



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE INGENIERIA

SELECCION DE COMPRESORES CENTRIFUGOS  
PARA USO EN REFINERIA

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO  
MECANICO ELECTRICISTA - INDUSTRIAL

PRESENTA

**VALDEMAR GILBERTO CORTES GIRON**

DIRECTOR DE TESIS : ING. CARLOS FLORES RUIZ.



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# I N D I C E

CAPITULO		PAGINA
1.0	Introducción.	1
2.0	Generalidades.	3
2.1	Tipos y campo de aplicación	3
2.2	Partes principales.	10
2.3	Principio de operación	15
3.0	Análisis de los parámetros de comportamiento.	35
3.1	Carga	35
3.2	Curvatura de álabes	40
3.3	Curva Característica	43
3.4	Condiciones de operación	45
4.0	Selección de sistemas auxiliares	100
4.1	Sistema de lubricación y aceite al sello.	101
4.2	Sistema de sellado	106
4.3	Sistema de control e instrumentación	115
4.4	Coples	121
4.5	Chumaceras	122
5.0	Selección de materiales.	128
5.1	Selección por esfuerzo permisible	128
5.2	Selección por norma API-617	135
5.3	Selección por recomendación de fabricante	138
6.0	Normas y especificaciones	140

7.0	Evaluación y selección	143
7.1	Evaluación técnica	143
7.2	Evaluación económica	144
8.0	Conclusiones	170
9.0	Bibliografía	172

## 1.0 INTRODUCCION

Los compresores centrífugos manejan prácticamente cualquier gas ó incluso vapor en bajas presiones, de manera que su aplicación en las industrias del país, es bastante amplia; por ejemplo en la industria siderúrgica suministran aire a los altos hornos; en la industria química y petroquímica se hallan integrados a procesos como la síntesis del amoníaco, la producción de cloro y oxígeno y el rompimiento catalítico; son parte fundamental en las estaciones de compresión de los grandes gosoductos; en la industria de la refrigeración y acondicionamiento del aire, son elemento principal de equipos y sistemas y en la industria de los accionadores como integrante de turbocargadores y turbinas de gas.

Ahora bien hay que destacar no solo la importancia que tiene este equipo en la industria mexicana sino que su tecnología casi en su totalidad se importa a un costo muy elevado, por lo tanto si se desea garantizar confiabilidad en su operación se deberá hacer una evaluación efectiva, es decir, aquélla que tome en cuenta los principales parámetros técnicos y económicos. Es intención del presente trabajo desarrollar los criterios básicos para la correcta selección de un compresor centrífugo, un breve resumen de sus capítulos es el siguiente: el capítulo 2 llamado Generalidades, permite elegir en base a los parámetros de carga, velocidad y temperatura, el compresor

idóneo de acuerdo con una aplicación en particular, también se ven las partes principales, lo que ayuda a seleccionar la carcasa y el impulsor para una aplicación típica y el importante principio de operación expuesto en este capítulo, proporciona una base teórica para la selección.

El análisis de los parámetros de funcionamiento ó comportamiento se expone en el capítulo 3 donde se podrá ver como ellos afectan a la carga, asimismo se analiza la curvatura de los álabes, la curva característica y las condiciones estables e inestables.

Un compresor se compone también de sistemas auxiliares los cuales absorben un importante porcentaje del costo total, la selección de éstos está en función del proceso, del gas manejado, de la carga, de la temperatura, etc., como se menciona en el capítulo 4.

Un punto muy importante son los criterios para la selección de materiales de los cuales se presentan tres en el capítulo 5, éstos son: el analítico, el especificado en la norma API-617 y el recomendado por un fabricante de compresores. El capítulo 6 destaca la importancia que tienen las normas y especificaciones de ingeniería en la selección del equipo y finalmente el capítulo 7 menciona el proceso de evaluación técnica y económica.

## 2.0 GENERALIDADES.

Un compresor centrífugo, es una máquina accionada que transforma la energía mecánica en energía de presión. Su función como su nombre lo indica, es la compresión de gases a presiones mayores a una atmósfera.

En este capítulo se ven aspectos básicos que fundamentan el criterio del seleccionador. Estos aspectos se refieren a los diferentes tipos de compresores y al campo específico de aplicación de cada uno, a las partes principales y al principio de operación.

### 2.1 Tipos y Campo de Aplicación.

Los compresores centrífugos cubren un amplio campo de aplicación en la industria, lo que ha motivado el desarrollo de tipos específicos para una aplicación particular. El agrupamiento en diferentes categorías se hace tomando en cuenta las relaciones de presión (ó carga), los niveles de presión y el tipo de servicio; de esta manera se pueden distinguir fácilmente los siguientes:

- a).- Sopladores.
- b).- Recirculadores ó boosters.
- c).- Compresores de un paso.
- d).- Compresores de paso múltiple.

La fig. 2.1.1 muestra en un plano volumen - presión de descarga el campo de aplicación de estos compresores.

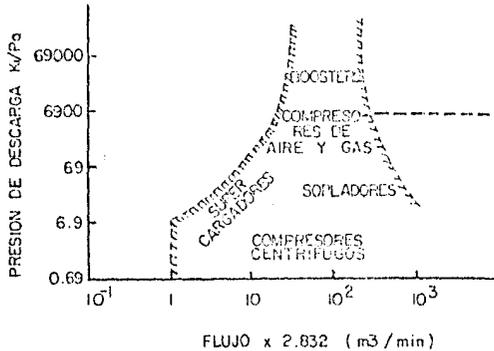


Fig. 2.1.1

2.1.1. Sopladores.- Los sopladores son el enlace entre los ventiladores y los compresores propiamente dichos porque son capaces de manejar presiones un poco más allá de la atmosférica, con relaciones de presión de 1.2 - 1.4 en un paso y arriba de 2-4 si son de paso múltiple, al igual que los ventiladores se usan también para manejar aire, gas o vapor en un rango de capacidad de 56 a 560 metros cúbicos por minuto. Los impulsores operan a velocidades periféricas de 152 a 274 (m/seg.) son fabricados de acero forjado ó fundido y para tamaños pequeños de fundición de aluminio aleado lo que los hace moderadamente resistentes. Las carcasas son del tipo voluta (con o sin difusores) construidas de placas de acero o hierro fundido. Se utilizan para suministrar aire al proceso de rompimiento catalítico. Fig. 2.1.2

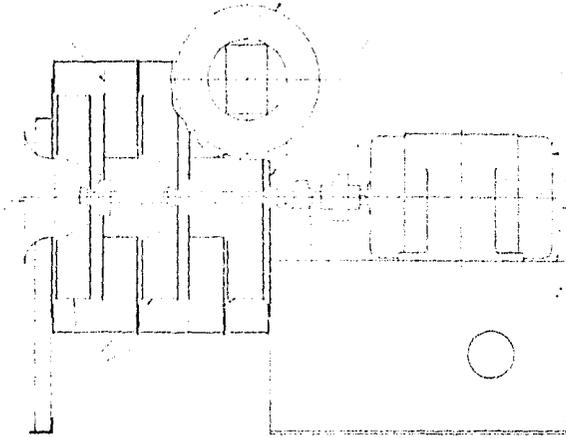


Fig. 2.1.2

2.1.2 Boosters.- Los boosters o recirculadores son compresores de baja relación de presión, la mayoría de un solo paso pero operan a altos niveles de presión. Los boosters para los gasoductos, reciclaje de hidrógeno, síntesis del amoníaco, etc., (fig. 2.1.3) son de esta clase pues sus relaciones de presión están en 1.05 - 1.35 en un paso y arriba de 1.6 para dos pasos y descargan de 6.9 a 8.27 MPa. Los recirculadores para procesos químicos operan de 20.7 a 34.47 MPa de nivel de presión. Los recirculadores de helio y  $\text{CO}_2$  para gas enfriado en los reactores nucleares están siendo diseñados para temperaturas de 533 a 867°K con presiones de 2.07 a 3.44 MPa.

Un compresor booster generalmente se diseña para altas eficiencias (80% y 85%) y para operar en un amplio rango de flujo que va de 50% a 130% del flujo de diseño.

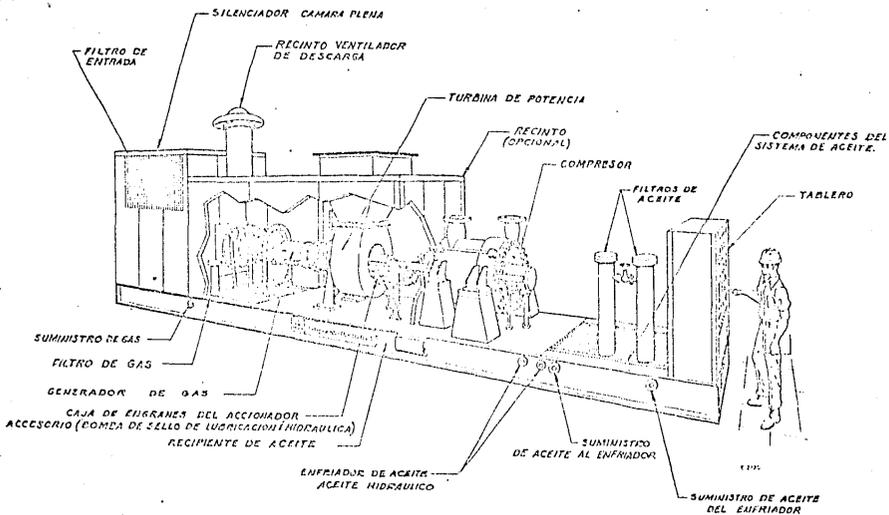


Fig. 2.1.3.

En cuanto a construcción, las carcazas son del tipo barril muy pesadas y rígidas, construídas para resistir no solamente las presiones internas sino también algunas distorsiones que se deben a las altas cargas de la tubería externa; el impulsor es del tipo cerrado, se diseña y construye especialmente para el manejo de un gran nivel de presión.

2.1.3. Compresores de un paso.- Para la compresión de gases ligeros (bajo peso molecular como aire por ejemplo) ó gases pesados (freón, en sistemas de refrigeración) se construyen para relaciones de presión de 1.5 a 5.0 comercialmente y arriba de 7.0 experimentalmente.

Estos compresores de alta relación de presión deben desarrollar cargas del orden de 9 146 a 15 244 m. en comparación con los 1829 - 3658 m. por paso en la mayoría de compresores industriales. Las velocidades periféricas en este tipo de compresores son del orden de 335 a 488 metros por segundo por lo que se requiere de un diseño, materiales y técnicas especiales de manufactura para los impulsores los cuales son generalmente del tipo abierto ó semiabierto; con alabeado radial para minimizar esfuerzos además están diseñados para eficiencias del 78 al 82%. El rango de estabilidad para estos compresores es del 85 al 105% del flujo de diseño.

Las características anteriores hacen que la aplicación de los compresores de un paso, se limite a supercarga

dores, turbinas de gas (fig. 2.1.4) y similares donde puede tolerarse un rango de flujo pequeño. Para la mayoría de trabajos de compresión industrial, sus características de operación son inadecuadas.

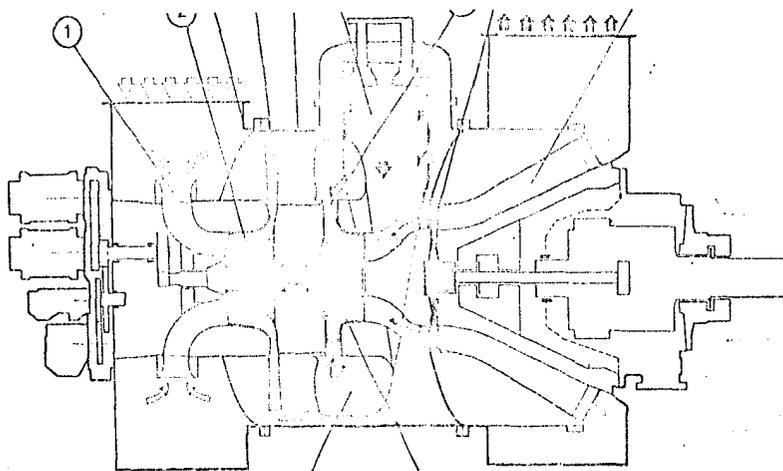


Fig. 2.1.4.

2.1.4. Compresores multipaso.- Al principio se crearon para superar el límite de carga de 1 829 a 2 439 m. que se estableció para el compresor de un paso, pero ahora cuando éstos operan a 15 244 m. ó más, podría pensarse que no son necesarios, pero ellos continúan cumpliendo con una serie de requisitos para aplicación industrial, como los siguientes: operación estable del 50 al 130% del flujo de diseño para relaciones de presión altas; confiabilidad en sus elementos auxiliares: cojinetes y sellos y adaptabili

dad a condiciones variantes por el cambio de componentes estandarizados.

Los compresores multipaso pueden ser con ó sin enfriamiento. El número de pasos sin enfriamiento está limitado a las siguientes condiciones:

- 1).- Un gran aumento de la temperatura del gas en cada paso de compresión.
- 2).- Debido a lo anterior se crea una gran demanda de potencia en los últimos pasos.
- 3).- Gran flexibilidad en la flecha.
- 4).- Los esfuerzos térmicos pueden rebazar los esfuerzos permisibles de los materiales de construcción.
- 5).- Menor eficiencia.
- 6).- Gran empuje axial.

Los puntos 3) y 6) son comunes a los compresores con ó sin enfriamiento y en el caso del punto 6) se ha diseñado un arreglo especial denominado espalda con espalda con el fin de anular el empuje axial.

Los rangos de carga que manejan los multipaso sin enfriamiento por ejemplo para manejar aire son de 24 390 m. ó de 7 622 a 15 244 m. si se desea máxima eficiencia isotérmica con oxígeno y cloro se manejan menos de 6 098 metros.

## 2.2 Partes Principales de un Compresor Centrifugo.

2.2.1 La Carcaza o Cubierta.- Como su nombre lo indica es la parte que cubre a los elementos internos, es de construcción robusta y se le encuentra hecha de diversos materiales desde fundición de hierro para bajas presiones hasta de acero forjado y aleaciones especiales para presiones relativamente altas y gases corrosivos.

2.2.1.1 Carcaza partida axialmente.- Como puede verse en la fig. 2.2.1 esta carcaza está cortada horizontalmente quedando dividida en dos partes. Las bridas de succión y descarga pueden estar hacia arriba o hacia abajo. La succión lateral y la descarga también lateral; su colocación depende básicamente de las necesidades del proceso pero se recomienda siempre por facilidad de mantenimiento que la descarga y la succión estén hacia abajo.

2.2.1.2 Carcaza partida radialmente.- También llamada carcaza partida verticalmente, tiene la forma de un cilindro cuyas tapas están sujetas por tornillos al cilindro de igual forma que la anterior, la succión y la descarga, pueden seleccionarse de la manera más conveniente, pero se prefiere la succión y la descarga hacia abajo. La fig. 2.2.2 muestra la forma y el arreglo típico de esta carcaza.

2.2.2 El Impulsor.- Es el elemento giratorio que se en-

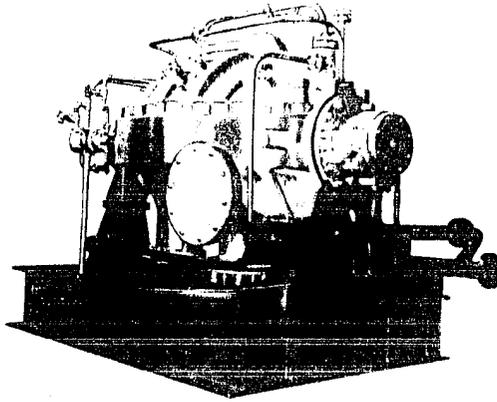


Fig. 2.2.1

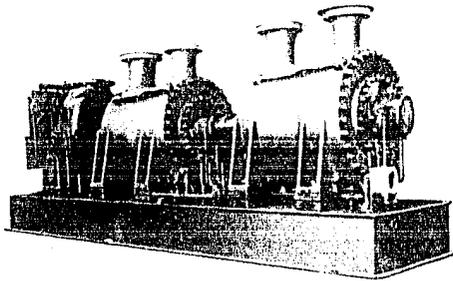


Fig. 2.2.2.

carga de impartir energía al gas a comprimir, se le encuentra en diferentes formas pues depende del gas y de las condiciones de operación.

2.2.2.1 Impulsor de simple succión.- Toma el gas en dirección axial sobre un lado del impulsor y lo descarga

radialmente. Fig. 2.2.3.

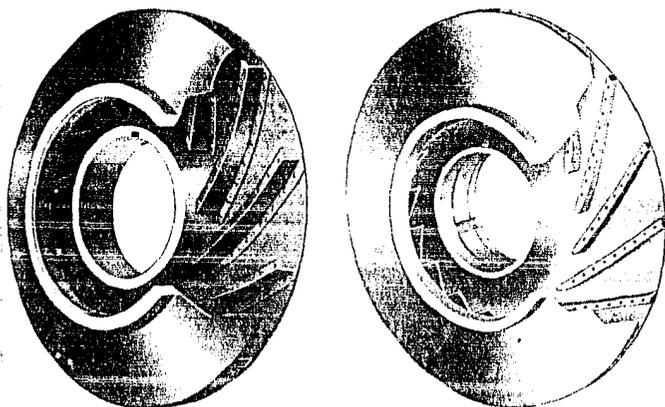


Fig. 2.2.3

2.2.2.2 Impulsor de Doble Succión.- Toma el gas en dirección axial en ambos lados del impulsor y lo descarga en forma radial, es el equivalente a dos impulsores de simple succión puestos espalda con espalda y generalmente manejará el doble de flujo, que uno de simple succión pero a la misma carga que éste; teniendo ambos el mismo diámetro y la misma velocidad de rotación. Fig. 2.2.4

2.2.2.3 Impulsor Abierto.- Tiene los álabes en dirección radial y no está cubierto por alguna tapa en ninguno de los lados. Fig. 2.2.5

2.2.2.4 Impulsor Semicerrado.- De la misma forma que el impulsor abierto solo que está cerrado por uno de sus la-

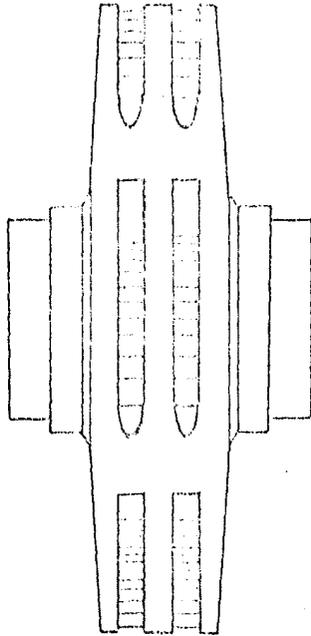


Fig. 2.2.4

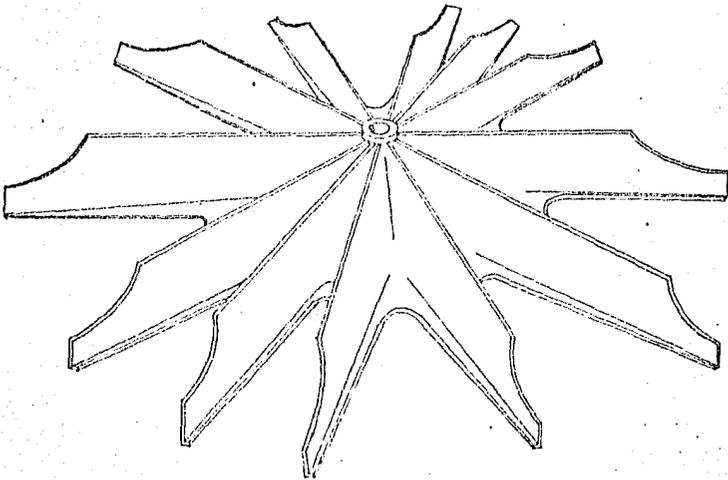


Fig. 2.2.5

dos mediante una cubierta o tapa. Fig. 2.2.6



Fig. 2.2.6

2.2.2.5 Impulsor Cerrado.- Están contruidos con sus lados cubiertos por tapas y tienen sus álabes curvados hacia atrás ó hacia adelante pudiendo ser también radiales.

