparato indicador está constituido por un cilindro de pequeñas dimensiones que se monta en el cilindro por una unión roscada. Dentro del cilindro pequeño se desplaza un émbolo, una de cuyas caras está sometida a la presión existente en el cilindro de la máquina y otra a la tensión de un resorte intercambiable, de acuerdo a la presión de trabajo de la máquina. El vástago del émbolo del cilindro pequeño mueve por medio de una articulación un brazo en cuyo extremo lleva un marcador. Este último traza el diagrama sobre un papel colocado sobre un cilindro conectado al vástago del cilindro de la máquina. Comúnmente el diagrama obtenido se lo denomina, por su forma, diagrama de zapato. Por método gráfico o con un planímetro es posible determinar el área del diagrama, y calcular la presión media indicada.

### 2.1.1. Rendimiento volumétrico

Se define al rendimiento volumétrico a la relación entre el volumen aspirado y el volumen de cilindrada,

$$\eta_V = \frac{V_a}{V_c} \quad (12)$$

donde:

- $V_a$  es el volumen aspirado en  $m^3$ .
- $V_c$  es el volumen de cilindrada en  $m^3$ .

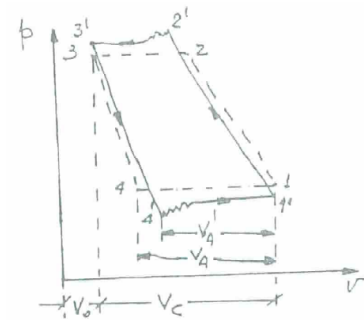


Figura 4: Diagrama real.

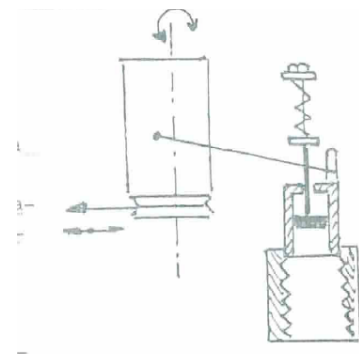


Figura 5: Indicador (aparato de ensayo).

Suponiendo que la expansión del gas remanente que ocupa el volumen de espacio nocivo es politrópica, que es la evolución al a que más se aproxima la práctica, y en base al diagrama de la figura, es posible establecer las siguientes relaciones

$$V_a = v_C - V \tag{13}$$

por lo tanto

$$\eta_v = \frac{V_c - V}{V_c} = 1 - \frac{V}{V_c} \tag{14}$$

además

$$\frac{V}{V_c} = \frac{V}{V_0} \frac{V_0}{V_C} = \varepsilon \frac{V}{V_0} \tag{15}$$

para la politrópica 3 – 4 será:

$$p_f V_0^n = P_0 (V_0 + V) \tag{16}$$

de donde

$$\frac{P_f}{P_0} = \frac{(V_0 + V)^n}{V_0^n} = 1 + \left(\frac{V}{V_0}\right)^n \tag{17}$$

obteniendo que

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{P_f}{P_0}\right)^{1/n} \tag{18}$$

Remplazando este valor y el obtenido en la ecuación (15) en la (14) se obtiene que

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left[ \left(\frac{P_f}{P_0}\right)^{1/n} - 1 \right] \tag{19}$$

El valor de  $V_a$  depende del valor de  $V_0$  ya que cuando mayor es este último, quedará mayor cantidad de gas remanente, que debe expandirse hasta la presión de admisión. El volumen de espacio nocivo es necesario para permitir la instalación de las válvulas de admisión e impulsión, pero se debe procurar que sea el menor posible.

### 2.1.2. Aire libre

Se denomina de esta manera al aire atmosférico que existe a una determinada situación geográfica. Las condiciones en que se encuentra este aire tienen influencia en el funcionamiento de un compresor.

En efecto se sabe que a medida que aumenta la altura sobre el nivel del mar, disminuye la presión y temperatura del aire atmosférico, aumentando su volumen específico. Por lo tanto, es necesario estudiar la influencia que tiene el valor de los parámetros mencionados en el funcionamiento del compresor.

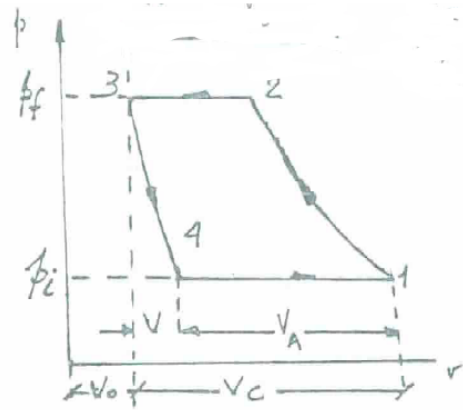


Figura 6: Diagrama P-v de compresión.

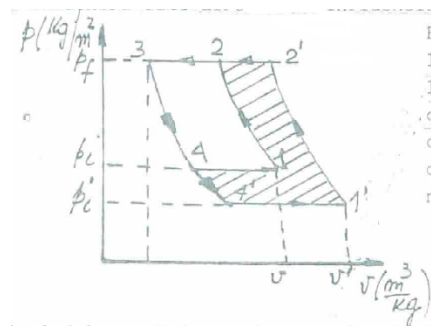


Figura 7: Diagrama P-v de diferencias de altura.



En el diagrama de la figura tenemos representado el diagrama 1–2–3–4 de un compresor que supondremos instalado a nivel del mar, y en 1'–2'–3'–4' instalado a 3000 msnm. Es posible observar lo siguiente

- El volumen específico del aire a aumentado de  $v$  a  $v'$ . Es decir que  $v' > v$ .
- La relación de compresión aumenta  $\frac{P_f}{P'_i} > \frac{P_f}{P_i}$ , lo que provoca
  - Disminución del rendimiento volumétrico.
  - Disminución del volumen aspirado.
  - Aumento de la potencia a suministrar.
  - Aumento de la temperatura final de compresión, la cual puede tener influencia en el sistema de lubricación.
  - Disminución de la masa de aire aspirado.

### 2.1.3. Presión máxima de trabajo

A medida que aumenta la presión final de compresión, disminuye el volumen aspirado, como consecuencia el gas remanente tiene mayor presión y el movimiento del émbolo mecánico se desplaza mayor distancia antes de que se produzca la apertura de la válvula de admisión. Se llegará a una valor de presión final en que la expansión de los gases remanentes que ocupan un valor el volumen de espacio nocivo seguirán la misma evolución que la compresión polirópica y no se producirá aspiración de nuevo gas. El rendimiento volumétrico en estas condiciones será igual a cero. El valor de la presión que se podrá llegar para una determinada distribución del compresor es posible calcularse igualando a cero la expresión de rendimiento volumétrico (19) y operando:

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_{max}}{P_0} \right)^{1/n} - 1 \right] = 0 \quad (20)$$

de donde

$$\varepsilon \left[ \left( \frac{P_{max}}{P_0} \right)^{1/n} - 1 \right] = 1 \quad (21)$$

y mediante un despeje relativamente simple

$$P_{max} = P_0 \left( \frac{1}{\varepsilon} + 1 \right)^n \quad (22)$$

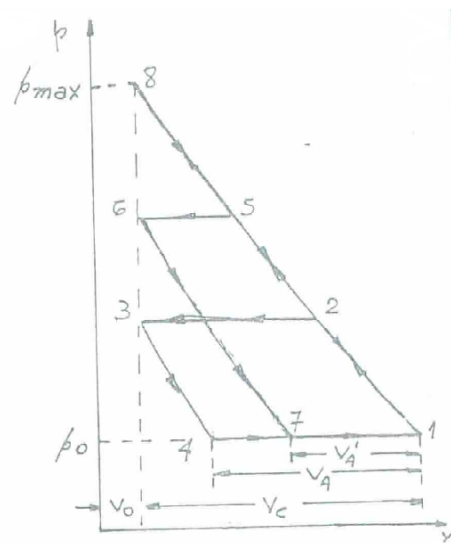


Figura 8: Diagrama P-v para el trabajo a presión máxima.