Fig. 2.2.7

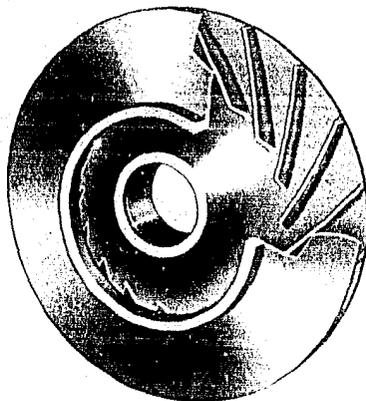


Fig. 2.2.7

2.2.2.6 Impulsor de Flujo Mixto.- Conocido también como

inductor es una combinación de impulsor semicerrado con -  
álabes radiales y elementos de flujo axial. Fig. 2.2.8



Fig. 2.2.8

2.2.3 La Flecha.- Es el elemento que transmite la potencia motriz al impulsor. En las partes correspondientes a los apoyos y elementos giratorios viene equipada con mangas ó camisas, que absorben la fricción y el desgaste y al cabo de cierto tiempo se cambian, de esta manera se protege y se prolonga su vida útil. Fig. 2.2.9

2.3 Principio de operación.

El diseño del compresor es un aspecto completamente definido y diferente a la selección, sin embargo es útil y necesario conocer algunos conceptos generalmente asociados a él, para fundamentar la selección. La cinemática y la termodinámica tratan el proceso de compresión

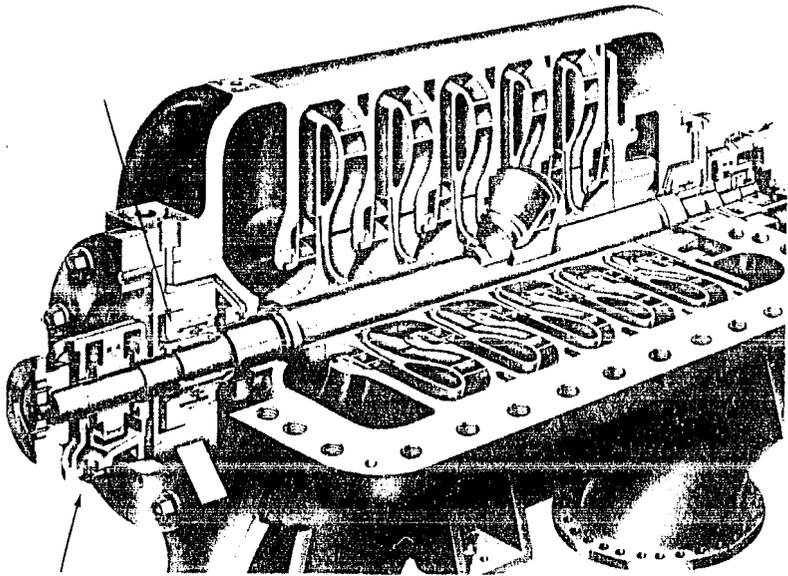


Fig. 2.2.9

bajo parámetros diferentes; así tenemos que en la cinemática las velocidades y los ángulos a la entrada y salida de los álabes, determinan la carga que el compresor desarrolla, mientras que en la termodinámica, la carga se determina por los principios de la primera y segunda ley.

En este capítulo se analizan separadamente los aspectos cinemático y termodinámico del proceso de compresión y se obtiene en cada caso la carga que el compresor entrega a la salida.

Después estas cargas se conjugan en una sola expresión con la cual se calcula la carga politrópica del

compresor.

### 2.3.1 Cinemática de la compresión.

El movimiento del gas en el impulsor es muy complejo y para simplificar, se harán las siguientes consideraciones:

a).- El fluido sigue una trayectoria conforme a la geometría del álabe, es decir no existen turbulencias.

b).- La fricción entre el gas y las paredes del impulsor es nula.

La figura 2.3.1 es un corte meridional de un impulsor, la Fig. 2.3.2 su corte transversal y la Fig. 2.3.3 un diagrama de cuerpo libre que muestra en forma vectorial las velocidades periféricas y sus correspondientes proyecciones para tres diferentes tipos de álaves: A radial, B curvado hacia adelante y C curvado hacia atrás.

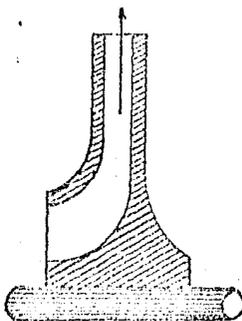


Fig. 2.3.1

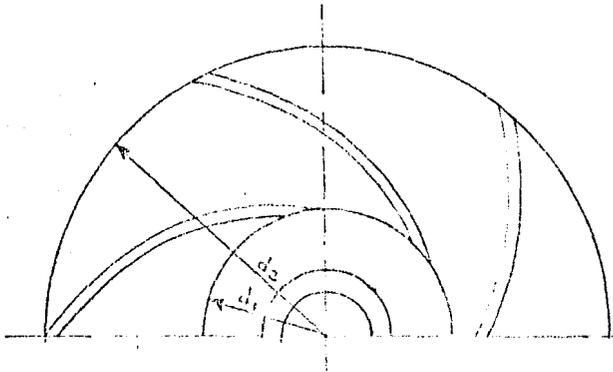


Fig. 2.3.2

De la Fig. 2.3.3.a tenemos:

Subíndice 1 = Entrada del gas a los álabes del impulsor.

Subíndice 2 = Salida del gas de los álabes.

$u_1, u_2$  = Velocidades periféricas del impulsor.

$w_1, w_2$  = Velocidades relativas del gas con respecto al álabe.

$c_1, c_2$  = Velocidades absolutas del gas.

$c_{1m}, c_{2m}$  = Componentes ortogonales de las velocidades absolutas.

$\alpha_1, \alpha_2$  = Ángulos que forman entre sí los vectores  $u_1$  y  $c_1$  y  $u_2$  y  $c_2$  respectivamente.

$\beta_1, \beta_2$  = Ángulos que forman entre sí los vectores de velocidad  $u_1$  y  $w_1$  y  $u_2$  y  $w_2$  respectivamente.

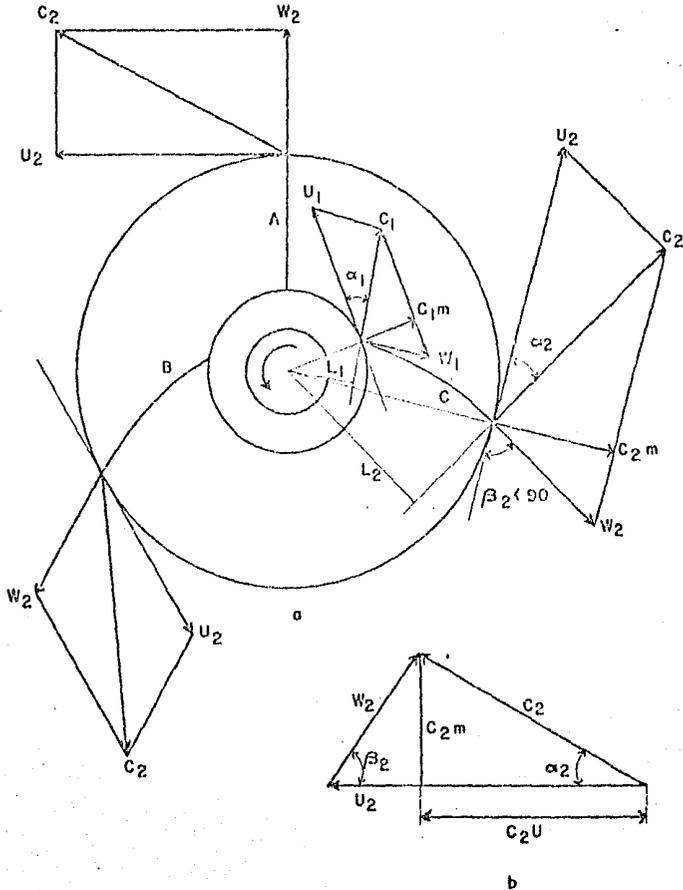


Fig. 2.3.3

$L_1, L_2$  = Distancia mínima del centro a los vectores  $c_1$  y  $c_2$

$r_1, r_2$  = Radios de entrada y salida.

De la segunda ley de Newton para el movimiento, relativo a la variación en la cantidad de movimiento aplicado al gas.

$$\sum F = \dot{m} \Delta c = \dot{m} (c_2 - c_1) \quad (N) \quad 2.3.1$$

Donde:

$\sum F$  = Resultante de las fuerzas ejercidas sobre el fluido comprendido por el impulsor.

El momento cinético con relación al eje es:

$$M = \dot{m} (L_2 c_2 - L_1 c_1) \quad (N - m) \quad 2.3.2$$

Pero de la Fig. 2.3.3

$$L_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad 2.3.3$$

$$L_2 = r_2 \cos \alpha_2 \quad 2.3.4$$

Entonces:

$$M = \dot{m} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad 2.3.5$$

También:

$$M = (\dot{V}/g) Q (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad 2.3.5a$$

De la Fig. 2.3.3a

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 \quad 2.3.6$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 \quad 2.3.7$$

Sustituyendo:

$$M = (\gamma/g) Q (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad 2.3.8$$

La potencia intercambiada en el impulsor es:

$$\dot{L} = M\omega \quad 2.3.9$$

$$\dot{L} = (\gamma/g) Q (r_2^{\omega} c_{2u} - r_1^{\omega} c_{1u}) \quad 2.3.10$$

Pero:

$$u_1 = r_1 \omega \quad 2.3.11$$

$$u_2 = r_2 \omega \quad 2.3.12$$

$$\dot{L} = (\gamma/g) Q (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \text{ (Kg-m/seg)} \quad 2.3.13$$

Ahora bien, la carga  $H$  expresada en m-kg/Kg se obtiene dividiendo la potencia  $\dot{L}$  entre el flujo másico  $\dot{m}$

$$H = \dot{L} / \dot{m} \text{ ( } \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg}} \text{)} \quad 2.3.14$$

$$\dot{m} = \gamma Q \text{ ( kg/seg.)} \quad 2.3.15$$

$$H = \gamma Q (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / (\gamma Q g) \text{ (m)} \quad 2.3.16$$

$$H = \pm (1/g) (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \text{ (m)} \quad 2.3.17$$

Esta es la ecuación de Euler en su primera forma válida para cualquier turbomáquina, donde el signo más es para compresores y signo menos para turbinas.

La ecuación 2.3.17 es básicamente una ecuación para el diseño de los compresores centrífugos, por lo tanto es útil para:

- 1.- Predecir la carga de diseño del impulsor.
- 2.- Predecir el comportamiento de la curva de la carga contra el flujo al colocar álabes guía a la entrada como puede verse enseguida.
- 3.- Predecir el efecto del ángulo  $\beta_2$  del álabe en la descarga del impulsor.

Existen tres maneras de cómo puede entrar el flúido en el ojo del impulsor: en el sentido de rotación de la flecha, en sentido contrario a la rotación de la flecha ó bien radialmente; lo cual se logra colocando álabes guía fijos ó móviles a la entrada del impulsor.

Si el flúido entra en el sentido de rotación de la flecha  $c_{u1}$  es positivo y el término  $c_{u1}u_1$ , reduce la carga y el flujo. Si el flúido entra en sentido contrario a la rotación de la flecha,  $c_{u1}u_1$  es negativo de manera que la carga y el flujo se incrementan y finalmente si el flúido entra radialmente, el término  $c_{u1}u_1$  desaparece y la ecuación 2.3.17 queda:

$$H = (1/g)(c_{2u}u_2) \quad 2.3.17a$$

Lo anteriormente dicho se muestra en la figura 2.3.4

### 2.3.2 Termodinámica de la Compresión.

Ya que se ha visto el fenómeno de la compresión de un gas desde el punto de vista cinemático hasta llegar a establecer la ecuación de Euler. Sin embargo es necesario conocer el importante criterio termodinámico para hacer una comparación y conjugar en una sola expresión matemáti-

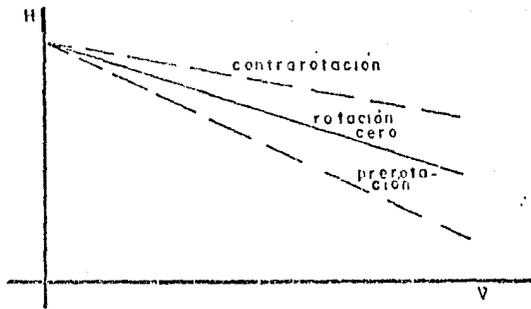


Fig. 2.3.4.

ca ambos criterios para tener una herramienta útil que permita tomar en cuenta el mayor número de variables mensurables en el cálculo de un compresor centrífugo.

La figura 2.3.5 es la representación esquemática de un álabe, en donde se han puesto las variables a la entrada y salida del mismo.

La primera ley de la termodinámica establece que: la energía se conserva; es decir no se crea ni se destruye sino solo se transforma, su expresión matemática es:

$$dE_T = \delta E_C + \delta E_P + du + \delta W_{\text{flujo}} + \delta W - \delta Q = 0 \quad 2.3.18$$

donde;

$dE_T$  = diferencial de energía total.

$\delta E_C$  = diferencial de energía cinética.

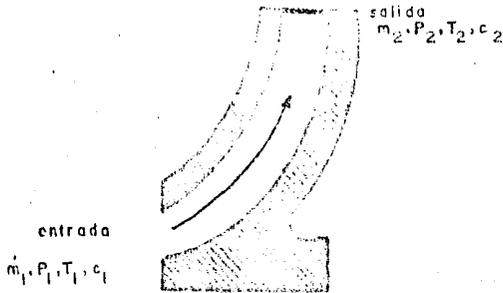


Fig. 2.3.5

$\delta E_p$  = diferencial de energía potencial.

$du$  = diferencial de energía interna.

$\delta W_p$  = diferencial de trabajo por el cambio de presión y volumen.

$\delta W$  = diferencial de trabajo entregado por el impulsor o trabajo mecánico.

$\delta Q$  = diferencial de calor.

Si se integran cada uno de estos términos y si se considera que la diferencia de niveles no es significativa, la energía potencial se puede despreciar y este término desaparece de la ecuación 2.3.18 por lo que sustituyendo:

$$(u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (c_2^2 - c_1^2) / 2$$

$$2W_{\text{imp}} - 2Q_1 = 0$$

2.3.19

Por definicion la entalpía h, es:

$$h = pv + u \quad 2.3.20$$

Por lo tanto la ecuación 4.4.9 queda:

$$h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2)/2 + 2W_{\text{imp}} = 2Q_1 \quad 2.3.21$$

Ahora sustituyendo la expresión de trabajo entregada por el impulsor deducida en el capítulo anterior; ecuación 2.3.17.

$$h_2 - h_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) + (c_2^2 - c_1^2)/2 = 2Q_1 \quad 2.3.22$$

Por último, si el proceso de compresión se lleva a cabo adiabáticamente:

$$Q = 0 \quad 2.3.23$$

Por otra parte si el gas se comporta como ideal:

$$h_2 = c_p T_2 \quad 2.3.24$$

$$h_1 = c_p T_1 \quad 2.3.25$$

Sustituyendo estas últimas ecuaciones en la ecuación 2.3.22 tenemos:

$$c_p T_2 - c_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) + (c_2^2 - c_1^2)/2 = 0 \quad 2.3.26$$

Dividiendo entre  $c_p T_1$  y despejando

$$(T_2/T_1) - 1 = 1/c_p T_1 (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) + (c_2^2 - c_1^2)/2 \quad 2.3.27$$

Se puede demostrar a partir de las ecuaciones:

$$c_v dT = Pdv ; PV = RT \quad 2.3.28$$

que para un proceso adiabático - isoentrópico que:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} \quad 2.3.29$$

Donde k es la relación de calores específicos del gas dada por:

$$k = c_p/c_v \text{ ó también: } k/(k-1) = Mc_p/Ru \quad 2.3.30$$

Sustituyendo la ecuación 2.3.29 en la ecuación 2.3.27 se tiene:

$$(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1 = 1/c_p T_1 ((u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - (c_2^2 - c_1^2)/2) \quad 2.3.31$$

$$(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = c_p T_1 ((p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1) + (c_2^2 - c_1^2)/2 \quad \text{pero,} \quad 2.3.32$$

$$H_{i\text{ideal}} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = c_p T_1 ((p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1) + (c_2^2 - c_1^2)/2 \quad 2.3.33$$

Con el fin de introducir la eficiencia adiabática en la ecuación 2.3.33, se dibuja en seguida en un diagrama de Mollier, el proceso ideal y el proceso real de compresión

En la figura 2.3.6 se ha marcado con el número 1 el proceso ideal de compresión, el trabajo desarrollado es:

$$W_s = h_{2s} - h_1 \quad 2.3.34$$

$$ds = \text{constante} = 0 \quad 2.3.35$$

La curva 2 representa el proceso real de compresión, ésto es, en el impulsor existen pérdidas representadas por la fricción del fluido en las caras del mismo, --

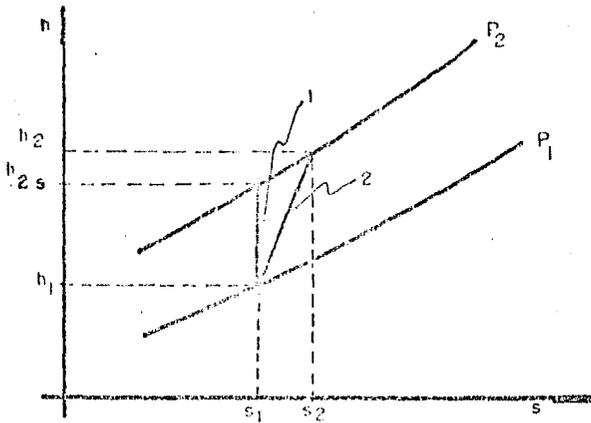


Fig. 2.3.6

así como también pérdidas debidas a la turbulencia, por lo tanto el trabajo que hay que suministrar al compresor para llevar el fluido de la presión  $P_1$  a  $P_2$  es mayor, además de que la entropía  $s$  no es constante, entonces:

$$W_{\text{real}} = h_2 - h_1 \quad 2.3.36$$

$$d_s > 0.$$

Por definición la eficiencia es la relación que hay entre el trabajo ideal y el trabajo real.

$$\eta_{\text{ad}} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) < 1$$

$$\eta_{\text{ad}} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) = c_p (T_{2s} - T_1) /$$

$$c_p (T_2 - T_1) = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) < 1 \quad 2.3.37$$

Introduciendo esta eficiencia en la ecuación 2.3.