2.1.4. Compresión en etapas

Si la compresión se realiza en una sola etapa el trabajo de compresión requerido está dado por el área 1 – 2 – 3 – 4. Si la misma se efectúa en 3 etapas, el área de trabajo ahora será 1 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 – 3 – 4. Es decir, el trabajo requerido, y consecuentemente la potencia, es menor. El trabajo total a suministrar será la suma del requerido en cada etapa. Considerando la compresión politrópica se tendrá:

$$w_{1-5} = \frac{n}{n-1} R_t T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{m}} \right] \tag{23}$$

$$w_{6-7} = \frac{n}{n-1} R_t T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_y}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{m}} \right] \tag{24}$$

$$w_{8-9} = \frac{n}{n-1} R_t T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_f}{P_y} \right)^{\frac{n-1}{m}} \right] \tag{25}$$

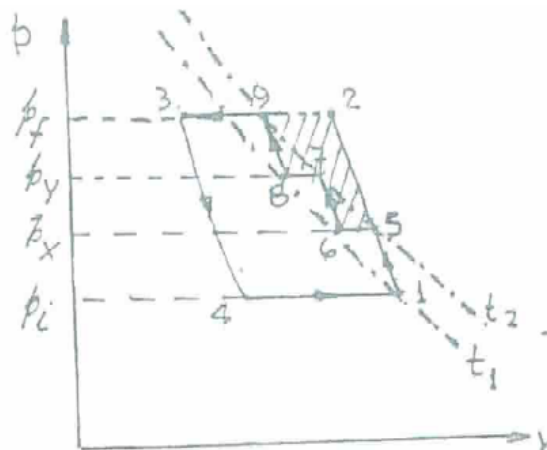


Figura 9: Diagrama P-v para una compresión de tres etapas.

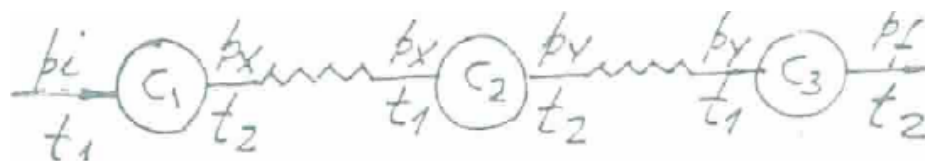


Figura 10: Disposición del sistema de tres etapas.

y el trabajo total de compresión será

$$w_t = w_{1-5} + w_{6-7} + w_{8-9} \tag{26}$$

y por ser de compresión será negativo.

Desde el punto de vista del consumo de potencia y por lo tanto económico, su valor debe ser el mínimo posible. Para que ello ocurra la sumatoria de las relaciones de presiones debe ser mínima. A su vez el producto de estas relaciones de presiones es constante

$$\frac{P_x P_y P_f}{P_i P_x P_y} = cte = \frac{P_f}{P_i} \quad (27)$$

El análisis matemático establece que la suma de tres número  $\{X, Y, Z\}$  cuyo producto es constante es mínima cuando los tres números son iguales. Por lo tanto deberá ser

$$\frac{P_x}{P_i} = \frac{P_y}{P_x} = \frac{P_f}{P_y} \quad (28)$$

si ello se cumple es posible remplazar en la ecuación anterior y expresar que

$$\left(\frac{P_x}{P_y}\right)^3 = \frac{P_x P_y P_f}{P_i P_f P_y} = \frac{P_f}{P_i} \quad (29)$$

de donde

$$P_f = P_i \sqrt[3]{\frac{P_f}{P_i}} = \sqrt[3]{P_f P_i} \quad (30)$$

expresión que permite calcular la primer presión intermedia con el mismo razonamiento, por lo tanto

$$P_y = P_x \sqrt[3]{\frac{P_f}{P_i}} \quad (31)$$

y así sucesivamente si el compresor fuera de  $m$  etapas, donde el indice de la raíz varía según el número de etapas.

### 2.1.5. Dimensionamiento del cilindro de un compresor alternativo

Si se designa por

- $d$  como el diámetro interior del cilindro.
- $s$  como la carrera del émbolo.
- $n$  como el número de vueltas o ciclos mecánicos por minuto.
- $\eta_v$  como el rendimiento volumétrico.

podemos establecer las siguientes relaciones:

- Volumen aspirado:

$$V_a = \frac{\pi d^2}{4} s \eta_v \quad (32)$$

- Caudal aspirado.

$$Q_a = \frac{\pi d^2}{4} s \eta_v n \quad (33)$$

si se designa a  $\beta = \frac{s}{d}$  será también

$$Q_a = \frac{\pi d^2}{4} d \beta \eta_v n = 0,785 d^3 \beta \eta_v n \quad (34)$$

de donde

$$d = \sqrt[3]{\frac{Q_a}{0,785\eta_v\beta n}} \quad (35)$$

expresión que deberá completarse con los coeficientes numéricos que resultan de la conversión de unidades.

## 2.2. Compresores rotativos

Como las condiciones establecidas por el principio de desplazamiento positivo, es que el desplazamiento del fluido y consecuentemente el aumento de presión se logre por una disminución del volumen de la cavidad o celda que encierra al mismo, el rotor y carcasa pueden tener distintas formas, y por consiguientes existen una gran variedad de compresores rotativos de desplazamiento positivo, siendo característica de los mismos que no poseen válvulas. Los más comunes son:

- De paletas deslizantes.
- De rotores lobulares.
- De rotores helicoidales (de tornillo).

### 2.2.1. De paletas deslizantes

El compresor tiene un sólo rotor que gira en forma excéntrica con respecto a la carcasa, y que posee ranuras radiales donde se desplazan por efecto centrífugo unas paletas o aletas. El espacio comprendido entre dos aletas consecutivas forma una cavidad o celda estanca, en cuyo interior es transportado el fluido desde la entrada a la salida del compresor. En este tipo de compresor, el aumento de presión es consecuencia del desplazamiento por las paletas y el contacto brusco con la impulsión, donde existe una presión superior. Como consecuencia de ello el incremento de presión que se logra no es elevado. Para incrementarlo se prolonga la envolvente de la carcasa del lado de la impulsión, que disminuye el volumen de fluido desplazado antes de ponerlo en contacto con la impulsión. Se mejora también la relación de presión aumentando el número de aletas.

La estanqueidad de cada celda será tanto mayor cuanto mayor es la fuerza que cada paleta ejerce sobre la pared interior de la carcasa. Es decir el huelgo entre rotor y carcasa debe ser el mínimo posible compatible con el correcto funcionamiento de ambos elementos. Esta situación provoca por una parte un mayor efecto de rozamiento, y en consecuencia potencia, y por la otra desgaste en los extremos de las paletas.