33, se tiene:

$$H_{ad} = \eta_{ad}^{-1} c_p T_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) + \frac{1}{2} g (c_2^2 - c_1^2) \quad 2.3.38$$

Es más útil expresar la ecuación 2.3.38 mediante otras variables termodinámicas, si se toma en cuenta que:

$$k = c_p / (c_p - R)$$

$$c_p = k c_p - k R \quad 2.3.39$$

$$c_p = k R / (k - 1)$$

Sustituyendo en la ecuación 2.3.38

$$H_{ad} = \eta_{ad}^{-1} (Z R T_1) / (k - 1) / k \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \quad 2.3.40$$

donde:

R= es la constante particular del gas.

Z= es el factor de compresibilidad y su valor depende de la presión y temperatura reducidas.

La ecuación 2.3.40 establece que la carga adiabática, en el impulsor se debe a un incremento en la presión del fluido y a un incremento en la energía cinética del mismo. Sin embargo un compresor no se diseña para incrementar la energía cinética del fluido, sino que esta energía al pasar por el difusor se transforma en una mayor ganancia de presión para el gas. La siguiente gráfica

muestra como varían la velocidad, la temperatura y la presión del gas al pasar por la succión, el impulsor, el difusor y la descarga de un compresor centrífugo típico de un solo paso.

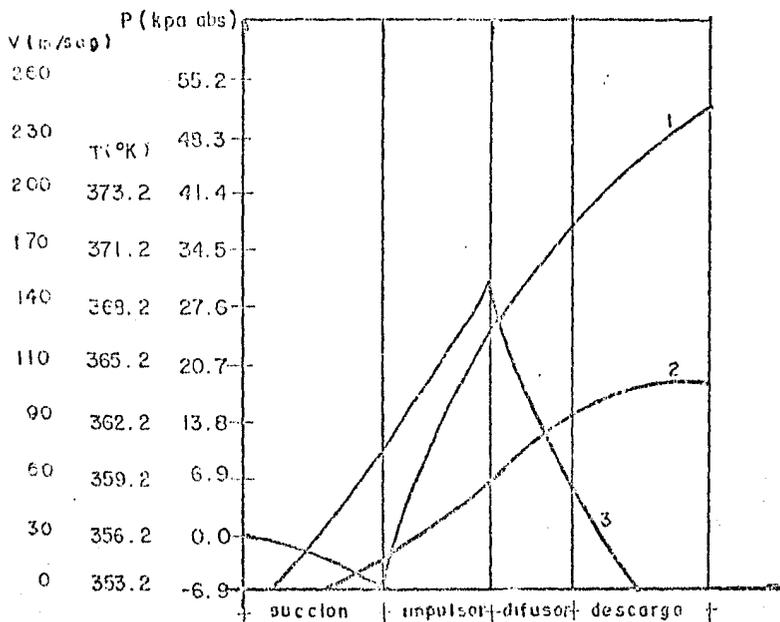


Fig. 2.3.7 1.- Presión 2.- Temperatura 3.- Velocidad

En la fig. 2.3.7 se ve como incluso la energía cinética en el impulsor superan en valor absoluto a la presión del mismo, luego entonces la carga en el compresor se debe a la suma de estas energías. En la misma figura se observa que en el difusor la velocidad cae rápidamente al mismo tiempo que la presión se incrementa. Como están-

dar y solo como referencia los diseñadores han establecido que al gas se le incrementa la presión 2/3 partes de la presión total obtenida, en el impulsor y 1/3 parte de esta misma presión se le suministra en el difusor.

Aplicando la primera Ley de la Termodinámica al difusor, y si se considera que no existe trabajo mecánico se tiene:

$$(c_2^2 - c_3^2) / 2 = c_p T_2 \left( (p_3/p_2)^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad 2.3.41$$

donde:

$c_2$  = Velocidad del gas a la entrada

$c_3$  = Velocidad a la salida

$T_2$  = Temperatura a la entrada

$p_3$  = Presión a la salida.

$p_2$  = Presión a la entrada.

Al considerar el proceso de compresión desde la brida de succión del compresor a la brida de descarga, se tiene:

$$H_{ad} = \left( \frac{ZRT_1 k}{(k-1)\eta_{ad}} \right) \left( (p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad 2.3.42$$

Donde:

$T_1$  = Temperatura en la succión.

$p_1$  = Presión a la succión.

$p_2$  = Presión a la descarga.

Gráficamente:

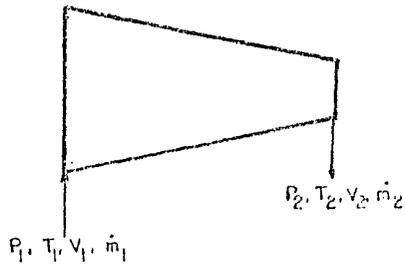


Fig. 2.3.8

y en un diagrama de Mollier.

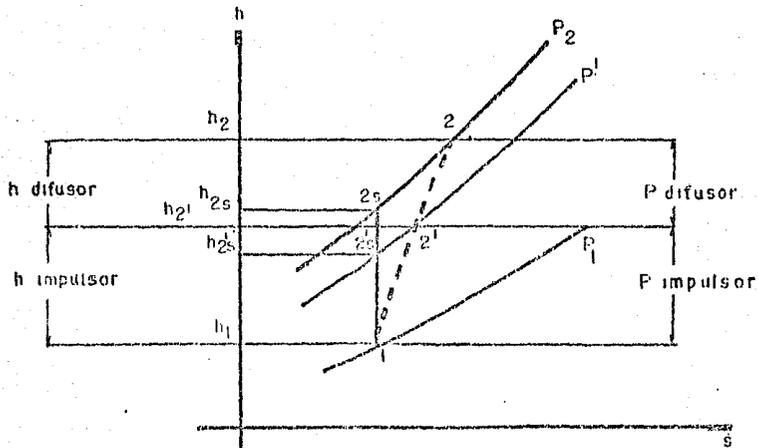


Fig. 2.3.9.- Proceso de compresión adiabática.

La ecuación 2.3.42 es la que comunmente se utiliza para el cálculo de la carga del compresor, si el proceso se considera adiabático, pero si se desea considerar politrópico, entonces se debera utilizar el exponente "n" el cual se calcula con la siguiente ecuación:

$$n = 1 / (1 - ((k-1)(\eta_{pol}^k))) \quad 2.3.43$$

Las figuras 2.3.10, 2.3.11, 2.3.12, 2.3.13 muestran valores de  $\eta_{pol}$  y  $\eta_{ad}$  para diferentes valores de k.

La ecuación para el cálculo de la carga queda entonces como:

$$H_{pol} = ((ZRT_1^n) / ((n-1)\eta_{pol}^n)) ((P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1) \quad 2.3.44$$

Se llega finalmente a establecer a través de la dinámica y la termodinámica una expresión matemática útil para calcular la carga en el compresor.

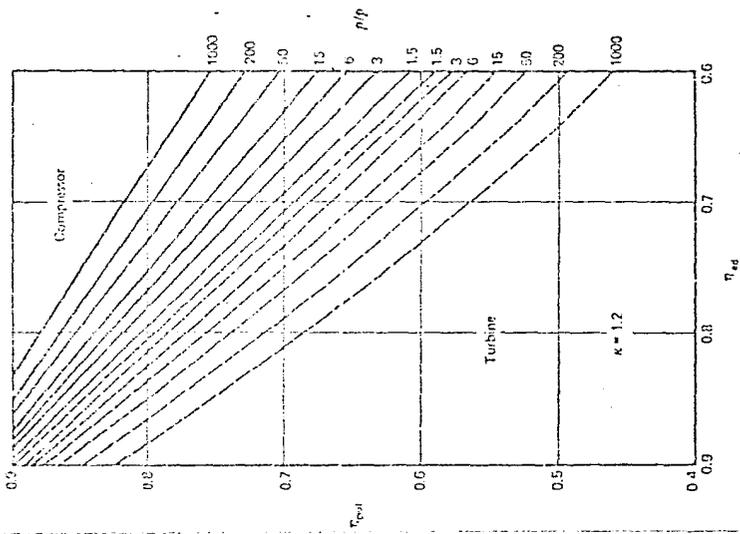


Fig. 2.3.11

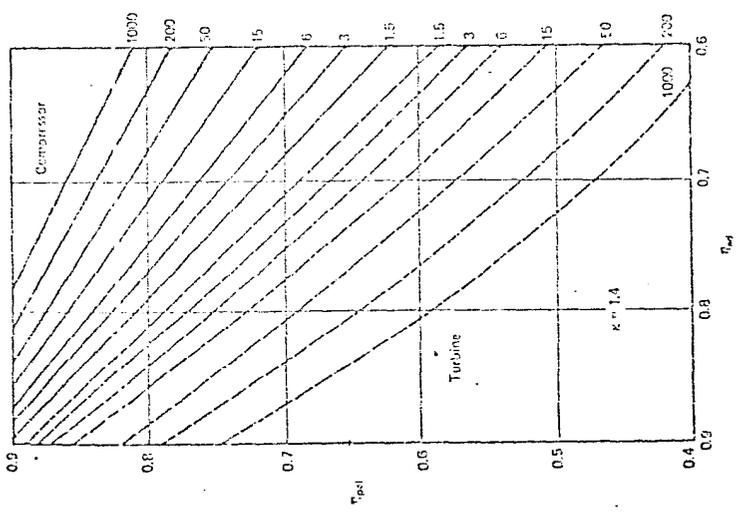


Fig. 2.3.10

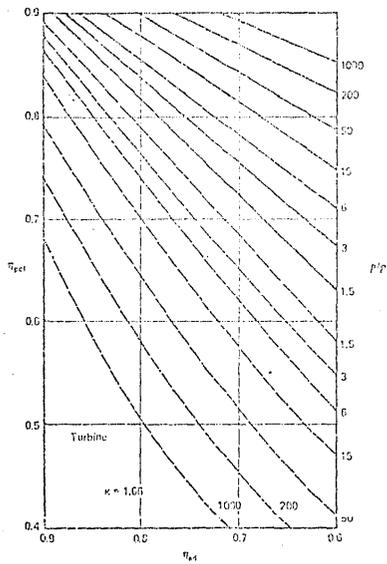


Fig. 2.3.12

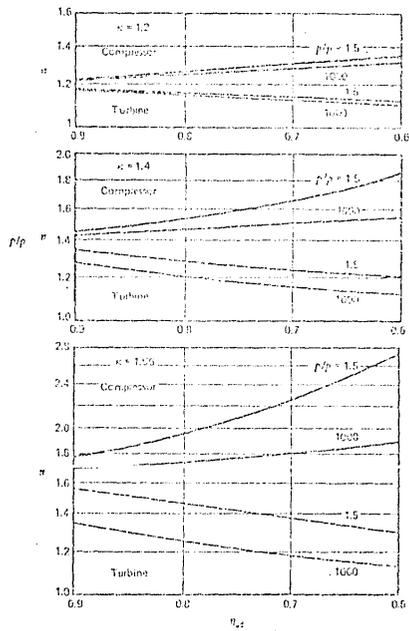


Fig. 2.3.13

### 3.0 Análisis de los parámetros de comportamiento.

3.1 Carga.- Al seleccionar un compresor, generalmente se encuentra que está diseñado y construido bajo condiciones ISO es decir a 288.7°K (60°F) y 101.35 KPa (14.7 psia), desde luego las condiciones de sitio pueden ser diferentes por lo tanto es importante saber como afectan esos cambios a la carga (presión a la descarga) del compresor; pero, no solo una temperatura y una presión a la entrada diferentes afectan el comportamiento del compresor sino que también lo hacen un factor de compresibilidad, un peso molecular, una relación de calores específicos ó una velocidad de rotación diferentes. En esta parte se hace un análisis de esos parámetros y la forma en que afectan el comportamiento del compresor.

3.1.1 Como afecta un cambio en la temperatura a la entrada al comportamiento del compresor.

Las expresiones para el flujo volumétrico y para la potencia son:

$$\dot{V} = 8314.32 (Z_1 T_1 \dot{m}) / (P_1 M_1) \quad 3.1.1$$

$$\text{BHP} = (\text{Had } \dot{m}) / \eta_{ad} + \text{pérdidas mecánicas} \quad 3.1.2$$

Como podrá verse en la ecuación 3.1.1, un cambio en  $T_1$  afecta inversamente al flujo másico y por lo tanto a la potencia. Por otra parte este cambio en  $T_1$  también afecta inversamente a la relación de presiones por lo

que se tiene un cambio importante en la presión de descarga del compresor; por ejemplo si  $T_1$  disminuye la presión a la descarga aumenta, como se ve en la fig. 3.1.1. Las fórmulas [19.6] para calcular los cambios en la potencia y en la presión de descarga son:

$$\text{BHP} = ((T_1)_r / T_1) (\text{BHP})_r \quad 3.1.3$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{(T_1)_r}{T_1} \right) \left( \frac{((n)_r^{(k-1)/k-1} + 1)^{k/(k-1)}}{((n)^{(k-1)/k-1} + 1)^{k/(k-1)}} \right) \quad 3.1.4$$

Donde:

r indica diseño.

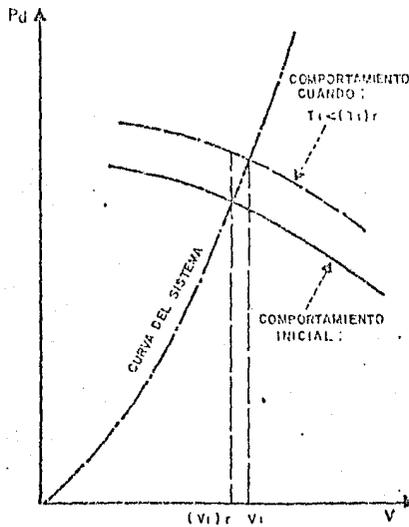


Fig. 3.1.1

3.1.2 Cómo afecta un cambio en la presión a la entrada al comportamiento del compresor.

Según la ecuación 3.1.1 cualquier cambio en la presión a la entrada afecta directamente al flujo másico por lo tanto, la potencia es directamente proporcional a ese cambio. La relación de presiones no cambia lo cual no significa que la presión a la descarga no cambie; por ejemplo una disminución en la presión a la entrada disminuye la presión de salida. Fig. 3.1.2 las fórmulas [19.6] para calcular los cambios mencionados son:

$$\text{BHP} = (P_1 / (P_1)_r) (\text{BHP})_r \quad 3.1.5$$

$$P_2 = P_1 (\gamma)^r \quad 3.1.6$$

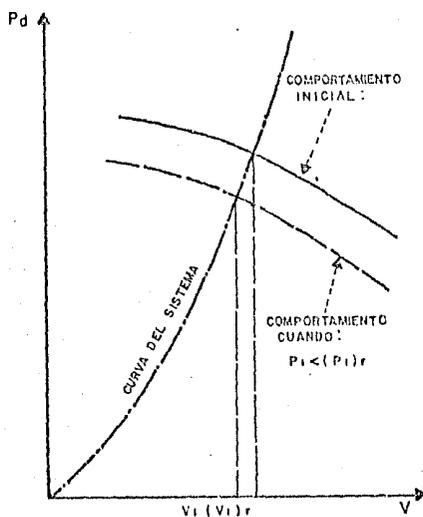


Fig. 3.1.2

### 3.1.3 Cómo afecta un cambio en el peso molecular al comportamiento del compresor.

La ecuación 3.1.1 indica que un cambio en el peso molecular afecta a la relación de presiones, a la presión de descarga y a la potencia. Por ejemplo un incremento en el peso molecular, disminuye la carga y el rango de estabilidad fig. 3.1.3. Las siguientes fórmulas [19.6] sirven para calcular los cambios cuando se tiene un peso molecular diferente al de diseño.

$$\text{BHP} = \left( \frac{M}{M_r} \right) (\text{BHP})_r \quad 3.1.7$$

$$P_2 = (P_1 M / M_r) \left( \left( \pi \right)_r^{(k-1)/k-1} + 1 \right)^{k/(k-1)}$$

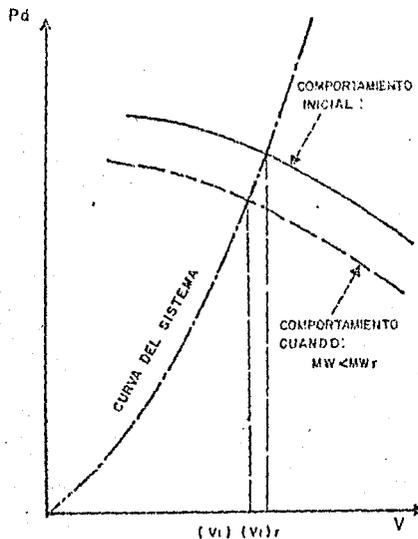


Fig. 3.1.3

3.1.4 Cómo afecta un cambio en el factor de compresibilidad al comportamiento del compresor.

Un razonamiento similar al efectuado al considerar el cambio de temperatura, lleva a las siguientes fórmulas [19.6] para calcular los cambios en la presión de descarga ( la carga ) y la potencia de diseño.

$$P_2 = (P_1(Z_1)_r/Z_1) \left( \left( \frac{\gamma_r}{\gamma} \right)^{(k-1)/k-1} + 1 \right)^{k/(k-1)} \quad 3.1.8$$

$$\text{BHP} = \left( \frac{(Z_1)_r}{Z_1} \right) \quad 3.1.9$$

En la fig. 3.1.4 puede verse el cambio en la presión de descarga cuando se tiene una  $Z_1$  menor que la de diseño.

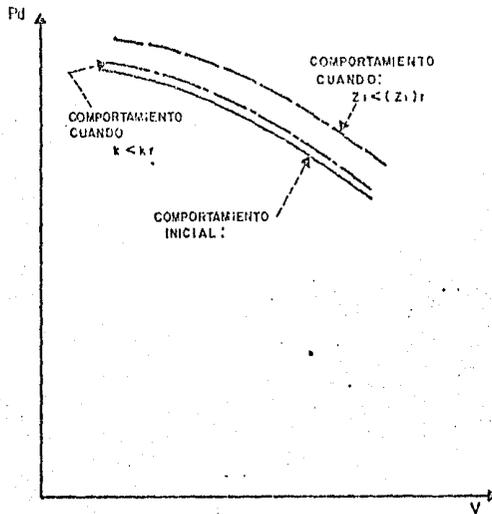


Fig. 3.1.4

3.1.5 Cómo afectan un cambio en la relación de calores específicos al comportamiento del compresor.

En [19], la fórmula para la presión a la descarga cuando existe un cambio en la relación de calores específicos es:

$$P_2 = P_1 \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \frac{k}{k-1} \right)_r \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad 3.1.10$$

y si generalizamos para el cambio en la carga, se tendrá aproximadamente que:

$$\text{BHP} = \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \frac{k}{k-1} \right)_r (\text{BHP})_r \quad 3.1.11$$

Este cambio puede verse mejor en la fig. 3.1.4

3.1.6 Cómo afecta un cambio en la velocidad de rotación al comportamiento del compresor.

Cualquier cambio en la velocidad de rotación  $N$  cambiará a la carga y al flujo volumétrico  $V$  en la siguiente forma.

$$\text{Had} = (\text{Had})_r \left( \frac{N}{N_r} \right)^2 \quad 3.1.12$$

$$V = V_r \left( \frac{N}{N_r} \right) \quad 3.1.13$$

3.2 Curvatura de álabes.

La fig. 2.3.3 muestra tres tipos de álabes: radial

curvado hacia adelante y curvado hacia atrás. De la fig. 2.3.3b se encuentra que la carga está en función del ángulo de salida  $\beta_2$ , es decir del ángulo que determina la curvatura del álabe. Esta expresión es:

$$H_{ad} = (1/g) u_2^2 (1 - (c_{2m}/u_2 \tan \beta_2^d)) \quad 3.2.1$$

Con álabes radiales ó sea cuando  $\beta_2 = 90^\circ$ ; la carga permanece constante aún si existe variación en el flujo, - fig. 3.2.1A. Con álabes curvados hacia adelante ó sea cuando  $\beta_2 > 90^\circ$ , la carga se incrementa, cuando existe algún incremento en el flujo, fig. 3.2.1c. Con álabes curvados hacia atrás,  $\beta_2 < 90^\circ$  y algún incremento en el flujo reduce la carga, fig. 3.2.1B.

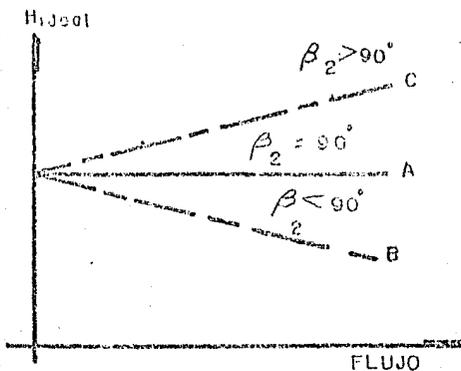


Fig. 3.2.1

### 3.3 Curva característica.

Las curvas teóricas de comportamiento se mostraron en la fig. 3.2.1, pero las curvas reales de operación se obtienen en un banco de pruebas hecho exprofeso, y son completamente diferentes a las teóricas por efecto de las pérdidas por deslizamiento, por rozamiento y por vórtice ó choque.

Antes de definir las pérdidas, se introducen dos nuevos parámetros; el coeficiente de carga y el coeficiente de flujo, estos coeficientes se han establecido con el único propósito de hacer más manejable la ecuación 3.2.1, de esta forma el coeficiente de carga  $\psi'$  es:

$$\psi' = \left( 1 - s \left( c_{2m}/u_2 \tan \beta_2 \right) \right) \quad 3.3.1$$

El coeficiente de carga combina todos los ángulos de álabe, los efectos de eficiencia y deslizamiento "s" El valor de  $\psi'$  según John Fullemann y Balje es de  $0.50 \pm 0.04$  en compresores del tipo industrial (álabes curvados hacia atrás)

El coeficiente de flujo se define como:

$$\psi = 4Q/(D^2 u)$$

Si Q se da en  $m^3/\text{min.}$ , D en centímetros y u en  $m/\text{seg.}$

$$\psi = 0.0435 Q / ( D^2 u ) \quad 3.3.1a.$$

pero

$$u = (\pi/720)DN$$

y sustituyendo

$$\phi = (32 Q)/D^3 N, \quad N \text{ es la velocidad en RPM.}$$

La relación entre la geometría del impulsor y el coeficiente de flujo se muestra en la Fig. 3.3.1 donde se ha extendido para abarcar los impulsores de flujo mixto y los axiales. Puede verse también los rangos típicos de eficiencia. Muy bajos coeficientes de flujo para un tipo dado causa excesiva fricción en las paredes del impulsor por el contrario altos coeficientes de flujo están sujetos a pérdidas por turbulencias debido a una guía insuficiente del flujo.

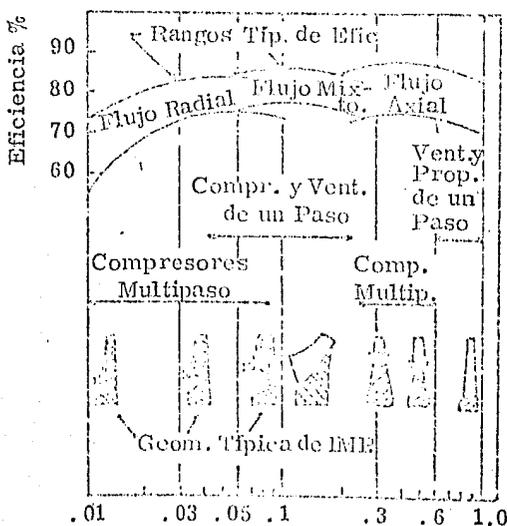


Fig. 3.3.1

Las pérdidas por vórtice ó choque del flúido con álabes, se originan por la separación de la capa límite debido a los cambios bruscos de la velocidad media a la entrada y salida del impulsor. Las pérdidas por vórtice se definen en función del coeficiente de carga como:

$$P_v = V_1^3 (W_1^2/2g) + V_2^3 (c_2^2/2g) \quad (m) \quad 3.3.2$$

Las pérdidas por rozamiento en el impulsor incluyen las debidas a cambio de dirección y a las ocasionadas por la transformación de la velocidad en presión.

$$P_r = (1 - \frac{1}{p}) H_p \quad (m) \quad 3.3.3$$

Las pérdidas por deslizamiento del flúido son causadas por el efecto de inercia de las partículas del flúido, ésto significa que mantienen su orientación absoluta en la descarga del impulsor motivando cambios en la velocidad de descarga. Las pérdidas por deslizamiento son comunmente del 10% al 20% de la carga.

La figura 3.3.2 muestra las curvas de carga teórica, pérdidas y la de carga real contra flujo.

Finalmente como se ve en la fig. 3.3.2 la curva real es una parábola, sin embargo en la práctica la operación de un compresor abarca únicamente parte de esta curva aproximadamente del punto marcado en la fig. 3.3.2 hacia la derecha debido a inestabilidad en la máquina como se explicará en el párrafo 3.4

H<sub>pol.</sub>

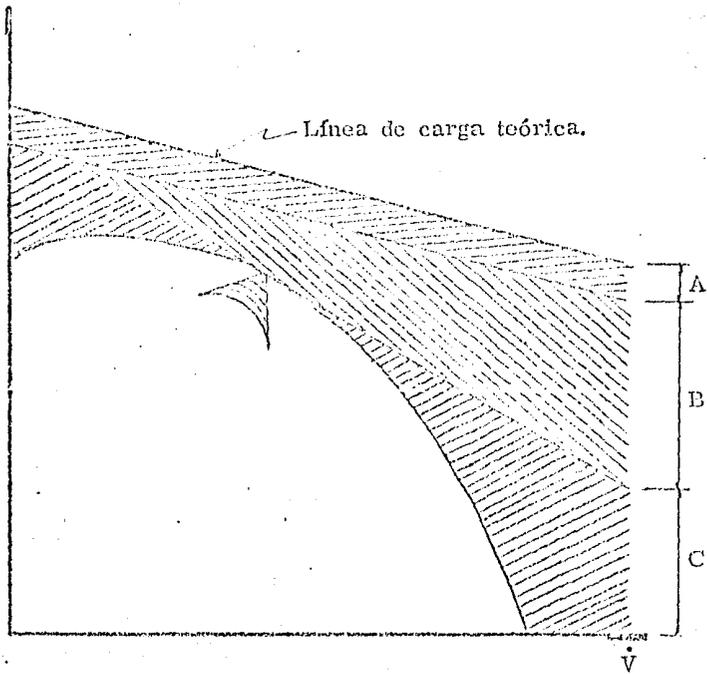


Fig. 3.3.2

A.- Pérdidas por deslizamiento.

B.- Pérdidas por fricción.

C.- Pérdidas por vórtice.

3.4 Condiciones de operación.

3.4.1 El fenómeno de bombeo ó "surge".

El fenómeno de bombeo juega un papel fundamental en el comportamiento del compresor centrífugo, razón por

la cual en la etapa de selección del equipo es necesario conocerlo para cuantificar y calificar su límite que viene señalado en la curva característica ó de operación.

El bombeo ó "surge" se define como aquella condición en la cual la carga (presión) desarrollada por el compresor es menor que la carga en el sistema. Los daños que ocasiona este fenómeno son:

- 1.- Vibración excesiva en el rotor.
- 2.- Incremento continuo de la temperatura con riesgo de pasar fácilmente el rango admisible de los diafragmas.
- 3.- Incremento del empuje axial asociado con el nivel de presión a ambos lados del impulsor.
- 4.- Cambios súbitos en la carga pueden dañar al accionador así como al impulsor.

A continuación se visualiza el fenómeno de bombeo de una manera general para pasar después a tratarlo de forma más detallada. Supongamos que un compresor está operando a una velocidad constante en el punto A según se muestra en la fig. 3.4.1, si el flujo se reduce a B se da lugar a un incremento repentino de la resistencia pero el compresor logra vencerla porque también hay un incremento de carga pero si el compresor operará en C que representa el pico de la curva, cualquier incremento de la resistencia reduce el flujo a una región donde el compresor produce menos carga que antes, es decir, el compresor es inca-

páz de compensar el incremento de la resistencia que cada vez es mayor de manera que llega a operar en el punto D -- (flujo cero) aliviando de esta manera la presión de la tubería de descarga; súbitamente el compresor vuelve hacia adelante de la descarga con un flujo situado en el punto E bajo la misma carga que el punto D, pero este flujo es excesivo para la resistencia en la tubería y el punto de operación vuelvo a C desde donde el ciclo de oscilación se repite.

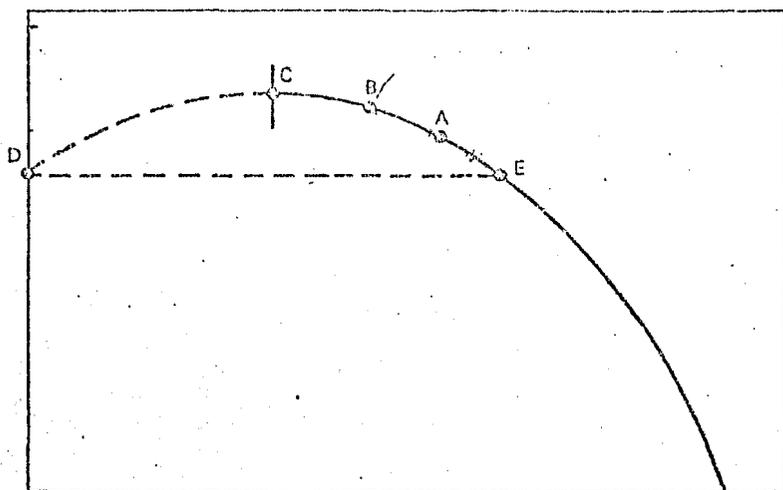


Fig. 3.4.1

Existen dos regiones claramente definidas, donde puede principiar el bombeo del compresor, éstas son: Los canales que existen entre los álabes (vane diffuser) y el difusor.

En el canal del álabe el flujo es sometido a pre---

sión y a desaceleración a la entrada y salida del álabe.

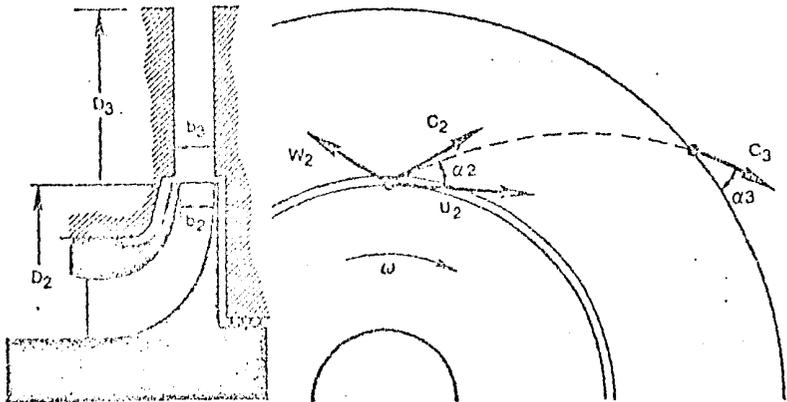
Las grandes desaceleraciones causan la construcción de una capa límite muy gruesa, débil y sensible a la separación. La rotación de los canales estabilizan la capa límite por el lado de la presión a costa de incrementar su debilidad por el lado de la succión ocasionando la separación de la capa límite y como consecuencia el atascamiento (the stall) del flujo a la entrada y desde luego su regreso.

Como no existe uniformidad en los canales del impulsor un canal puede atascarse antes que los otros, desviando su flujo al canal adyacente, situado atrás de él (de acuerdo con el sentido de rotación del impulsor) lo cual incrementa el espesor de la capa límite en este otro te---niéndose el mismo resultado, finalmente el atascamiento es total y el retorno (the surge) del fluido ocurre.

En el caso del difusor, cuando el flujo entra en él su velocidad se reduce en forma proporcional al incremento de su posición radial, mientras que la componente tangencial de la velocidad mantiene un momento angular casi constante, por lo tanto la trayectoria del flujo se parece a una espiral logarítmica como se muestra en la fig. 3.4.2

La componente radial está sujeta al gradiente de presión adverso y puede alcanzar un punto hacia adelante de las paredes del difusor donde se reduce a cero y la capa límite se separa de las paredes moviéndose radialmente

hacia adentro (aguas abajo).



- Fig. 3.4.2.

El atascamiento en el difusor empieza cerca del diámetro exterior y tiende a ir hacia adentro cuando el flujo y por lo tanto la componente radial de la velocidad decrece.

La intensidad de las fluctuaciones del flujo se incrementan rápidamente causando la deteriorización total del flujo.

La forma de evitar el bombeo es garantizar un flujo mínimo en el compresor y esto se logra recirculando todo ó parte del flujo de salida como se puede observar en las figuras 3.4.3 y 3.4.4

#### 3.4.2 Punto de operación.

El criterio para fijar el punto de operación y el

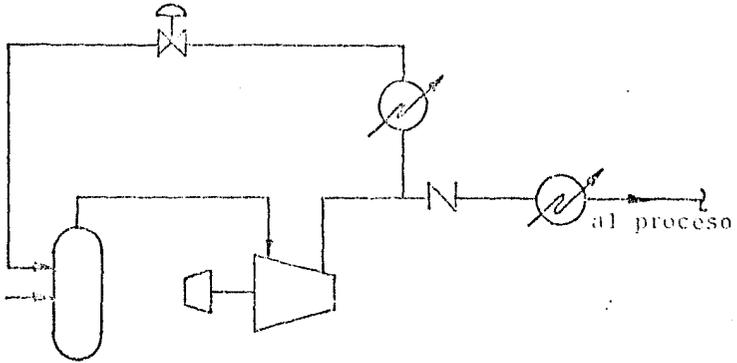


Fig. 3.4.3

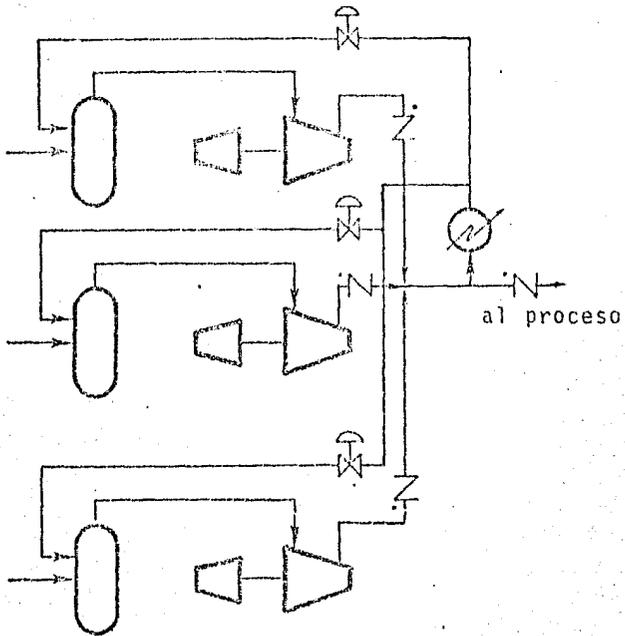


Fig. 3.4.4

punto de diseño, es fundamental en la selección de un compresor centrífugo, desde luego el sistema debe tomarse en cuenta pues es el que determina el punto de operación normal, pero se debe cuidar que este punto no quede cerca del límite de "surge".

El Instituto Americano del Petróleo (API) que es una autoridad reconocida mundialmente, dice en su norma API-617 (Centrifugal compressors, for general refinery services), que el punto de operación normal debe estar a una capacidad cuando menos 10% mayor que la capacidad de "surge". El punto de operación normal podrá estar sobre la curva de velocidad del 100% ó menos, como se solicite, pero el punto de diseño siempre estará sobre dicha curva.