Para disminuir el efecto de rozamiento entre las partes se colocan anillos compensadores entre las aletas y carcasa. Estos anillos son arrastrados por las aletas con un ligero desplazamiento (giran a la vez que se desplazan). De esta manera absorben los empujes centrífugos de las paletas e impiden que estas ejerzan presión sobre la envolvente fija. Los anillos poseen un determinado número de agujeros para equilibrar las presiones interior y exterior al anillo en sí. Otra solución es dar a la extremidad de las aletas una forma perfilada para facilitar la formación de una película lubricante, que asegurando estanqueidad, reduzca el efecto de rozamiento de las aletas con los anillos deslizantes.

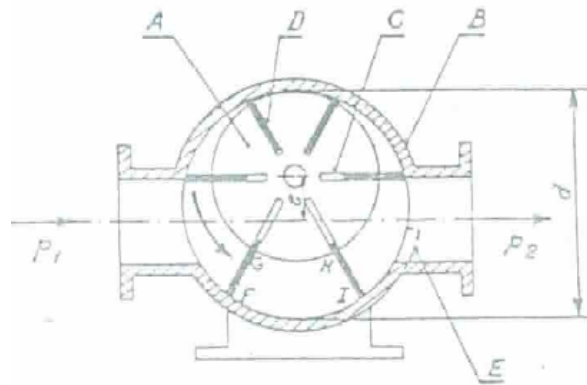


Figura 11: Rotor de paletas rotativas (A: rotor; B: carcasa; C: ranuras radiales; D: paletas; e: excentricidad del rotor; FGHI: celda; E: Prolongación de envoltorio).

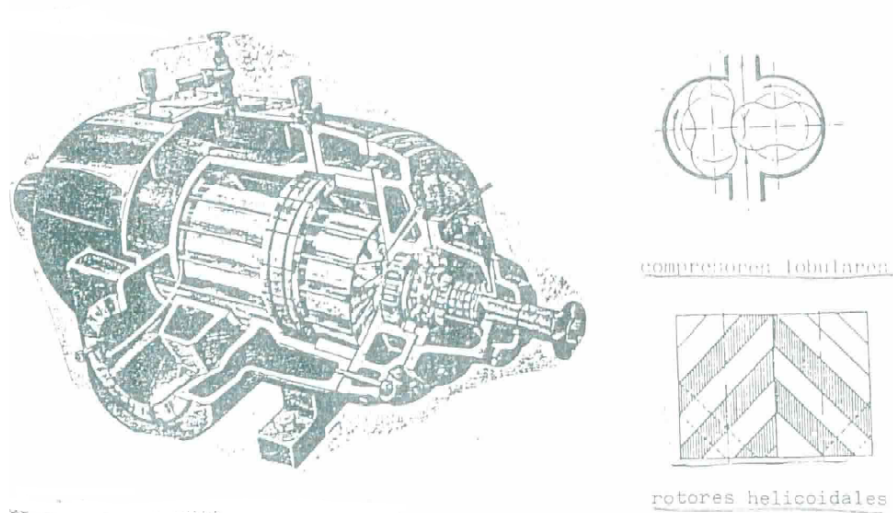


Figura 12: Disposición de compresores.

### 2.2.2. De rotores lobulares

En este caso la cavidad de volumen variable se forma entre dos o más rotores en forma de ocho montados sobre ejes paralelos, actuando uno de ellos como motor, accionado a su vez exteriormente por intermedio de engranajes.

### 2.2.3. Compresores de rotores helicoidales

El dentado de los rotores como su nombre lo indica es helicoidal. Uno de los rotores está provisto de lóbulos (por ejemplo de perfil circular) y otro de acanaladuras en los cuales se introducen los lóbulos en el curso de la rotación. El movimiento de rotación del fluido está combinado de esta manera con un movimiento de traslación en el sentido axial. Esta situación obliga a a desplazar los orificios de aspiración e impulsión en sentido del eje de la máquina, y al mismo tiempo disminuya el volumen de la cavidad y por consiguiente el volumen del fluido, suficiente para aumentar la presión.

Normalmente el número de acanaladuras (o filetes huecos) es mayor que el de lóbulos.

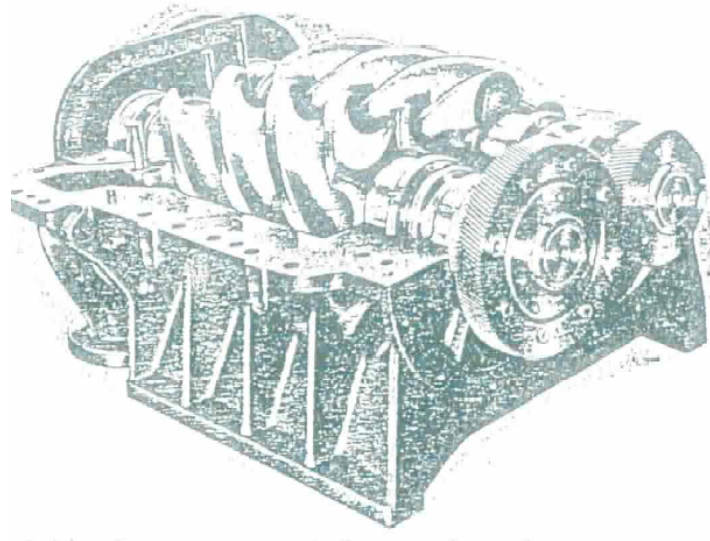


Figura 13: Compresor helicoidal.

### 3. Compresores cinéticos o dinámicos

Pertenece a estos grupos los turbocompresores, que como se estableció anteriormente son turbomáquinas térmicas generadoras, cuyo principio de funcionamiento responde a la ecuación de Euler. También se los denomina máquinas de corriente porque los cambios de energía cinética que se producen en el fluido en su impulsión a través del rodete son significativos, desde el punto de vista de la transmisión de energía. Su clasificación se realiza desde distintos puntos de vista siendo la más aceptada la que se efectúa según la dirección del flujo del fluido de trabajo en su paso a través del rodete. Desde este punto de vista se tiene

- Centrífgos: cuando el fluido es impulsado en el rodete en planos transversales al eje de la máquina. (Si bien la entrada del fluido es axial al eje, su desplazamiento es radial debido al efecto centrífugo).
- Axiales: cuando el fluido es impulsado en el rodete por planos cilíndricos concéntricos con respecto al eje de la máquina. (Es decir, si bien los compresores axiales son giratorios, no producen efectos centrífugos). La velocidad de desplazamiento del fluido tiene una componente periférica tangente al círculo transversal al eje que pasa por el punto considerado, como consecuencia de ello la trayectoria de cada partícula del fluido en la corona móvil es un arco de hélice.
- Diagonales: denominados también helicocentrífugos; semi-axiales; radioaxiales o de flujo mixto, cuando el desplazamiento del fluido en el rodete es combinado.

Otra clasificación usada es agruparlos en

- Refrigerados: cuando la relación de compresión es mayor a 2,5 – 3.
- No refrigerados: Cuando la relación de compresión es menor a 2.5. Se los denomina también turbosoplantes.

### 3.1. Ventajas y desventajas de compresores centrífugos respecto a los axiales

Los turbocompresores centrífugos presentan las siguientes ventajas respecto a los axiales.

- Mayor robustez, por lo tanto mayor duración y seguridad de uso.
- Mayor relación de compresión por escalonamiento, por lo tanto menor número de escalonamiento para una misma relación de compresión.
- Mayor estabilidad de funcionamiento.

Los axiales a su vez tienen las siguientes ventajas:

- Menor volumen y peso para una misma capacidad.
- menor área frontal.
- suministran mayor caudal.

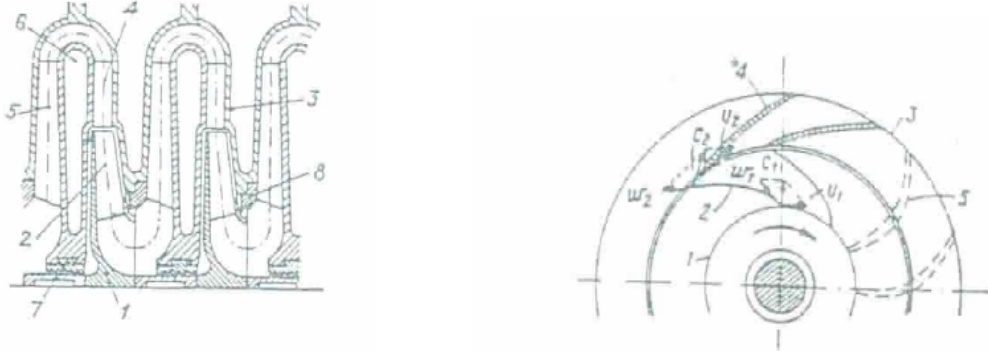
Las dos últimas condiciones hace a los turbocompresores axiales los más aptos para el uso en los turbo-reactores.

En general cada uno de ellos tienen su campo específico de aplicación. Los centrífugos se adaptan perfectamente desde caudales pequeños ( $0,1m^3/s$ ) hasta los  $50m^3/s$ . Los axiales no admiten caudales menor de  $4 - 5m^3/s$ , pero pueden llegar a valores mayor de  $100m^3/s$ , a presiones moderadas.

Tanto en los turbocompresores centrífugos como axiales, los elementos básicos, como en el caso de la turbina de vapor son un rotor o una corona móvil y una corona fija, colocados en el orden mencionado para producir un escalonamiento. Es decir, en el mismo caso primero se transforma energía mecánica proveniente del motor de accionamiento en energía cinética y luego esta es convertida en energía de presión, constituyendo por lo tanto la corona fija de un difusor.

### 3.2. Turbocompresores centrífugos

La corona móvil es un rotor provisto de álabes rodeado por una envolvente o carcasa donde está construido el difusor; el canal de inversión de flujo; el canal de alimentación al rotor siguientes, y los canales para la refrigeración interna.



(a) Sección longitudinal esquemática de un compresor centrífugo multicelular. (b) Sección transversal de un compresor centrífugo.

En la figura anterior tenemos:

1. Rodete.
2. Álabes.
3. Difusor.
4. Álabes del difusor.
5. Álabes fijos.
6. Diagrama de cierre.
- 7/8 junta laberíntica.

En la figura siguiente que se representa el corte longitudinal de un compresor centrífugo tenemos:

1. dispositivo de admisión por donde el fluido penetra al primer escalonamiento.
2. Roete del primer escalonamiento dotado de un cierto número de álabes.
3. Difusor.
4. Canal de reversión del flujo del fluido hacia el rodete siguiente.



El rodete de los compresores pueden ser:

- Abierto, los álabes se fijan solamente al cubo del rodete. Estos poseen poca resistencia y son cada vez menos utilizados.
- Semi-abiertos, los álabes se fijan a un solo disco lateral. Actualmente son los más utilizados, los álabes del mismo son con frecuencia de salida radia, pero cerrados a la entrada, a fin de que el ángulo  $\beta_1$  de la velocidad relativa de entrada sea el resultante de la entrada radial de la velocidad absoluta. Para un ángulo  $\alpha_1 = 90^\circ$ . La salida de los álabes es radial, a fin de que se reduzcan los esfuerzos centrífugos y únicamente se produzcan esfuerzos de tracción, lo que facilita la fijación de los álabes a un solo disco. Con este tipo de rodete se pueden soportar velocidades periféricas superiores a los  $450m/s$ .
- De doble aspiración.
- De rodete cerrado.

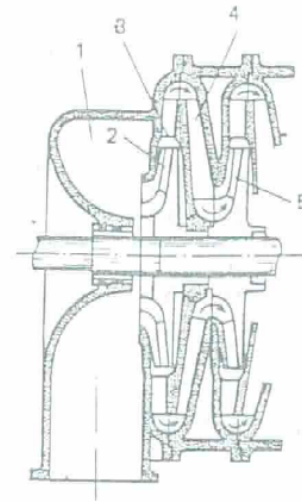
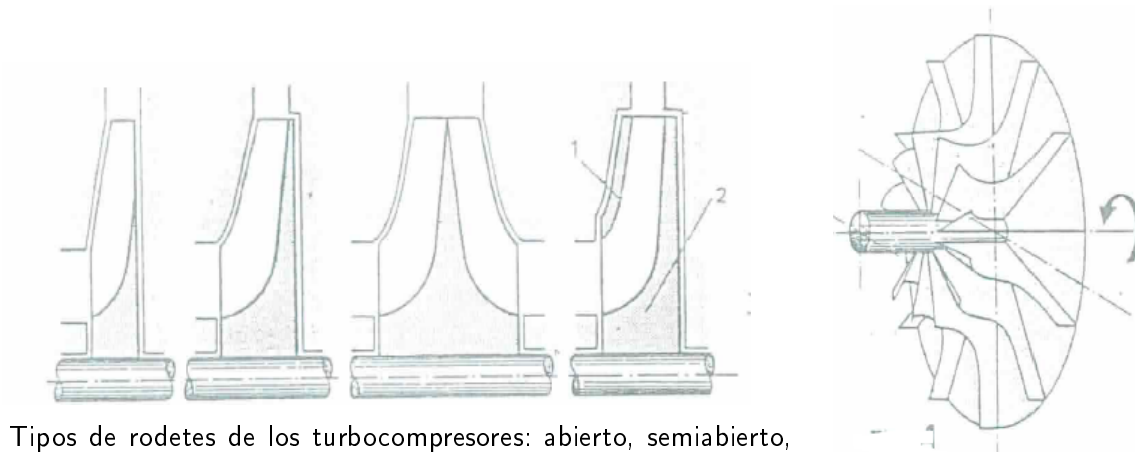
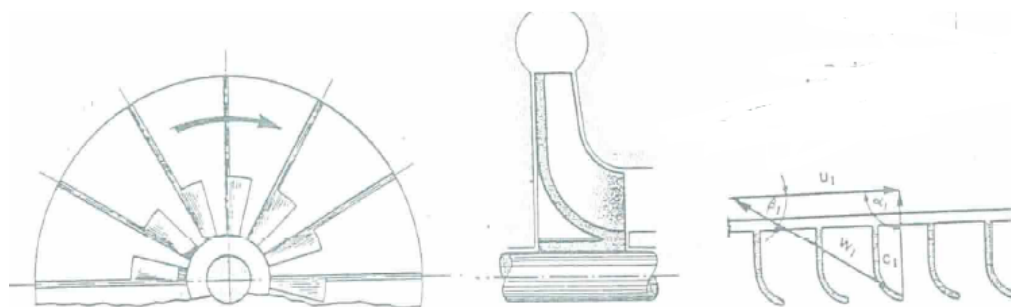


Figura 15: Corte longitudinal de un compresor centrífugo.