También podrán especificarse otros puntos de operación a velocidades menores que la de diseño si se requieren; lo anterior se representa gráficamente en la fig 3.4.5. En esta figura el punto A está situado sobre el límite de "surge" y a partir de él y hacia la derecha con un 10% más de capacidad se sitúa el punto de operación normal B, a una velocidad menor del 100%. El punto C es el punto de diseño situado sobre la curva del 100% de velocidad; el punto D es el punto de disparo del compresor, es decir, es la velocidad a la cual una sobrevelocidad opera el mecanismo de corte del accionador del compresor. Debe notarse también la importancia de situar el punto de operación normal y el punto de diseño sobre la curva de eficien

cia óptima. En la fig. 3.4.5 se han trazado las curvas de operación del sistema, de eficiencia, de operación del compresor a diferentes velocidades y los límites de "surge" y capacidad.

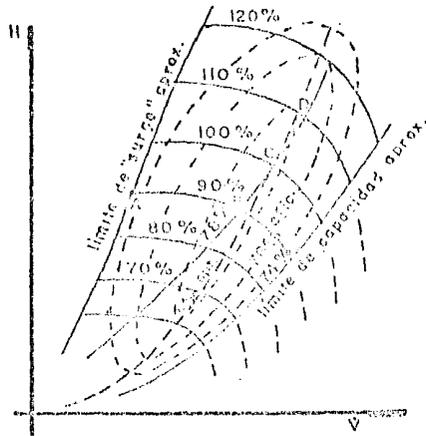


Fig. 3.4.5.

Otro aspecto importante es la selección de un rango aceptable de operación, es decir, no conviene aceptar una curva que cae demasiado porque la estabilidad se reduce 5% por cada impulsor que se considera; por ejemplo si cuatro impulsores presentan un rango de estabilidad del 50%, la adición de dos nuevos impulsores lo reducirá al 40%. También como ya se ha visto el peso molecular del gas manejado afecta el comportamiento del compresor, con gases ligeros el rango de estabilidad se incrementa y con gases pesados se reduce.

### 3.4.3 Límite de capacidad máxima (stone wall)

En compresión, la velocidad del gas manejado es un parámetro que, en el diseño y la operación juega un papel importante en el comportamiento del compresor. Por ejemplo: puede verse en la ecuación 3.3.2 como las pérdidas por vórtice y choque, son directamente proporcionales al cuadrado de las velocidades absoluta y relativa del gas y la fig. 3.3.2 muestra como estas pérdidas reducen el rango de operación estable del compresor.

Los investigadores (Balje, Shapiro, etc.) afirman, que conforme la velocidad del gas se aproxima, iguala ó rebasa a la velocidad del sonido en el medio gaseoso, un gran porcentaje de la energía suministrada al compresor, se disipa en pérdidas de manera que la carga disminuye y el flujo se incrementa hasta un valor denominado "límite de capacidad máxima" que en inglés se conoce como "stone - wall" ó "choke". El fenómeno de "stone wall" no daña físicamente al compresor, solo incrementa el flujo a valores no permisibles por el proceso.

Por definición, la relación que existe entre la velocidad del gas y la velocidad del sonido en el gas, a las mismas condiciones de presión y temperatura, se llama número de Mach  $M$  ó sea:

$$M = v/a$$

3.4.1

donde:

v es la velocidad del gas.

a es la velocidad del sonido en el gas.

También:

$$a = (gRKZT)^{1/2} \quad 3.4.2$$

Para calcular el valor de "a" de acuerdo con la ecuación 3.4.2, se deben conocer Z y T a la entrada del impulsor, (que es el lugar donde ocurren velocidades sónicas) lo cual no es fácil, por lo que se recurre a otro parámetro que el ASME PTC-10 llama número de Mach de la máquina, el cual se define como:

$$M_N \text{ máquina} = u_2/a_0$$

$$a_0 = (gKRZ_1T_1)^{1/2} \quad 3.4.3$$

Donde los valores de  $Z_1$  y  $T_1$  se toman a la entrada del compresor (no en el impulsor) así como en lugar de la velocidad del gas  $W_1$ , se utiliza la velocidad periférica del impulsor  $u_2$ . Las ventajas que presenta el número de Mach de la máquina son obvias; por una parte está la facilidad con que se calcula y por otra proporciona un índice del valor de M a la entrada del impulsor.

En la práctica, se selecciona un valor de  $u_2$  menor que el de la velocidad del sonido en el aire (como modelo de gas ideal) en condiciones estandar (340 m/seg) de manera que siempre se cumpla la siguiente relación:

$$M_N \text{ máquina} = u_2/a_0 < 1 \quad 3.4.4$$

$$u_2 < a_0 \quad 3.4.5$$

Otra causa de "stone wall" es la forma en que el gas entra en el impulsor. Idealmente el gas debe entrar a los álabes siguiendo el ángulo y la geometría de estos (incidencia positiva), pero por guía insuficiente del flujo ó por turbulencia el gas entra bajo un ángulo diferente y si que otra trayectoria (incidencia negativa) lo que da lugar a pérdidas y finalmente a "stone wall"

#### 3.4.4 Vibraciones Mecánicas.

En la selección de un compresor centrífugo, se debe dar particular interés al fenómeno de las vibraciones, en vista de que constituyen la causa más frecuente de fallas, desde luego no es posible eliminar las vibraciones pero si limitarlas dentro de valores permisibles.

El origen de los grandes niveles de vibración se debe principalmente a tres causas: El fenómeno de la resonancia, el desbalanceo de los elementos rotativos y los problemas de inestabilidad hidrodinámica en las chumaceras

La resonancia mecánica ocurre cuando la frecuencia natural del sistema determinada por la masa, la rigidez y la amortiguación de los elementos de la máquina, coincide con alguna frecuencia de operación (las RPM) del equipo las cuales se conocen comunmente como las velocidades crí-

ticas de la unidad.

Durante la selección del equipo debe especificarse claramente que las velocidades críticas deben guardar un margen de seguridad adecuado con respecto a las velocidades de operación; haciendo referencia al API-617 cuarta edición donde se establecen los siguientes límites: 20% arriba de la velocidad máxima continua para flecha y rotor rígidos, 15% por abajo de cualquier otra velocidad de operación y 20% arriba de la velocidad máxima continua para rotor y flecha flexibles para el caso de modos laterales, es decir, para aquellas velocidades críticas que dan lugar a un movimiento de translación de los puntos del eje del rotor en los planos perpendiculares a éste así como de rotación del eje relativo a su posición normal. Para los modos torsionales es decir, para las velocidades críticas que dan lugar a un movimiento rotativo sobre el eje de movimiento del rotor, los límites son: cuando menos el 10% por abajo de cualquier velocidad de operación y cuando menos el 10% por arriba de la velocidad de disparo de la máquina.

El desbalanceo está presente en la construcción del rotor debido a heterogeneidad del material, asimetría en los elementos manufacturados, una distribución no uniforme de masa, etc. Para efectos de selección del compresor es necesario especificar que los elementos rotativos: flecha, impulsores, tambor de balance, etc.; sean balancea

dos dinámicamente, es decir, el eje principal y el eje de rotación deben ser coincidentes. El API-617 cuarta edición dice que los elementos deben balancearse dinámicamente en planos múltiples durante el ensamble y que no más de dos elementos deben balancearse cuando se tienen velocidades mayores de 6 000 RPM, abajo de esta velocidad los elementos deben balancearse en tres planos. Para mayor seguridad en el balanceo es conveniente especificar que el balanceo se haga: durante el ensamble, en planos múltiples (si es el caso), elemento por elemento y finalmente todo el conjunto.

Inestabilidad hidrodinámica en las chumaceras. -- Cuando el rotor se encuentra en reposo descansa sobre la chumacera separada de ella por una finísima película de aceite, es decir, prácticamente existe un contacto de metal a metal; al ponerse en movimiento, las fuerzas centrífugas que tienen lugar dentro de la chumacera crean una "cuña" de aceite la cual mantiene "flotando al rotor" en posición definida, cuando esta cuña se rompe por efectos de la temperatura y la viscosidad del aceite, el rotor "órbita" en una trayectoria no definida. Momentáneamente la cuña llega a formarse para romperse poco después y el rotor rebota de un punto a otro. A este fenómeno se le conoce generalmente como inestabilidad hidrodinámica, el cual se manifiesta por una orbitación no sincrona. Para propósitos de selección el problema de inestabilidad hidrodinámica debe prevenirse -

básicamente mediante la elección adecuada de la chumacera para las condiciones esperadas de servicio y mediante la evaluación numérica de la velocidad de inicio de inestabilidad hidrodinámica que podrá solicitársele al fabricante del equipo para asegurarse de que quede fuera del rango de las velocidades de operación, de la velocidad máxima continua y de la velocidad de disparo.

Se han descrito someramente las causas principales de las vibraciones y la forma en que pudieran evitarse; desde luego es importante notar que estas causas no actúan aisladamente sino que pueden integrarse dos ó tres a la vez por lo que la suma de sus efectos da lugar a grandes niveles de vibración.

Actualmente existen diferentes criterios para fijar los niveles de vibración permisibles los cuales han sido producto de las experiencias propias de los institutos ó similares. Se presentan aquí las gráficas de niveles de vibración permisibles del API-617, cuarta edición y por la norma alemana VDI-2056. Fig. 3.4.6 y Fig. 3.4.7.

Por último en la requisición del equipo, deberá especificarse (aunque el API-617 ya lo menciona) que todo el análisis dinámico de la unidad debe grabarse y que esta grabación deberá proporcionarse al comprador, con el fin de generar la "firma" inicial de la máquina, para compararla posteriormente con otras "firmas" obtenidas durante la operación y poder controlar los niveles de vibración

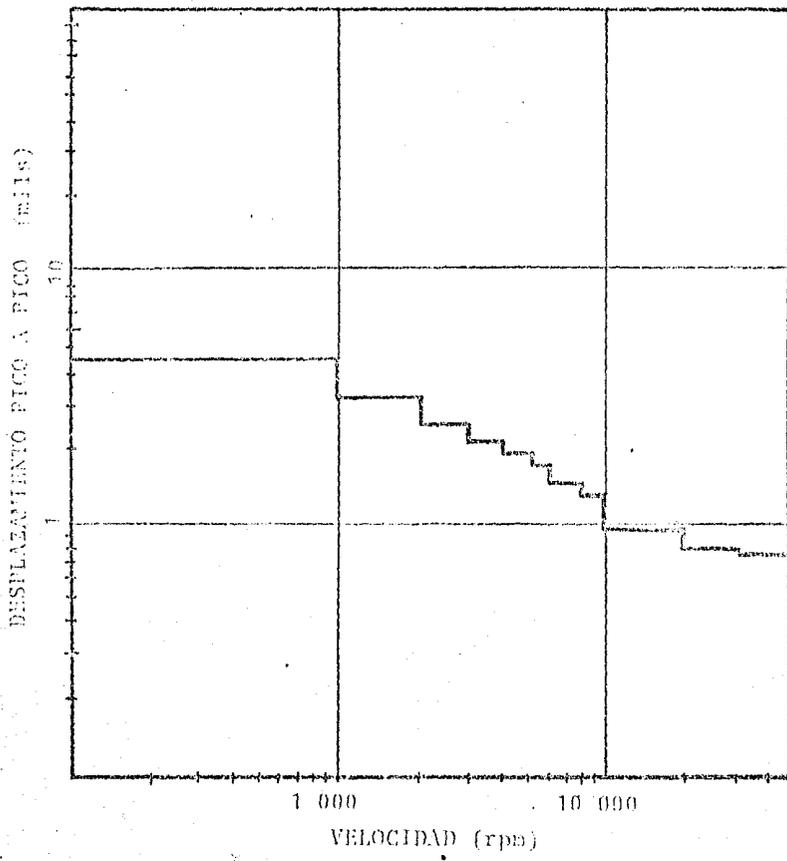


Fig. 3.4.6

1.775			no per- misible
1.105			no per- misible
0.709		no per- misible	no per- misible
0.441	no per- misible		máximo tolerable
0.200	no per- misible	máximo tolerable	máximo tolerable
0.177		máximo tolerable	admisible
0.110	máximo tolerable	admisible	admisible
0.071	admisible	admisible	admisible
0.044	admisible		bueno
0.020			bueno
0.015			
0.011	bueno	bueno	
0.007	bueno		
	grupo K	grupo M	grupo G

Criterio de vibración (Norma Alemana VD12056)

Grupo K Máquinas pequeñas, arriba de 15 KW.

Grupo M Máquinas medianas, 15 a 75 KW ó hasta 500 KW sobre cimentación especial.

Grupo G Máquinas grandes con cimentación rígida y pesada cuya frecuencia natural excede la velocidad de la máquina.

Grupo T Máquinas grandes operando a velocidades arriba de la frecuencia natural de la cimentación (turbomáquinas)

Fig.3.4.7

con programas adecuados de mantenimiento preventivo.

### 3.4.5 Procedimiento de cálculo.

El cálculo del compresor centrífugo no siempre resulta una tarea fácil, sobre todo cuando se maneja un gas de muchos componentes, razón por la cual es necesario disponer de una rutina de trabajo que establezca en forma lógica y sencilla, los pasos a seguir para definir las características técnicas del compresor. Este capítulo establece los pasos necesarios para efectuar el cálculo y la selección preliminar de un compresor centrífugo.

Paso 1.- Condiciones de operación.- Es el conjunto de características físicas del gas y del sitio donde operará el compresor. Deben incluirse:

- a).- Presión del gas a la entrada del compresor en Pa.
- b).- Presión del gas a la salida del compresor en Pa.
- c).- Temperatura del gas a la entrada del compresor en °K
- d).- Volumen de gas que se desea comprimir en MMM-CSD.
- e).- Humedad relativa del sitio donde operará el compresor.

Paso 2.- Análisis de la mezcla.- Se debe tener el análisis químico del gas para saber sus componentes y po-

der determinar las propiedades físicas del gas, ya que como se sabe por las leyes de Dalton, la suma de las propiedades de cada componente, constituyen las propiedades físicas totales del gas.

Paso 3.- Cálculo de los parámetros principales del gas.

a).- Peso molecular.- Se pueden presentar dos casos como se ve enseguida:

Cálculo del peso molecular cuando se conoce la composición molar.- La expresión de la masa  $m$  es:

$$m = nM$$

Donde:

$n$  es el número de moles.

$M$  es el peso molecular.

Pero en el caso de una mezcla.

$$nM = \sum_{i=1}^k n_i M_i \quad 3.4.6$$

Donde:

$n_i$  es el  $i$ ésimo mol del  $i$ ésimo componente.

$M_i$  es el  $i$ ésimo peso molecular del  $i$ ésimo componente.

Dejando a  $M_i$  de la ecuación 3.4.6

$$M = \sum_{i=1}^k (n_i M_i) / n \quad 3.4.7$$

Donde:

$\frac{n_i}{n}$  es la fracción molar.

Cálculo del peso molecular conociendo la fracción masa.- Si se conoce la fracción masa y el peso molecular de cada componente, el peso molecular total de la mezcla gaseosa se calcula de la siguiente manera:

$$\sum_{i=1}^k \% m/M_i = 1/M_w; \text{ y } n_i/n = (m_i/m)(M_w/M_i) \quad 3.4.8$$

b).- Calor específico a presión constante  $c_p$ .- Es la sumatoria del producto del calor específico de cada componente por su correspondiente fracción molar.

$$c_p = \sum_{i=1}^k (n_i/n) c_{p_i} \quad 3.4.9$$

c).- Presión crítica es la sumatoria del producto de la presión crítica de cada componente por su correspondiente fracción molar.

$$P_c = \sum_{i=1}^k (n_i/n) P_{c_i} \quad 3.4.10$$

d).- Temperatura crítica.- Es la sumatoria del producto de la temperatura crítica de cada componente por su correspondiente fracción molar.

$$T_c = \sum_{i=1}^k (n_i/n) T_{c_i} \quad 3.4.11$$

Los valores de  $M_i$ ,  $c_{pi}$ ,  $P_{ci}$  y  $T_{ci}$  para cada componente y en condiciones estándar, se obtienen de la tabla

### 3.4.1.

Finalmente estos parámetros deben presentarse en forma tabular, como se muestra en la tabla 3.4.2.

Cuando la humedad relativa HR es muy alta es necesario corregir el peso molecular de la mezcla gaseosa y como éste afecta el calor específico molar también éste último debe corregirse.

La humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor en la mezcla  $P_v$  y la presión de saturación del vapor a la temperatura de la mezcla  $P_{sv}$ .

$$HR = P_v / P_{sv} \quad 3.4.12$$

La fracción molar del vapor de agua  $F_v$  se define como:

$$F_v = P_v / P \quad 3.4.13$$

Donde:

$P$ .- es la presión absoluta del sistema.

$P_v$ .- es la presión parcial del vapor de agua a la temperatura del sistema.