(a) Tipos de rodetes de los turbocompresores: abierto, semiabierto, doble aspiración y cerrado respectivamente.

(b) Rodete semiabierto de salida radial.



(c) Tres cortes de rodete semiabierto.

### 3.3. Turbocompresores axiales

Como ya se ha mencionado anteriormente los turbocompresores axiales, y en general toda turbomáquina axial, son rotativos, pero no centrífugos ni centrípetos. En la figura siguiente tenemos el corte longitudinal o meridional de un turbocompresor axial (corte que pasa por el eje geométrico de la máquina), de varios escalonamientos.

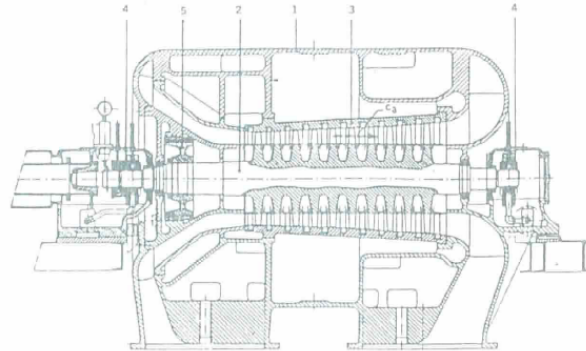
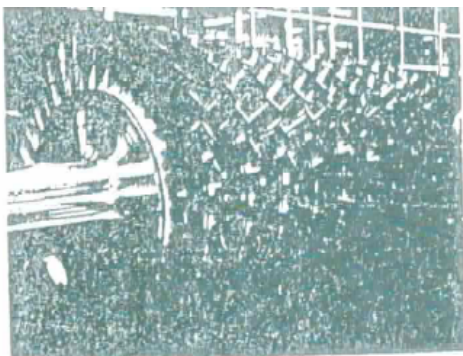
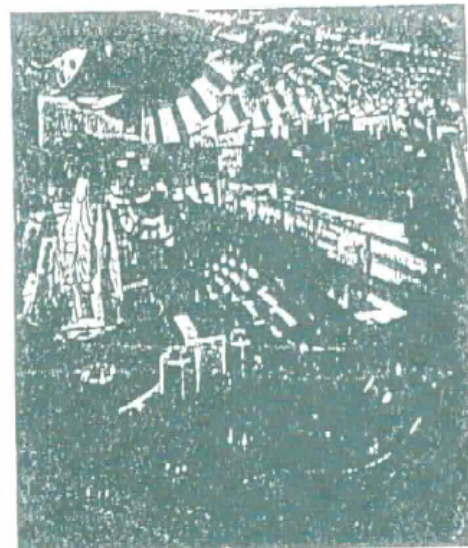


Figura 17: Corte longitudinal del compresor axial. (1. Carcasa biseccionada; 2. Rotor forjado con seis álabes; 3. Portador de álabes; 4. Cojinetes lubricados; 5. Émbolo compensador de empuje axial;)

A continuación un rotor donde se observan los álabes (figura de la izquierda) y el conjunto de corona móvil-corona fija, desmontados (figura de la derecha), donde puede apreciarse la disposición de los álabes fijos dispuestos en la carcasa y los móviles en el rotor.



(a) Rotor de un compresor industrial de 10 escalonamientos de la firma Guterhoff nungshutte de Alemania, de alto rendimiento para comprimir gas o aire, utilizado en industrias químicas, sistemas de licuefacción de aire, etc.



(b) Compresor Suizer AV con una potencia de accionamiento de  $88000\text{kW}$ , destinado a una planta de licuefacción de gas natural. El rotor desmontado con los álabes móviles de los diversos escalonamientos deja visibles los álabes estacionarios fijos en el estator de la máquina

## 4. Ecuaciones fundamentales de los turbocompresores

Al ser los turbocompresores turbomáquinas de fluidos, su principio de funcionamiento responde a la Ecuación de Euler, ecuación ya estudiada. Por lo tanto tendremos para:

- Turbocompresores centrífugos

$$E_s = u_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cos \alpha_1 = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (36)$$

$$= \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

- Turbocompresores axiales

$$E_s = u(c_a \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = u(c_{u2} - c_{u1}) \quad (37)$$

$$= \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

En la figura siguiente tendemos el corte meridional y desarrollo de escalonamiento de un compresor axial. De acuerdo a la notación adoptada internacionalmente, se indica con:

- sub. 1 La entrada a la corona móvil.
- sub. 2 La salida de la corona móvil y la entrada a la corona fija.
- sub. 3 La salida de la corona fija.

También se cumple para los turbocompresores la relación entre la ecuación de Euler y el primer principio de la termodinámica. Desde el punto de vista termodinámico el escalonamiento de un compresor constituye un volumen de control para el cual el primer principio establece:

$$q_1 + h_1 + \frac{c_1^2}{2} + z_1 = w_y + h_3 + \frac{c_3^2}{2} + z_3 \quad (38)$$

si bien los turbocompresores son refrigerados, la misma siempre se realiza antes del escalonamiento, por lo cual el cambio de estado termodinámico se puede considerar, sin cometer mayores errores, de forma adiabática. Además la altura geodésica prácticamente se mantiene constante y como del punto de vista de la transformación de energía debe tenderse a que  $c_3 = c_1$ , la ecuación (38) se reduce a:

$$h_1 = w_t + h_3 \longrightarrow -w_t = h_3 - h_1 \quad (39)$$

Si aplicamos el mismo razonamiento a la corona fija unicamente tendremos:

$$q_2 + h_2 + \frac{c_2^2}{2} + z_2 = w_t + h_3 + \frac{c_3^2}{2} + z_3 \quad (40)$$

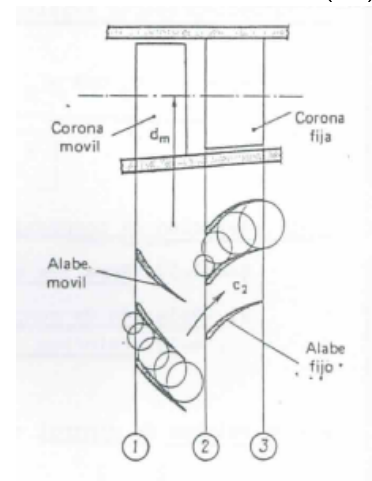


Figura 19: Corte meridional y desarrollo cilíndrico de un escalonamiento de compresor axial.

Por condiciones adiabáticas  $q = 0$ . Al ser la corona fija no se entrega trabajo al medio, por lo tanto es también  $w_t = 0$  y al ser  $z_2 = z_3$  resulta

$$h_3 - h_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \Delta H_f \quad (41)$$

es decir se confirma termodinámicamente que la transformación de energía en forma de velocidad en energía en forma de presión se produce en la corona fija o difusor. De acuerdo a lo demostrado anteriormente, las ecuaciones (37) y (36) se pueden transcribir para turbocompresores centrífugos

$$E_s = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \Delta H_{cm} + \Delta H_{cf} \quad (42)$$

y para turbocompresores axiales

$$E_s = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \Delta H_{cm} + \Delta H_{cf} \quad (43)$$

#### 4.1. Relación de compresión de un escalonamiento para compresores centrífugos

Para analizar la relación de compresión de un compresor centrífugo se divide el análisis entre la relación de compresión en el rotor, ideal y real, y la relación de compresión en el difusor o corona fija.

##### 4.1.1. Relación de compresión ideal en el rotor

La representación del proceso en un diagrama  $H - S$  da el siguiente gráfico:

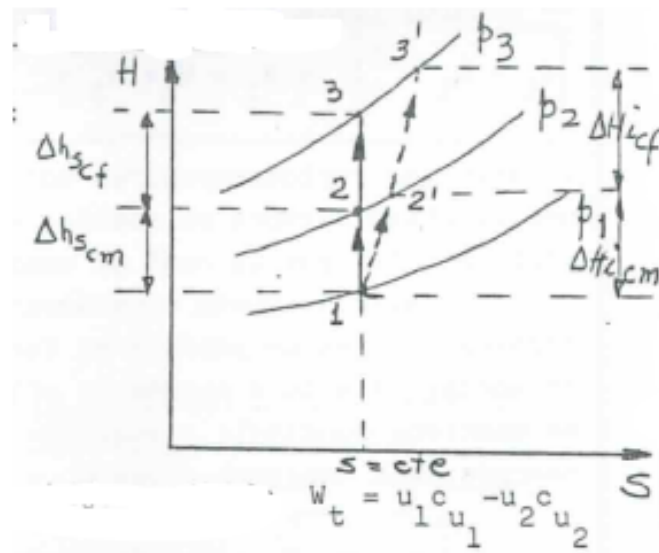


Figura 20: Compresión isoentrópica y compresión no isoentrópica, ambas adiabáticas (diagrama H-s)

Para un volumen de control el primer principio establece

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_t = 0 \quad (44)$$

de donde

$$h_2 - h_1 = - \left( w_t + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \quad (45)$$

como  $w_y = E_s = u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}$ , pero el trabajo recibido  $w_t = u_1 c_{u_1} - u_2 c_{u_2}$  y  $h_2 - h_1 = c_p(T_{2s} - T_1)$ , reemplazando y operando en la ecuación (45), tendremos:

$$c_p = (T_{2s} - T_1) = \left( u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \quad (46)$$

$$T_{2s} - T_1 = \frac{1}{c_p} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (47)$$

$$T_{2s} = T_1 + \frac{1}{c_p} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (48)$$

$$T_{2s} = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{T_1 c_p} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right\} \quad (49)$$

Aplicando la relación adiabática de temperaturas  $T_{2s}/T_1 = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}$  la relación de compresión será:

$$R_{c_i} = \frac{P_2}{P_1} = \left\{ 1 + \frac{1}{c_p + T_1} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (50)$$

#### 4.1.2. Relación de compresión real en el rotor

En la práctica la compresión es adiabática, **no** isoentrópica, por lo tanto en las ecuaciones anteriores debemos hacer intervenir el rendimiento interno o isoentálpico del escalonamiento, que es expresa por:

$$\eta_{ie} = \frac{H_{scm}}{H_{icm}} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_{2s'} - T_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2s'} - T_1)} \quad (51)$$

por lo tanto

$$T_{2s} - T_1 = \eta_{ie}(T_{2s'} - T_1) \quad (52)$$

con ello resulta

$$(T_{2s'} - T_1) = \frac{1}{\eta_{ie} c_p} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (53)$$

efectuando las mismas operaciones que en el caso ideal y considerando que compresión no isoentrópica tiende a una politrópica, tendremos finalmente que

$$R_{c_r} = \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ie} c_p T_1} \left[ (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \right\}^{\frac{n}{n-1}} \quad (54)$$

#### 4.1.3. Relación de compresión ideal en el difusor

Para determinar la relación de compresión en el difusor se aplica el primer principio estableciendo que

$$q_{2-3} = h_3 - h_2 + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + w_t \quad (55)$$

$q_{2-3} = 0$  por condiciones adiabáticas, y  $w_t = 0$  porque la corona fija no suministra trabajo. Además  $h_3 - h_2 = c_p(T_{3s} - T_{2s})$ . Reemplazando y operando tendremos:

$$h_3 - h_2 = c_p(T_{3s} - T_{2s}) = - \left( \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} \right) = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \quad (56)$$

$$T_{3s} = T_{2s} + \frac{1}{c_p} \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = T_{2s} \left[ 1 + \frac{1}{c_p T_{2s}} \left( \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right] \quad (57)$$

$$\frac{T_{3s}}{T_{2s}} = \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (58)$$

reemplazando el valor de  $T_{3s}$  y despejando la relación de compresión

$$R_{ci} = \frac{P_3}{P_2} = \left[ 1 + \frac{1}{c_p T_{2s}} \left( \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (59)$$

#### 4.1.4. Relación de compresión real del difusor

La ecuación anterior debe ser afectada por el rendimiento interno del escalonamiento. Luego tendremos

$$\frac{P_{3'}}{P_{2'}} = R_{cr} = \left[ 1 + \frac{1}{c_p T_{2's}} \left( \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \right) \right]^{\frac{m}{m-1}} \quad (60)$$

## 4.2. Incremento de presión en turbocompresores axiales

Aplicando el primer principio entre la entrada y salida de un compresor axial, tendremos:

$$\frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \text{ (cond. adiabáticas)} \quad (61)$$

además, el trabajo negativo por ser aportado es

$$-w_t = u(c_{u2} - c_{u1}) = 0 \quad (62)$$

con ello resulta

$$h_3 - h_1 = w_{1-3} = -[-u(c_{u2} - c_{u1})] = u(c_{u2} - c_{u1}) \quad (63)$$

El incremento de presión en los escalonamientos de un turbocompresor axial es pequeño, por lo cual es necesario normalmente más de un escalonamiento. Al ser el incremento de poco valor podemos considerar, sin cometer mayores errores, que el volumen específico de la

sustancia de trabajo permanece constante en el escalonamiento. Con esta suposición, podemos escribir para el proceso adiabático-isoentrópico que:

$$H = h_3 - h_1 = v dP = v(P_3 - P_1) = \frac{1}{\rho}(P_3 - P_1) \quad (64)$$

igualando con la ecuación anterior resulta que

$$P_3 - P_1 = \rho u(c_{u2} - c_{u1}) \quad (65)$$

pero el segundo miembro de esta ecuación indica según Euler la energía suministrada al fluido, luego será también:

$$P_3 - P_1 = u(c_{u2} - c_{u1}) = E_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (66)$$

como  $P_3 - P_1 = (P_3 - P_2) + (P_2 - P_1)$  resulta

$$P_3 - P_2 = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (67)$$

donde representa el incremento de presión teórico en la corona fija o difusor de un escalonamiento adiabático de un compresor axial considerando  $\rho = cte$ .

y

$$P_2 - P_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (68)$$

donde representa el incremento de presión teórico en la corona móvil de un escalonamiento adiabático de un compresor axial considerando  $\rho = cte$ .