Y la fracción molar de la mezcla seca es:

$$FM = (P - P_v) / p = (1 - P_v / P)$$

Pero:

$$P_v = (HR) (P_{sv})$$

TABLA 3.4.2.

compo nente	1 fracción molar $n_i/n$	2 peso mo lecular $M_i$	1 x 2 $(n_i/n)M_i$	3 calor especi fico	1 x 3 $(n_i/n)c_{pi}$	4 presión crítica	4 x 1 $(n_i/n)P_{ci}$	5 temp. crit. $T_{ci}$	5 x 1 $(n_i/n)T_{ci}$
1	$n_1/n$	$M_1$	$(n_1/n)M_1$	$c_{p1}$	$(n_1/n)c_{p1}$	$P_{c1}$	$(n_1/n)P_{c1}$	$T_{c1}$	$(n_1/n)T_{c1}$
2	$n_2/n$	$M_2$	$(n_2/n)M_2$	$c_{p2}$	$(n_2/n)c_{p2}$	$P_{c2}$	$(n_2/n)P_{c2}$	$T_{c2}$	$(n_2/n)T_{c2}$
3	$n_3/n$	$M_3$	$(n_3/n)M_3$	$c_{p3}$	$(n_3/n)c_{p3}$	$P_{c3}$	$(n_3/n)P_{c3}$	$T_{c3}$	$(n_3/n)T_{c3}$
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
k	$n_k/n$	$M_k$	$(n_k/n)M_k$	$c_{pk}$	$(n_k/n)c_{pk}$	$P_{ck}$	$(n_k/n)P_{ck}$	$T_{ck}$	$(n_k/n)T_{ck}$
SUMA			$M = \sum_{i=1}^k (n_i/n)M_i$		$c_p = \sum_{i=1}^k (n_i/n)c_{pi}$		$P_c = \sum_{i=1}^k (n_i/n)P_{ci}$		$T_c = \sum_{i=1}^k (n_i/n)T_{ci}$

# "PROPIEDADES DE LOS GASES"

(TABLA DE MATERIA CONDENSABLE DEL NIST'S ASSISTANT ADMINISTRATOR DEPARTMENT OF COMMERCE NATIONAL BUREAU OF STANDARDS)

GAS O VAPORES	HECOTRIMINUCOS SÍMBOLO REFERENCIAL	FÓRMULA QUÍMICA	PESO MOLECULAR	RELACION GAS IDEAL	TEMPERATURA CRÍTICA (°C)	A 50F	Map	A 300F
ACETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.04	1.33	305	597	10.22	12.21
AIRE	N <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	28.97	1.40	347	233	6.95	7.04
AMONIACO	NH <sub>3</sub>	NH <sub>3</sub>	17.03	1.21	1657	731	6.56	9.49
ARGÓN	A	—	39.94	1.66	705	272	4.97	4.07
BENCENO	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.11	1.12	714	1013	16.43	29.17
ISO-BUTANO	IC <sub>4</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.10	559	735	22.10	31.11
n-BUTANO	nC <sub>4</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.09	581	766	22.03	31.09
ISO-PENTENO	IC <sub>5</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70.10	1.10	580	753	20.44	27.61
BUTILENO	nC <sub>4</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.10	1.11	503	756	20.45	10.05
BUTILENO	nC <sub>4</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	44.01	1.20	1073	548	8.71	21.04
BIOXIDO DE CARBONO	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	44.01	1.40	510	242	6.96	7.03
MONOXIDO DE CARBONO	CO	CO	28.01	1.40	510	454	7.50	8.33
—	—	—	12.00	1.25	614	235	7.50	8.33
CLORO	CL <sub>2</sub>	CL <sub>2</sub>	70.91	1.35	1119	751	9.44	6.22
n-HEXANO	nC <sub>6</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	142.28	1.03	320	1115	53.67	74.27
ETANO	C <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	1.19	703	550	12.13	10.23
ALCOHOL ETILICO	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46.07	1.13	927	930	17	21
CLORURO DE ETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> CL <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> CL <sub>2</sub>	61.42	1.19	764	829	14.5	18
ETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	1.23	742	510	10.02	13.21
GAS COMBUSTIBLE (1)	—	—	30.00	1.38	563	264	7.23	7.50
HELIO	He	He	4.00	1.66	33	9	4.97	4.97
n-HEPTANO	nC <sub>7</sub>	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100.20	1.05	397	973	25.22	33.31
n-NOVANO	nC <sub>9</sub>	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	126.17	1.06	440	915	33.87	45.93
HIPOXENO	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	2.02	1.41	188	60	6.65	6.63
ACIDO SULFURICO	H <sub>2</sub> S	H <sub>2</sub> S	34.08	1.32	1306	673	6.09	6.54
METANO	CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub>	16.04	1.31	673	344	6.38	10.25
ALCOHOL METILICO	CH <sub>3</sub> OH	CH <sub>3</sub> OH	32.04	1.20	1157	924	10.5	14.7
CLORURO DE METILO	CH <sub>3</sub> CL	CH <sub>3</sub> CL	50.49	1.20	963	750	11.0	12.4
GAS NATURAL (1)	—	—	16.82	1.27	675	379	8.40	10.02
NITROGENO	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	28.02	1.40	492	228	6.96	7.03
n-NOVANO	nC <sub>9</sub>	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	126.25	1.04	345	1073	48.44	67.04
ISO-PENTANO	IC <sub>5</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	1.03	493	830	27.59	29.70
n-PENTANO	nC <sub>5</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	1.07	180	847	28.27	26.47
PENTILENO	C <sub>5</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70.13	1.03	595	854	25.09	34.46
n-OCTANO	nC <sub>8</sub>	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.22	1.05	332	1025	43.3	50.90
OXIGENO	O <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	32.00	1.40	730	278	6.50	7.24
PROPANO	C <sub>3</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.04	1.13	817	666	16.02	23.57
PROPILENO	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	1.15	663	658	14.75	19.91
GASES DE COMBUSTION (1)	—	—	29.5	1.39	—	—	7.18	7.40
SULFURO	SO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	64.06	1.24	1142	775	9.14	9.79
VAPORES DE AGUA	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	18.02	1.33	3206	1655	7.53	8.92

(1) VALORES APROXIMADOS OBTENIDOS EN UNA CONDENSACION PRELIMINAR  
 (2) VALORES APROXIMADOS OBTENIDOS EN UNA CONDENSACION PRELIMINAR EN LA TEMPERATURA DE CRITICIDAD ACTUAL

Por lo tanto:

$$F_v = (HR) (P_{sv})/P \quad 3.4.14$$

$$FM = 1 - ((HR)(P_{sv}))/P = 1 - F_v \quad 3.4.15$$

El peso molecular corregido  $M_c$  será:

$$M_{c1} = (FM)(M_1) \quad \text{para la mezcla seca} \quad 3.4.16$$

$$M_{c2} = (F_v)(M_2) \quad \text{para el vapor de agua} \quad 3.4.17$$

Si la mezcla gaseosa se hace pasar por un enfriador el peso molecular cambia a la entrada de la sección siguiente debido a que una parte de la mezcla se separa a la presión de enfriamiento quedando la humedad relativa en 100% en nuestro estudio es importante saber la cantidad de agua que se separa de la mezcla al pasar por el enfriador, ésto se calcula como sigue:

Para la misma temperatura del sistema,

$$P_v = P_{sv}$$

Entonces:

$$F'_v = P_v / (P - P_c)$$

Donde:

$P$  es la presión de enfriamiento.

$$FM' = 1 - F'_v \quad 3.4.18$$

Ahora los pesos moleculares corregidos  $M'_c$  serán:

$$M'_{c1} = M_1 FM' \quad 3.4.19$$

$$M'_{c2} = M_2 F'_v \quad 3.4.20$$

La humedad específica  $H_s$ , se define como la relación entre la fracción masa del vapor de agua  $m_v$  y la fracción masa de la mezcla seca  $m_s$ .

$$H_s = m_v / m_s = M'_{c1} / M'_{c2} \text{ (Kg. de agua/Kg. de mezcla seca)} \quad 3.4.21$$

Corrección del calor específico molar a presión constante  $M_{cp}$  debido a humedad relativa.- El calor específico molar de la mezcla húmeda es:

$$M_{cph} = M_{cp} ( M_{c1} + M_{c2} ) / M \quad 3.4.22$$

Donde:

$M_{cp}$  es el calor específico molar de la mezcla

$M$  es el peso molecular de la mezcla.

Entonces:

$$c_p = M_{cph} / ( M_{c1} + M_{c2} ) \text{ (Kj/kg-}^\circ\text{K)} \quad 3.4.23$$

e).-Funciones de compresibilidad.- La ecuación  $PV = RT$  describe el comportamiento de un gas ideal; en la práctica, se usa esta misma ecuación con ciertas modificaciones para gases reales. Tales modificaciones se conocen con el nombre de factores de compresibilidad que tienden a corregir las desviaciones existentes entre gases reales e ideales.

El factor ó función de compresibilidad  $Z$ , se define como:

$$Z = (PV)/(RT) \quad 3.4.24$$

Los valores de Z pueden hallarse en tablas a través de la presión y temperaturas reducidas que se definen como:

$$P_r = P_s/P_c$$

$$T_r = T_s/T_c \quad 3.4.25$$

En las ecuaciones 3.4.25,  $P_s$  y  $T_s$  son la presión y temperatura a la entrada del compresor,  $P_c$  y  $T_c$  son la presión y temperatura en el punto crítico del gas. Según J. P. Holman (1), se puede esperar que un gas cualquiera tenga comportamiento de gas ideal si:

$P_r$  es pequeño comparado con 1.0 ó

$T_r$  es grande comparado con 1.0

En las figuras 3.4.8, 3.4.9, 3.4.10 y 3.4.11 se encuentran valores de Z en función de la presión y temperaturas reducidas. Con el fin de aproximar más el comportamiento de un gas real a un gas ideal, John M. Schultz (17) --- miembro de ASME, introdujo en el diseño y cálculo del compresor centrífugo tres funciones más de compresibilidad llamadas X, Y y L cuyas expresiones matemáticas son:

$$X = (T/V)(\partial V/\partial T)_P - 1$$

$$Y = (P/V)(\partial V/\partial P)_T \quad 3.4.26$$

$$L = (T/P)(\partial P/\partial T)_V = (1+X)/Y$$

También los valores de X, Y y L pueden encontrarse

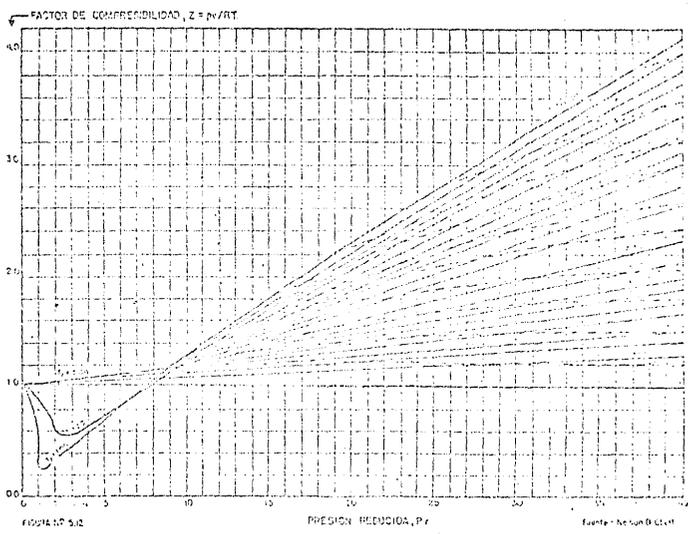


Fig. 3.4.8

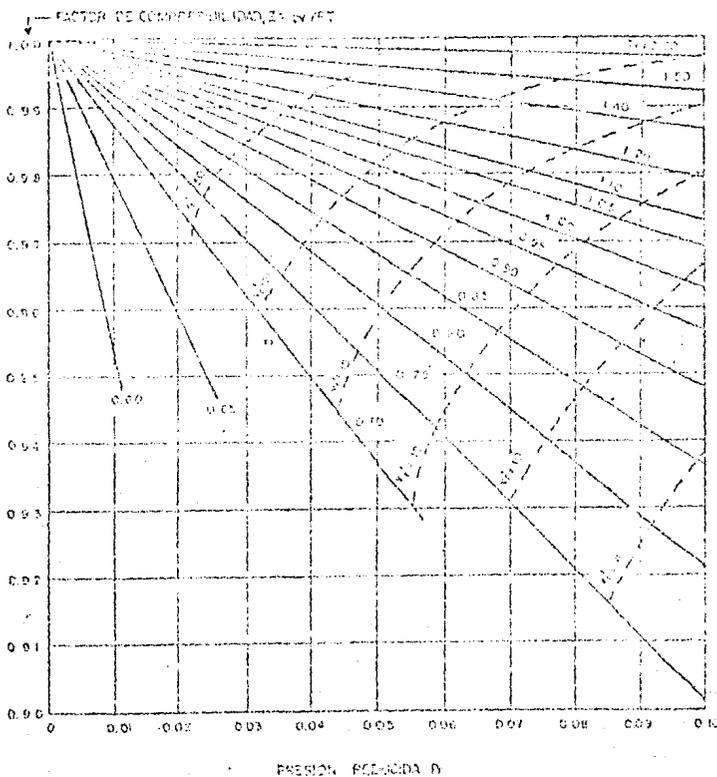


Fig. 3.4.9

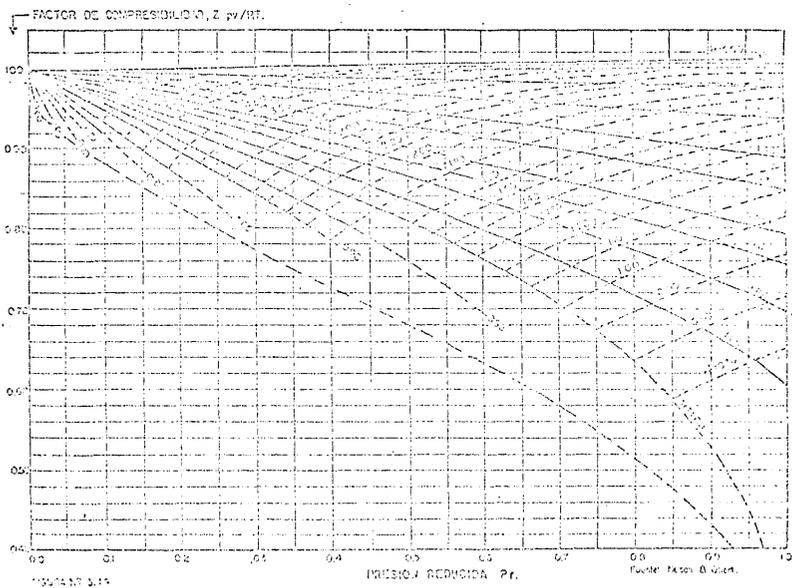


Fig. 3.4.10

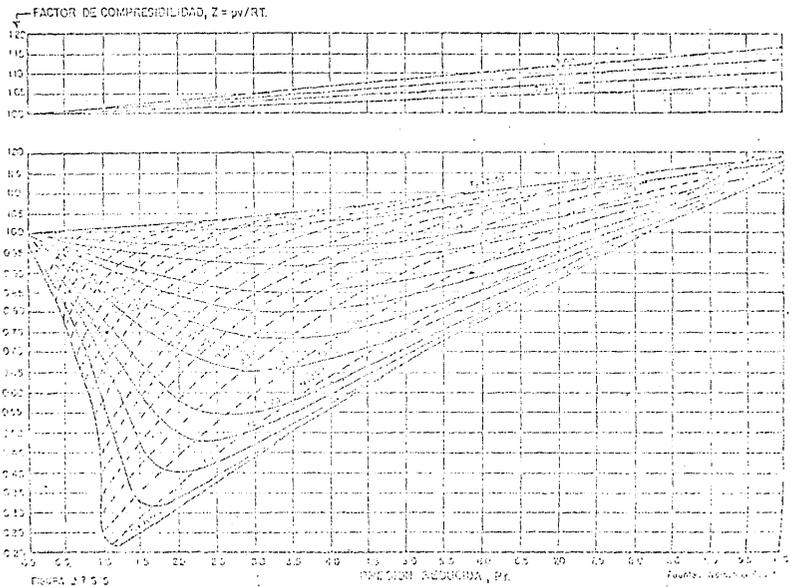


Fig. 3.4.11

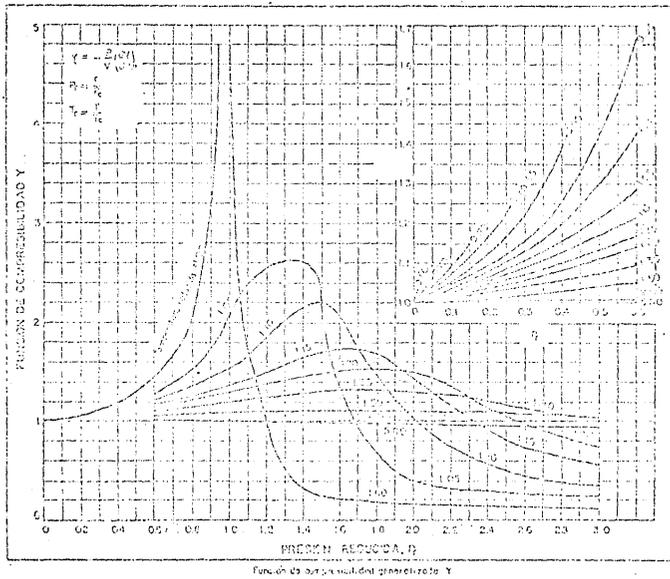


Fig. 3.4.12

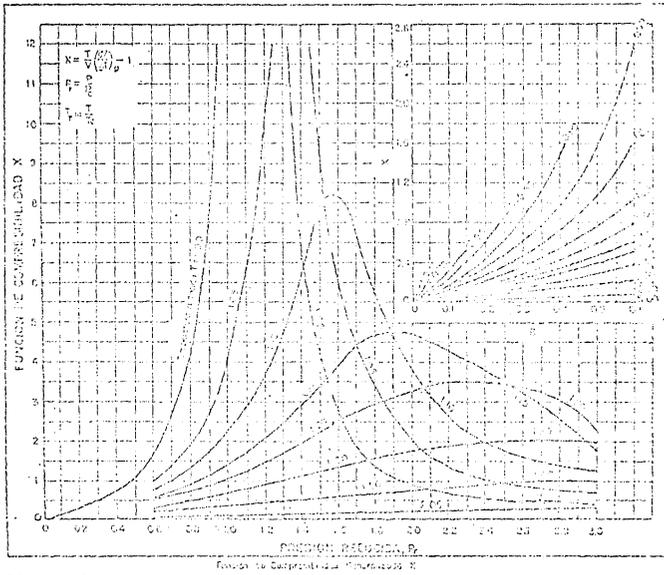


FIGURA NO 3.17

Fig. 3.4.13

a través de la presión y temperatura reducidas como se muestra en las figuras 3.4.12 y 3.4.13.

f).- Gasto masa.- El gasto masa puede calcularse a partir del gasto volumétrico, de la siguiente manera:

v	m
$(m^3/\text{seg}), P(\text{Pa}), T(^{\circ}\text{K}), M$	$(PVM)/(8\ 314.32\ ZT)$
$(\text{ACFii}), P(\text{psia}), T(^{\circ}\text{R}), M$	$7.042 \times 10^{-4} \times (PVM)/ZT$
$(\text{SCFM}), M$	$2 \times 10^{-5} (VM)/Z$
$(\text{SCFH}), M$	$3.32 \times 10^{-7} (VM)/Z$
$(\text{MMSCFD}), M$	$1.383 \times 10^{-2} (VM)/Z$
$(\text{moles}/\text{min}), M$	$(VM)/60$
$(\text{moles}/\text{hora}), M$	$(VM)/3600$
$(m^3/\text{seg}), P(\text{bar}), T(^{\circ}\text{K}), M$	$(10^5 PVM)/(8\ 314.32ZT)$

g).- Relación de presión.- Comercialmente existen compresores centrífugos de un paso para trabajar con relaciones de presión de hasta 5:1 y experimentalmente hasta de 7:1 pero esto trae como consecuencia un aumento de temperatura considerable que afecta a las terminales de los diafragmas pues los dilatan, por lo tanto se ha establecido para los compresores centrífugos, un rango admisible de temperatura de trabajo entre 477.4 y 502.2 °K y -- una relación de presión de 2 a 3 ó un poco mayor, si no se rebasa el rango de temperatura, porque si esto sucede se debe emplear más de una etapa con un interenfriador en tre cada una.

Mediante la optimización de la ecuación 2.3.44 se encuentra que para minimizar el trabajo que se le suministra al compresor para elevar, por ejemplo, la presión de un gas ideal de  $P_1$  a  $P_4$  mediante dos etapas de compresión (fig. 3.4.14) debe cumplirse que:

$$P_2 / P_1 = P_4 / P_3 \quad y$$

$$T_1 = T_3$$

Gráficamente:

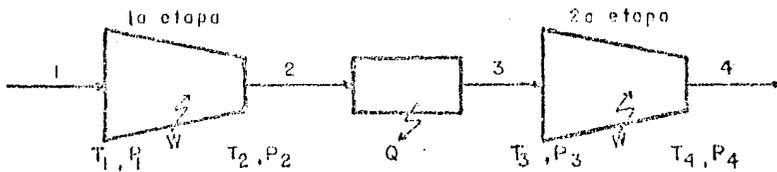


Fig. 3.4.14

Es idealmente en un plano  $T - s$ , fig. 3.4.15

En otras palabras las temperaturas de admisión y las relaciones de presión deben ser iguales. También el producto de las relaciones de presión parciales debe ser igual a la relación de presión total, es decir.

$$P_2 / P_1 = \pi'_1$$

$$P_4 / P_3 = \pi'_2$$

$$\pi = (\pi'_1)(\pi'_2)$$

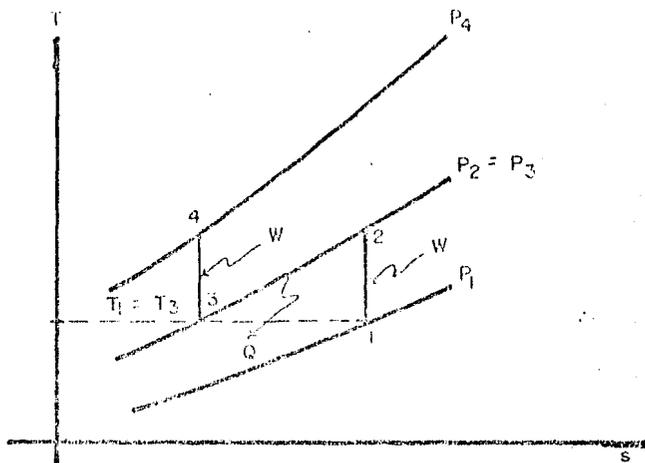


Fig. 3.4.15

Pero:

$$\pi_1 = \pi_2$$

Por lo tanto:

$$\pi = \pi_1^2$$

$$\pi_1 = (\pi)^{1/2} = \pi_2$$

En general, si son necesarias n etapas de compresión, la relación de presión por etapa es:

$$\pi_i = (\pi)^{1/n} \quad 3.4.27$$

Donde:

$$i=1,2,3,\dots,n$$

h).- Temperatura y presión a la descarga.- Se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$T_2 = (P_2')^{(n-1)/n} \quad 3.4.28$$

$$P_2 = P_1 \eta_2' \quad 3.4.29$$

i).- Rendimiento politrónico.- Es la relación de la potencia de compresión del gas y la potencia absorbida por el compresor. En las figuras 2.3.10, 2.3.11, 2.3.12 y 2.3.13 aparecen los valores de  $\eta_{pol}$  para diferentes valores de  $k$  y de  $P_d/P_s$ . Mediante la siguiente ecuación se encuentra el valor de  $k$ .

$$k / (k-1) = Mc_p / Ru$$

j).- Exponente politrónico.- Se puede calcular con la ecuación 2.3.43 ó bien en función de los factores de compresibilidad  $X$  y  $Y$ .

$$n = 1 / ( Y_m (1+X) ) \quad 3.4.30$$

$$m = ( (k-1)/k ) ( (1/\eta_{pol}) + X_m ) / (1+X_m)^2 \quad 3.4.31$$

Donde:

$$X_m = (X_1 + X_2) / 2$$

$$Y_m = (Y_1 + Y_2) / 2$$

$X_m$  es el valor medio de la función de compresibilidad  $X$

$Y_m$  idem para  $Y$

$X_1$  y  $Y_1$ , se calculan considerando la presión y la temperatura reducidas a la entrada del compresor y  $X_2$  y  $Y_2$  se calculan con la presión y la temperatura reducidas a la

salida del compresor ( ver inciso e )

k).- Velocidad del sonido.- Se calcula usando la --  
ecuación 3.4.3

l).- Diámetro del impulsor.- Para calcularlo se uti-  
liza la ecuación 3.3.2 y se considera una velocidad perifé-  
rica u menor que la velocidad del sonido en condiciones es-  
tándar. Se elige también un coeficiente de flujo en la fig.  
3.3.1.

m).- Carga politrópica  $H_p$ .- Se calcula usando la --  
ecuación 2.3.44

n).- Número de impulsores.- Se calculan usando la -  
siguiente ecuación [10]

$$N^{\circ} \text{ de impul.} = H_p / (u^2 \text{ máx. } \sqrt{\rho_0}) \quad 3.4.32$$

o).- Velocidad periférica.- Se calcula despejando a  
u de la ecuación 3.4.2

p).- Número de Mach.- Se calcula con las ecuaciones  
3.4.4.

q).- Verificación del coeficiente de flujo.- Tiene  
como finalidad ver la dispersión que existe entre el su-  
puesto valor de  $\phi$  y su nuevo valor considerando el diáme-  
tro calculado y la velocidad periférica calculada; se uti-  
liza nuevamente la ecuación 3.3.2

r).- Velocidad angular de la flecha N.- Se determina con la siguiente ecuación:

$$N = (60 u_2) / (\pi D_2) \quad (\text{rpm}) \quad 3.4.33$$

s).- Potencia real absorbida por el gas ó Gas HP.- Se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{Gas HP} = (\dot{m} \text{ HP}) / \eta_{\text{pol}} \quad 3.4.34$$

t).- Pérdidas mecánicas y de reductor.- Para las pérdidas mecánicas se considera un 2% del Gas HP y para las pérdidas en el reductor se considera un 5% del Gas HP.

u).- Potencia en la flecha ó potencia del accionador BHP.- Es la suma de la potencia del gas más las pérdidas mecánicas y por reductor ó incrementador.

$$\text{BHP} = \text{Gas HP} (1.07)$$

3.4.5.1 El método de cálculo ASME-PTC-10.- John M. Shultz (17) miembro de ASME desarrolló en 1969 un método para la prueba y diseño de compresores centrífugos, conocido como método ASME-PTC-10. A través del análisis politrópico el autor genera tres funciones más de compresibilidad que él llama X, Y y L y proporciona además las gráficas para X y Y. Enseguida se desarrolla un ejemplo sencillo donde se sigue el método de este investigador.

Un compresor centrífugo comprime 2.4 MMMSD de un gas cuya humedad relativa (HR) es del 100% de 0.758 MPa y

305.4 °K a 7.23 MPa. Los componentes del gas son los siguientes:

	% masa	peso molecular.
1.- Hexano ( $C_6H_{14}$ )	23	86.172
2.- I Butano ( $C_4H_{10}$ )	14	56.104
3.- Hidrógeno (H)	9	2.016
4.- Metano ( $CH_4$ )	54	16.042

Encontrar:

- La potencia del accionador considerando que en el interenfriador se tiene una caída de presión de 0.068 MPa.
- El número de etapas y el diámetro de los impulsores.
- La temperatura a la descarga.
- La velocidad en RPM.

De acuerdo con el procedimiento de cálculo descrito en el párrafo 3.4.5, se tiene:

Paso 1.- Naturaleza de la mezcla gaseosa: gas limpio.

Paso 2.- Condiciones de operación:

Presión de succión  $P_s = 0.758$  MPa.

Presión a la descarga  $P_d = 7.23$  MPa.

Temperatura a la entrada  $T_1 = 305.4$  °K

Paso 3.- Análisis de la mezcla: Para calcular el peso molecular, se emplea la fórmula 3.4.8

hexano	$23/(100 \times 86.172) = 0.0026$
I butano	$14/(100 \times 56.104) = 0.0024$
hidrógeno	$9/(100 \times 2.016) = 0.044$
metano	$54/(100 \times 16.042) = 0.033$
SUMA	0.083

Peso molecular  $M_w = 1/0.083 = 11.98(\text{kg/kg-mol})$

Para calcular la fracción molar se emplea la fórmula

la 3.4.8, entonces:

hexano	$0.0026 \times 11.98 = 0.0319$
I butano	$0.0024 \times 11.98 = 0.0298$
hidrógeno	$0.044 \times 11.98 = 0.5348$
metano	$0.033 \times 11.98 = 0.4032$
SUMA	0.9997

Con el fin de abreviar, se pasará directamente a la formulación de la tabla 3.4.2.

Corrección del peso molecular de la mezcla por humedad relativa.

Fracción molar del vapor de agua =

$$1 \times 0.04999 / 7.876 = 0.006347$$

Fracción molar de la mezcla seca =

$$1 - 0.006347 = 0.9936$$

Gas	M	% mol	% mol x M
Mezcla seca	11.98	0.9936	11.90
Vapor de agua	18.016	0.006347	0.1143
SUMA			12.017

CONSTANTES FISICAS DE LA MEZCLA.

	1	2	1x2	3	1x3	4	1x4	5	1x5
componente	fracc molar	peso mo lecular	$\%n_i/nM_i$	$c_{pi}$	$n_i/n_{c_{pi}}$	Pcriti ca $P_{ci}$	$n_i/nP_{ci}$	Tcritica	$n_i/n_{T_{ci}}$
hexano	0.0319	86.172	2.740	34.9	1.11	440.0	14.036	913.79	29.14
I butano	0.0298	56.104	1.670	20.9	0.622	563.0	16.77	255.29	7.60
hidrógeno	0.5348	2.016	1.078	6.9	3.69	305.71	163.48	74.34	39.75
metano	0.4032	16.042	6.460	8.59	3.46	673.1	271.39	343.91	138.66

Constantes físicas  
de la mezcla.

$$M_w = 11.98$$

$$c_p = 8.885$$

$$P_c = 3.21 \text{ MPa.}$$

$$T_c = 119.37 \text{ °K}$$

$$R = R_u / M_w = 8.314 / 11.98 (\text{Kj/Kg °K}) / (\text{Kg/mol °K}) = 0.69398$$

$$(\text{J/Kg °K})$$

La humedad específica es:

$$Hs_1 = m_v/m = 0.1143/11.90 = 0.0096 \text{ (Kg agua/Kg de gas seco)}$$

Corrección del calor específico molar a presión constante por humedad relativa.

$$Mc_p(\text{gas seco}) = 8.885$$

$$Mc_p(\text{gas húmedo}) = Mc_p(Mh/Hs) = 8.885 \times (12.017/11.98) = 8.912$$

$$c_p(\text{gas húmedo}) = 8.912/12.017 = 0.7416 \text{ (Btu/lb } ^\circ\text{F)} \\ = 0.7416 \times 4.191 = 3.108 \text{ (Kj/Kg } ^\circ\text{K)}$$

La constante específica del gas húmedo es:

$$R = R_u/M = 8.314/12.017 = 691.853 \text{ (J/Kg } ^\circ\text{K)}$$

$$R = 0.6918 \text{ (Kj/Kg } ^\circ\text{K)}$$

La relación de calores específicos  $k$  se determina como sigue:

$$k/(k-1) = Mc_p/R_u = 37.35/8.314 = 4.492$$

Despejando  $k$ .

$$k = 4.492(k-1) = 4.492k - 4.492$$

$$3.492k = -4.492$$

$$k = -4.492/-3.492 = 1.28$$

Hasta aquí se han cubierto los incisos a), b), c) y d) del paso 3.

e).- Funciones de compresibilidad.-

$$P_r = P_1/P_c = 0.758/3.21 = 0.2362$$

$$T_r = T_1/T_c = 305.4/119.37 = 2.5583$$

$$Z_1 = 1.0$$

$$X_1 = 0$$

$$Y_1 = 1.0$$

f).- Gasta masa.- Debe calcularse en primer lugar el flujo volumétrico corregido, lo cual se hace de acuerdo con la siguiente expresión:

$$P_s V_s / T_s R = P_n V_n / Z_n T_n R$$

Donde:

$$P_s = 0.101 \text{ MPa ( 14.7 psia )}.$$

$$V_s = 2.407 \times 10^6 \text{ MUSD}$$

$$Z_s = 1.0$$

$$T_s = 288.73 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_n = 0.758 \text{ MPa} = 7.595 \times 10^5 \text{ ( N/m}^2 \text{ )}$$

$$Z_n = 1.0$$

$$T_n = 305.4 \text{ }^\circ\text{K}$$

Despejando a  $V_n$  y sustituyendo:

$$\begin{aligned} V_n &= ( P_s V_s Z_n T_n ) / ( Z_s T_s P_n ) = ( 0.101 \times 2.407 \\ &\times 10^6 \times 1.0 \times 305.4 ) / ( 1.0 \times 288.73 \times 0.758 \times 24 \times 60 ) \\ &= 235.5 \text{ m}^3/\text{min}. \end{aligned}$$

Flujo volumétrico actual (MCHA) = 235.5 ( m<sup>3</sup>/min)

De la siguiente expresión:

$$\dot{m} = ( P_n V_n ) / ( Z_n R T_n ) = ( 7.595 \times 10^5 \times 235.5 ) / ( 1.0 \times 691.853 \times 305.37 ) = 846.6 \text{ ( Kg/min )}$$

$$\dot{m} = 14.11 \text{ ( Kg/seg )}.$$

$$\rho = \dot{m} / V_n = 846.6 \text{ ( Kg/min )} / 235.5 \text{ ( m}^3\text{/min )} = 3.5948 \text{ ( Kg/m}^3\text{)}$$

g).- Relación de presión.- La relación de presión total es:

$$\pi = P_d / P_s = 7.23 / 0.758 = 9.54$$

h).- Temperatura a la descarga T<sub>2</sub>

$$T_2 = T_1 ( 9.54 )^{0.331} = 305.37 ( 2.197 )$$

$$T_2 = 644.23 \text{ }^\circ\text{K}$$

Debido a que T<sub>2</sub> rebasa el rango de temperatura, será necesario considerar dos etapas con un interenfriador entre una etapa y otra.

Cálculo de la primera etapa.

La relación de presión por etapa es:

$$\pi_{1,2} = ( 9.54 )^{1/2} = 3.08$$

y la temperatura a la descarga es:

$$T_2 = T_1 (\hat{\eta}_1)^{(n-1)/n} = 305.37 (3.08)^{0.331}$$

$$T_2 = 443.09 \text{ } ^\circ\text{K} = 337.56 \text{ } ^\circ\text{F} = 169.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La presión a la descarga es:

$$\hat{\eta}_1 = P_2/P_1$$

$$P_2 = \hat{\eta}_1 P_1 = 3.08 (0.758) = 2.32 \text{ MPa.}$$

Los parámetros reducidos son:

$$P_{rel} = P_3/P_c = 2.33/3.21 = 0.7258$$

$$T_{rel} = T_3/T_c = 443.09/119.37 = 3.711$$

Entonces las funciones de compresibilidad son:

$$X_2 = 0.0$$

$$Y_2 = 1.0$$

$$Z_2 = 1.0$$

$$X_m = (0+0)/2 = 0$$

$$Y_m = (1 + 1)/2 = 1$$

i).- Rendimiento politrópico.- El valor de k es:

$$k/(k-1) = (Mc_p)/Ru = 37.35/8.314 = 4.492$$

$$y, (k-1)/k = 1/4.492 = 0.2226$$

$$k = 1.2863$$

En las figs. 2.3.10 y 2.3.11 para una relación de presión de 3.08,  $k = 1.2873$ , un valor estimado de  $\eta_{ad}$  de 0.6 e interpolándose encuentra que  $\eta_{pol}$  es igual a 0.672

j).- Exponente politrópico.- También de la ecuación 2.3.43, se tiene:

$$(n-1)/n = (k-1)/k\eta_{pol} = (1.2863 - 1)/(1.2863 \times 0.672) = 0.332$$

$$n = 1/(1 - 0.332) = 1.49$$

k).- Velocidad del sonido.- De la ecuación 4.4.12 se tiene:

$$c = (gkRZ_1T_1)^{1/2} = (1.2873 \times 691.853 \times 305.37)^{1/2}$$

$$c = 521.50 \text{ ( m/seg )}$$

l).- Diámetro del impulsor.- Para calcular el diámetro del impulsor, se considerará una velocidad periféri-

ca menor que la velocidad del sonido en condiciones estándar ó 0.8c, lo que sea menor.

$$u = 325 \text{ ( m/seg ) } ; u = 0.8c = 0.8(522.3) = \\ = 417.84 \text{ ( m/seg )}$$

Si se considera  $\bar{Q} = 0.1$

$$\bar{Q} = ( 3.056 ) / (D^2 u)$$

$$D^2 = ( 3.056 ) / (\bar{Q} u)$$

Sustituyendo:

$$D = ((3.056 \times 8343.34) / (0.1 \times 1066.0))^{1/2} = \\ = 15.465'' \quad 15.5'' = 0.394 \text{ (m)}$$

m).- Carga politrópica.

$$H_{pol} = (((1+1)/2)(691.853)(305.37)((1.4952/ \\ (0.4952/1.4952) \\ 0.4952))((3.08) \quad , \quad - 1 )) \\ = 637 \ 827.6 \ (0.4513) = 287 \ 855.74 \text{ (J/Kg)}$$

n).- Número de impulsores.- De acuerdo con la ecuación 3.4.32 y considerando que para el mejor punto de diseño del compresor  $\psi = 0.49$ , se tiene:

$$\text{Nº de impulsores} = ( H_{pol} ) / ( u^2 \psi \eta_{pol} ) \\ = ( 287 \ 855.74 ) / ( (325)^2 \times 0.49 \times 0.672 \\ = ( 287 \ 855.74 ) / 34 \ 780.2 \\ = 8.27$$

El número de impulsores es: 8.0

o).- Velocidad periférica.- De acuerdo con la ecuación 3.4.32 es:

$$u_2 = (287\ 855.74 / 8.0 \times 0.672 \times 0.49)^{1/2} = 330.56$$

(m/seg)

p).- Número de Mach M:

$$M = u/c = (330.56 / 521.50) = 0.633$$

q).- Verificación del coeficiente de flujo

$$= (3.056 \cdot Q / (D^2 u)) = (3.056 \times 8\ 343.34) / ((15.5)^2 \times 1\ 094.23) = 0.0978 \approx 0.1$$

r).- Velocidad angular de la flecha N.-

$$N = (60 u_2 / (\pi D_2)) = (60 \times 330.56) / (\pi \times 0.394)$$

$$N = 16\ 023.39 \approx 16\ 000 \text{ rpm.}$$

s).- Potencia real absorbida por el gas.- De acuerdo con la ecuación 3.4.34, esta potencia es:

$$\begin{aligned} \text{Potencia del gas} &= (\dot{m} H_{pol}) / \eta_{pol} = \\ &= (14.11 \times 287\ 855.74) / 0.672 \\ &= 6\ 044\ 113.6 \text{ ( J/seg )} \\ &= 6\ 044.1 \text{ ( Kw )} \\ &= 8\ 105.26 \text{ ( HP )} \end{aligned}$$

Cálculo de la segunda etapa.- Se calcula de manera similar a la primera etapa hasta el inciso s.