## 5. Rendimiento interno o entálpico de un turbocompresor

El rendimiento interno de un turbocompresor tiene en cuenta todas las pérdidas internas del mismo, y que en general son debidas a:

- Pérdidas por fricción, remolinos y choques del fluido en los álabes móviles.
- Pérdidas por fricción y remolinos en los álabes fijos y en los demás conductos fijos del compresor.
- Pérdidas por rozamiento de disco. Se denomina de esta manera a la que se produce entre la corona móvil, que viene a ser un disco y el fluido, el cual es arrastrado desordenadamente por las caras externas del rodete, dando lugar a la formación de torbellinos con la consiguiente pérdida de energía, que no pasa de esta manera al fluido impulsado entre los álabes.

Al analizar estos sistemas se debe tener en cuenta

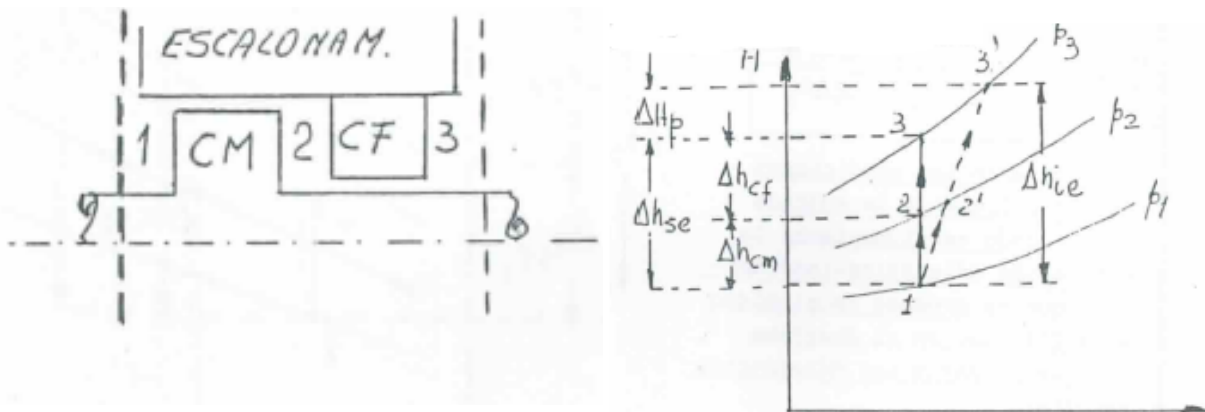
- El rendimiento interno o entálpico de un escalonamiento.
- El rendimiento entálpico del compresor en su totalidad.

### 5.1. Rendimiento de un escalonamiento

El rendimiento interno del escalonamiento se expresa por la relación entre el trabajo suministrado en la compresión ideal, que es adiabático-isoentrópico (reversible) y el trabajo en la compresión real, adiabático-No isoentrópico (irreversible)

$$\eta = \frac{h_{3s} - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{w_s}{w_i} = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} \tag{69}$$

en el diagrama  $H - s$  anterior la curva 3 - 4 representa pérdidas internas  $h_p = h_4 - h_3$ . Es decir, las pérdidas provocan una disminución de la relación de compresión, ya que si no existiera la presión final para la compresión adiabática-isoentrópica, sería  $p_4 > p_3$ .

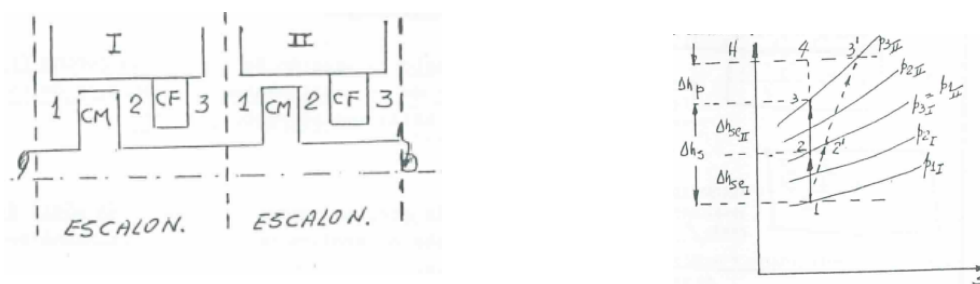


(a) Disposición esquemática de un solo escalón.

(b) Diagrama H-s de un solo escalón.

Figura 21: Escalonamiento único.

### 5.2. Rendimiento interno o entálpico de todo el compresor



(a) Disposición esquemática de múltiples escalones.

(b) Diagrama H-s de escalonamiento múltiple.

Figura 22: Escalonamiento múltiple.

Para el análisis consideraremos un turbocompresor de dos escalonamientos.

El rendimiento interno de todo el compresor se expresa por la relación entre el salto entálpico adiabático-isoentrópico de todo el compresor y el salto entálpico adiabático-No isoentrópico:

$$\frac{\Delta H_{sc}}{\Delta h_{ic}} = \frac{h_3 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{w_{sc}}{w_{ic}} \tag{70}$$





donde  $F_r$  es el factor de recalentamiento. Por lo tanto resulta

$$\eta_{ie} = \eta_{ic} F_r \quad (76)$$

de donde

$$\eta_{ic} = \frac{\eta_{ie}}{F_r} < \eta_{ie} \quad (77)$$

lo cual indica que el rendimiento interno de todo compresor es menor que el rendimiento interno del escalonamiento, y que será menor a medida que aumenta el número de escalonamientos. Esta condición dificulta la construcción de compresores con una relación de compresión elevada y buen rendimiento.

## 7. Curvas características de los turbocompresores

El diseño de un turbocompresor se realiza para:

- Un cierto caudal referido a la entrada del turbocompresor, porque es el que realmente se aspira, ya que en el interior del mismo las condiciones de presión y de volumen específico son diferentes.
- Una cierta relación de compresión.
- Un cierto número de revoluciones.

En estas condiciones de diseño el turbocompresor funcionará en lo que se denomina punto nominal  $(Q_n; R_{p_n}; n_n)$ , con el máximo rendimiento.

En la práctica sin embargo se presentan situaciones en que el turbocompresor debe trabajar en condiciones diferentes a las de diseño. Es por lo tanto de suma utilidad poder conocer su comportamiento para distintas condiciones de servicio que pueden presentarse. Ello se consigue en base a resultados de ensayo en distintas condiciones de servicio. Durante el ensayo se debe medir:

- El caudal a la entrada del turbocompresor.
- La presión a la entrada y salida del mismo.
- El número de revoluciones.
- La potencia del motor de accionamiento.
- La presión barométrica del lugar donde se efectúa el ensayo.
- La temperatura a la entrada y salida del compresor.

Con los datos obtenidos se calcula el rendimiento. Se pueden realizar dos tipos de ensayos denominados respectivamente ensayo elemental y ensayo completo.

El ensayo elemental es aquel en que el ensayo se realiza únicamente para un determinado número de revoluciones. Cuando los datos se obtienen en varios ensayos elementales, se denomina ensayo completo, el cual se utiliza normalmente para construir las curvas características. Para cada valor del número de revoluciones se varía la presión y el caudal por el cierre de una

válvula colocada en la admisión o en la impulsión. Para cada abertura parcial de la válvula se mide el caudal, la presión y la potencia consumida. Con los valores obtenidos se calculan las relaciones de presiones y el rendimiento para cada valor de  $n$ . Los resultados obtenidos se llevan a un par de eje donde se toma normalmente en abscisa valores de caudal y en ordenadas de relación de compresión y de rendimiento. La relación de compresión aumenta a medida que aumenta el caudal hasta un cierto valor máximo o límite, a partir del cual disminuye. Lo mismo ocurre con el rendimiento, en tanto que la potencia aumenta, mientras aumenta el caudal. El diagrama de uso más común es aquel que se obtiene superponiendo en el mismo gráfico las curvas de relación de compresión en función del caudal y de las líneas de rendimientos constantes para cada valor de  $n$  y uniendo luego los valores de igual rendimiento. EL diagrama que se obtiene se lo denomina colina.

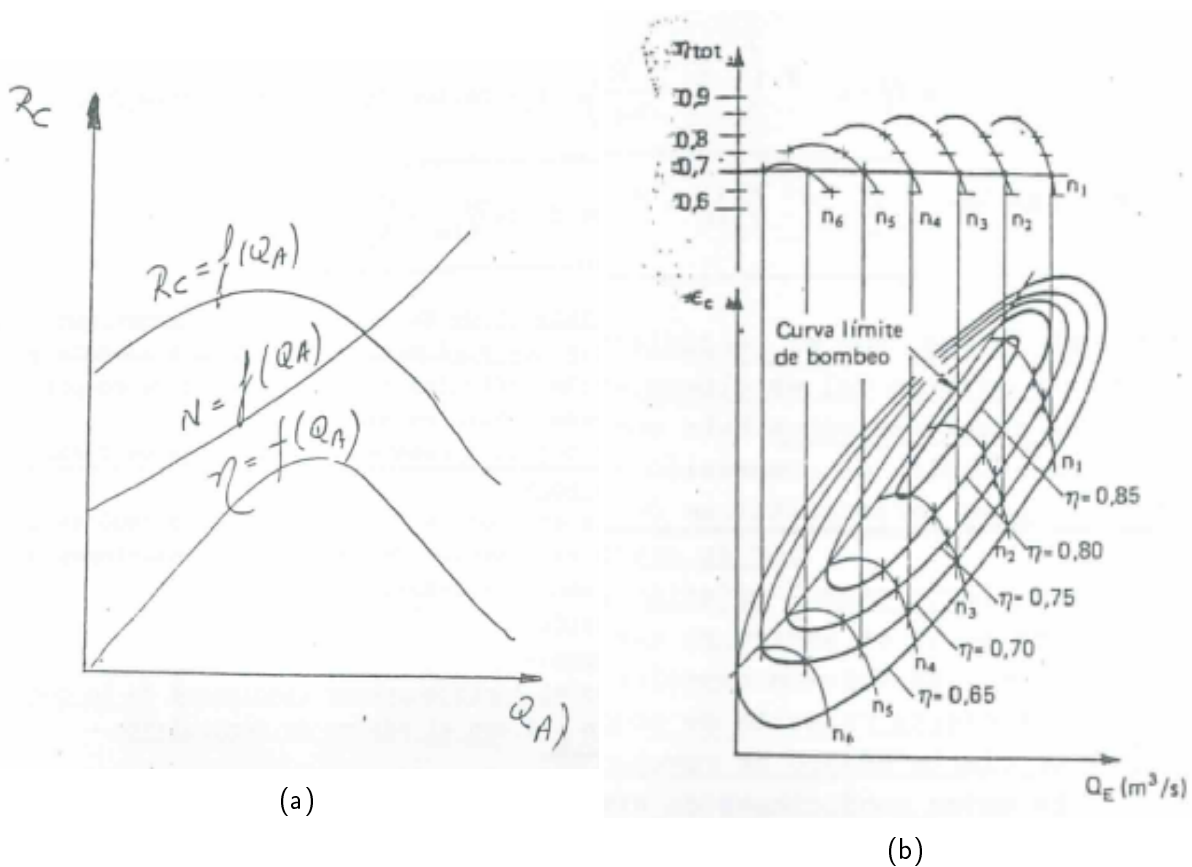


Figura 24: Trazado de curvas.

Si bien el turbocompresor axial tiene mejor rendimiento que el centrífugo, es más sensible a la variación de caudal, lo que provoca que su rendimiento disminuya en forma más rápida al variar las condiciones fijadas para el punto nominal. Como consecuencia de ello la curva de rendimiento en función del caudal en el compresor centrífugo (radial) es más plana que la del axial que adquiere la forma de un gancho.

## 8. Fenómeno de bombeo y curva límite de bombeo

Para un determinado número de revoluciones la curva relación de compresión en función del caudal tiene un máximo a partir del cual disminuye. Supongamos por ejemplo, que el punto nominal de funcionamiento esté indicado por el punto  $B$  del diagrama. Una reducción

del caudal en la red de impulsión provocará un incremento de la relación de compresión, ya que el compresor continua suministrando el mismo caudal y el punto de funcionamiento se desplaza hacia la izquierda (punto *C*). Si desaparece la causa que provocó la disminución de caudal en la impulsión, el turbocompresor vuelve a funcionar en su punto nominal *B*. Si por el contrario la situación continúa, se llegará a un punto *A*, en que el fluido retrocede hacia el interior del turbocompresor, provocando vibraciones en el mismo, que puede afectarlo en su construcción física, sobre todo si el fenómeno se hace cíclico. Este fenómeno se denomina bombeo. El lugar geométrico de los puntos de funcionamiento límite para cada valor de *n* se denomina curva límite de bombeo.

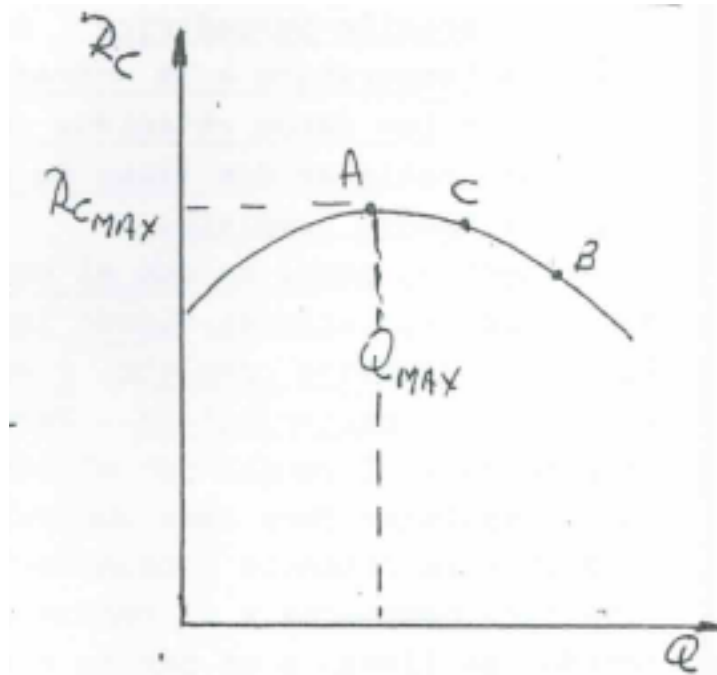


Figura 25: Curva límite de bombeo.