Al pasar el gas por el intercambiador de calor su

temperatura disminuye de 443.09 °K hasta 305.4 °K y pasa a ser nuevamente un gas húmedo debido a que la humedad relativa vuelve a ser 100%, entonces es necesario calcular --- otra vez para las nuevas condiciones, el peso molecular, - la constante particular y el calor específico del gas.

La presión de salida del gas al abandonar la primera etapa, disminuye en 0.069 MPa (10 psia)

$$P_2 = 2.33 - 0.069 = 2.261 \text{ MPa.}$$

Para 305.4°K la presión de saturación del vapor de agua es de 4.99 KPa, entonces:

$$\% \text{ mol de vapor de agua} = 0.0499/23.542 = 0.00212$$

$$\% \text{ mol de gas seco} = 1-0.00212=0.9978$$

Gas	M	% mol	% mol x M
Mezcla seca	11.98	0.9978	11.954
Vapor de agua	18.016	0.00212	0.0381
SUMA			11.9921

$$H_{s2} = 0.0381/11.9921 = 0.0031 \text{ (Kg de agua/ Kg de gas seco)}$$

La cantidad de agua que se retira en el separador es:

$$H_{s1} - H_{s2} = 0.0096 - 0.0031 = 0.00642$$

(Kg de agua / Kg de gas seco)

Con el aumento de la temperatura, el calor especí

fico cambia a:

Componente	% mol	$M_{c_p}$	% mol $\times M_{c_p}$
Hexano	0.0319	47.178	1.5049
I butano	0.0298	28.62	0.8528
Hidrógeno	0.5348	6.98	3.7329
Metano	0.4032	10.27	4.1408
SUMA			10.2314

$$M_{c_p} = 10.23$$

Corrección del calor específico por humedad relati

va:

$$M_{c_p} \text{ ( gas húmedo )} = M_{c_p} (M_h/M_s) = 10.23(11.9921/11.98) = 10.24 \text{ (Btu/lb-mol } ^\circ\text{F)}$$

$$c_p = 10.24/11.9921 = 0.853889 \text{ (Btu/lb - } ^\circ\text{F)}$$

$$= 4.191 \times 0.853889 = 3.5786 \text{ (Kj/Kg } ^\circ\text{K)}$$

$$M_{c_p} = 11.9921 \times 3.5786 = 42.915$$

$$R = R_u/M = 8.314/11.9921 = 693.289$$

$$k/(k-1) = M_{c_p}/R_u = 42.915/8.314 = 5.161$$

$$(k-1)/k = 0.19373$$

$$k-1 = 0.19373 k$$

$$k - 0.19373k = 1$$

$$k = 1/0.80627 = 1.240$$

Cálculo de los factores de compresibilidad a la succión.

$$Pr_1 = P_2/P_c = 2.261/3.21 = 0.704$$

$$Tr_1 = T_1/T_c = 305.37/119.37 = 2.55$$

$$X_1 = 0.0$$

$$Y_1 = 1.0$$

$$Z_1 = 0.98$$

y a la descarga.

$$Pr_2 = P_s/P_c = 7.23/3.21 = 2.252$$

$$Tr_2 = T_d/T_c = 443.09/119.37 = 3.711$$

$$X_2 = 0.0$$

$$Y_2 = 1.0$$

$$Z_2 = 1.0$$

$$X_m = (X_1 + X_2) / 2 = 0/2 = 0$$

$$Y_m = (Y_1 + Y_2) / 2 = (1+1)/2 = 1.0$$

Cálculo del exponente politrópico.

$$m = \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \frac{1}{\eta_{pol}} + X_m \right) \left( \frac{Y_m}{1+X_m} \right)^2 =$$

$$m = \left( \frac{0.19373}{1} \right) \left( \frac{1.0}{0.672} + 0.0 \right) \left( \frac{1.0}{1.0+0.0} \right)^2$$

$$m = 0.3312$$

$$n = 1.0 / \left( Y_m - m(1-X_m) \right) = 1.0 / (1.0 - 0.3312 \times (1.0 - 0))$$

$$n = 1.0 / 0.6688 = 1.4952$$

Velocidad del sonido.

$$c = (KRT_1)^{1/2} = (1.240 \times 693.289 \times 305.37)^{1/2}$$

$$c = 512.367$$

Diámetro del impulsor.- En esta etapa se considera otra vez la velocidad periférica igual a 325 m/seg. y  $\bar{\phi} = 0.1$ , el flujo volumétrico  $\dot{V}$  será:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= m/\rho \\ &= P/ZRT_1 = 23.12(\text{Kg}/\text{cm}^2) / (110 \times 83.14 \text{ bar} \cdot \text{cm}^3/\text{g} \\ &\quad \text{mol } ^\circ\text{K} \times 1.019 \text{ Kg}/\text{cm}^2/\text{bar} \times 1000 \text{ g}/\text{Kg} \times 10^6 \\ &\quad \text{m}^3/\text{cm}^3 \times 305.37^\circ\text{K} \\ &= 10.71 (\text{Kg mol}/\text{m}^3)\end{aligned}$$

$$\dot{m} = 14.11 (\text{Kg}/\text{seg}).$$

$$\dot{V} = (14.11 \times 60) / 10.71 = 79.04 (\text{m}^3/\text{min})$$

Entonces:

$$D^2 = (0.02122 \dot{V}) / \phi u = (0.02122 \times 79.04) / (0.1 \times 325)$$

$$D^2 = 0.051607 (\text{m}^2)$$

$$D = 0.2277 \text{ m}$$

Se encontrará generalmente que los fabricantes de compresores centrífugos disponen de impulsores cuyos diámetros son cuando menos de 28 cm por lo tanto en este caso si se desea se selecciona de la fig. 3.3.1 un coeficiente de flujo menor que 0.1, por ejemplo 0.06. El diámetro D será:

$$D^2 = 1.6772 / (0.06 \times 325) = 0.086 \text{ m}^2.$$

$$D = 0.2932 \text{ m}.$$

Cálculo de la carga pelitrópica.

$$H_p = (1.0 \times 693.289 \times 305.37 \times (1.4952 / 0.4952)) \left( (3.08)^{0.33119} - 1 \right) = 639\,233.2119 (0.45145) =$$

$$H_p = 288\,584.0384 \text{ ( J/Kg )} = 288.58 \text{ ( KJ/Kg )}$$

$$\begin{aligned} \text{N}^\circ \text{ de impulsores} &= H_p / (u^2 \text{ máx } \eta_{\text{pol}}) = \\ &= 288\,584.0384 / ( (325)^2 \times 0.49 \times \\ &0.672 ) = 8.297 \end{aligned}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de impulsores} = 8.0$$

El número de Mach M es:

$$u_2 = \left( H_p / \text{No. impuls. } \eta_{\text{pol}} \right)^{1/2} =$$

$$(288\,584.0384 / (8 \times 0.672 \times 0.49))^{1/2}$$

$$u_2 = 330.98$$

$$M = 330.98 / 512.367 = 0.645$$

Corrección del diámetro del impulsor.

$$D^2 = 10.02122 \times 79.04 / (0.06 \times 330.98) = 0.0844$$

$$D = 0.291 \text{ m}.$$

Cálculo de la potencia del gas.

$$\text{Potencia del gas. Gas HP} = (mH / \eta_{\text{pol}}) 10^{-3}$$

$$\text{Gas HP} = (14.11 \times 288\,584.0384 \times 10^{-3}) / 0.672 =$$

$$= 6\ 059.4\ \text{Kw} = 8\ 125.78\ \text{HP}$$

La potencia total del gas es igual a la potencia en la primera etapa más la potencia del gas en la segunda etapa:

$$\text{Gas HP primera etapa} + \text{Gas HP segunda etapa.}$$

$$= 8\ 105.26\ \text{HP} + 8\ 125.78\ \text{HP} = 16\ 231.04\ \text{HP}$$

Cálculo de la potencia del accionador ó BHP

$$\text{BHP} = \frac{\text{Gas HP. totales}}{\text{x pérdidas mecánicas}}$$

Las pérdidas mecánicas son aproximadamente un 2% de la potencia del accionador, luego entonces:

$$\text{BHP} = 16\ 231.04 \times 1.02 = 16\ 555.66$$

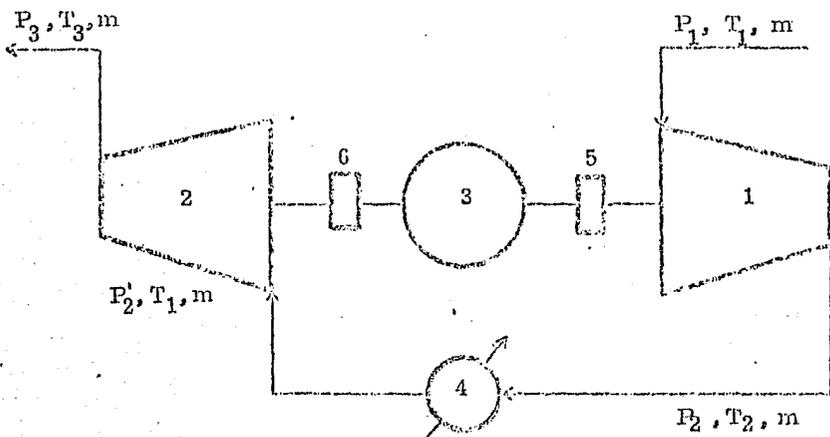
#### 3.4.5.1.1.- Selección Preliminar.

De acuerdo con el cálculo efectuado anteriormente la selección preliminar del equipo es:

- a).- El equipo constará de dos etapas de compresión.
- b).- La primera y segunda etapas constarán de 8 impulsores.
- c).- El diámetro de los impulsores de la primera etapa es de: 0.394 m.

- d).- El diámetro de los impulsores de la segunda etapa es de: 0.2932 m.
- e).- La velocidad periférica  $u_2$  para los impulsores de la primera y segunda etapas es de: 331 (m/seg)
- f).- Entre una etapa y otra deberá colocarse un intercambiador de calor.
- g).- La potencia al freno total del accionador es de: 20 000 HP.
- h).- Las velocidades de operación son:  
 Para la primera etapa: 16 000 RPM.  
 Para la segunda etapa: 20 000 RPM.

El arreglo del proceso en un diagrama de flujo es:



$$P_1 = 0.758 \text{ MPa.}$$

$$T_1 = 305.4 \text{ °K}$$

$$P_2 = 2.33 \text{ MPa.}$$

$$P_2' = 2.261 \text{ MPa.}$$

$$\dot{m} = 14.11 \text{ ( Kg/seg )}$$

$$T_2 = 443.09 \text{ °K}$$

$$P_3 = 7.23 \text{ MPa.}$$

$$T_3 = 443.09 \text{ °K}$$

1.- Primera etapa de compresión.

2.- Segunda etapa de compresión.

3.- Accionador.

4.- Intercambiador de calor.

5,6.- Engranajes.

#### 4.0 Selección de Sistemas Auxiliares.

Los sistemas que complementan al compresor centrífugo son:

Sistema de Lubricación y Aceite al Sello.

Sistema de Sellado.

Sistema de Control e Instrumentación.

En la selección de estos sistemas se debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

Condiciones de carga, flujo, velocidad.- Por necesidades del sistema son variables que no pueden cambiarse pero definen aproximadamente el tipo de sistema requerido.

Tipo de servicio.- Existen dos tipos definidos: el servicio continuo y el servicio intermitente. En el primero el compresor trabaja durante un gran número de semanas ó meses ininterrumpidamente y para, solo por necesidad de mantenimiento, en el segundo la operación del compresor se hace ocasionalmente y por breve tiempo, supeditado a un programa diario o semanal de arranque y paro. El tipo de servicio así como las condiciones de carga, flujo y velocidad; definen específicamente el sistema requerido.

Mantenimiento.- Se debe elegir el sistema más simple y funcional sin sacrificar la eficiencia y la confiabilidad del servicio; es decir, se preferirán los sistemas con un menor número de partes, instrumentación mínima pero suficiente y elementos que por su uso sean fácilmente reem

plazables. En resumen el sistema deberá tener mantenimiento mínimo.

Costo.- Siempre será factible contar con el sistema más elaborado que se quiera, pero ésto no significa que se tenga una mayor eficiencia pero seguramente sí el mayor costo. A menos que el servicio lo requiera y que se haya hecho el análisis de otras alternativas y por lo tanto sea absolutamente necesario adquirir un sistema de tal naturaleza, entonces podrá elegirse; de lo contrario es mejor rechazarlo.

4.1.- Sistema de lubricación y aceite al sello.- Tiene como función disminuir la fricción y arrastrar el calor generado entre las superficies en contacto y movimiento.

Los elementos mecánicos en maquinaria rotatoria que deben ser lubricados son los cojinetes y sellos ya -- que los primeros soportan el peso del equipo así como los esfuerzos axiales y radiales y los segundos, deben sellar el paso del gas, por esta razón están sometidos a una --- gran temperatura.

La tabla 4.1.1 se emplea como guía para elegir el tipo de lubricante a emplear en el sistema.

La lubricación por grasa se puede hacer manualmente por inyección directa ó mediante un dispositivo automático que alimente grasa a determinados intervalos.

El sistema de lubricación más común para compreso

TABLA 4.1.1

G R A S A	A C E I T E
1.- La temperatura es menor que 90°C ( 200°F )	1.- Las velocidades son altas.
2.- Baja Velocidad.	2.- La Temperatura es elevada.
3.- Se requiere protección especial contra la entrada de materias extrañas.	3.- Se usan fácilmente sellos a prueba de aceite.
4.- Se desean alojamientos sencillos para los cojinetes.	4.- El tipo de cojinete no es adecuado para lubricar con grasa.
5.- Se necesita operar en períodos largos sin proporcionar atención.	5.- El cojinete se lubrica desde un sistema central que sirve también para otras piezas de la máquina.

res industriales es el de lubricación forzada ó presurizada que se describe a continuación:

4.1.1.- Sistema presurizado de lubricación y aceite de sello.- Consta de los siguientes elementos:

Recipiente de aceite.

Bombas y accionadores.

Enfriadores.

Filtros.

Acumuladores.

Tanque elevado.

Purificadores.

Trampas de drenaje.

Tambor de degasificado.

Tubería.

Controles e instrumentación.

Todos los elementos anteriores se colocan generalmente so  
bre una plataforma ó patín donde se han hecho los apoyos  
y preparaciones necesarias para interconectarlos; el con-  
junto total suele llamarse, la consola de lubricación. --  
Fig. 4.1.1. El Instituto Americano del Petróleo (API) en  
su especificación número API-614 (Lubricación, Shaft-Sea-  
ling, and Control Oil Systems for Special-Purpose Applica-  
tions) define las características técnicas de los elemen-  
tos anteriores y presenta también diferentes diagramas de  
circuitos de lubricación e instrumentación y control, por  
lo tanto al emplear un sistema de lubricación forzada se  
tendrá que hacer mención de tal especificación. Sin embar-  
go se comentarán con base en las publicaciones especiali-  
zadas algunos puntos que el API-614, deja a criterio del  
comprador.

Bombas.- Se recomienda el uso de dos bombas y una  
de emergencia si se especifica. Si al comprar el equipo  
principal se compra también un buen lote de refacciones y  
si además se desarrolla un programa completo de manteni-  
miento preventivo, no habrá necesidad de una tercera bom-  
ba; ahora si el costo por el paro del proceso es alto, en  
tonces sí está justificado.

Se recomienda accionar la bomba principal con tur

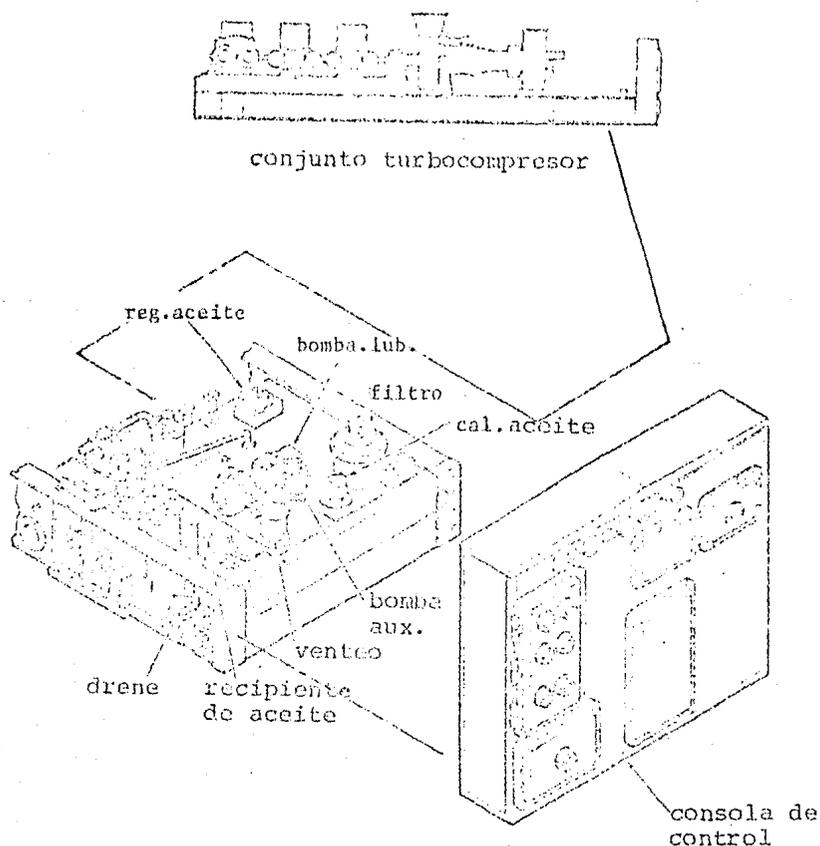


Fig. 4.1.1

bina de vapor y la de relevo con motor eléctrico. La eficiencia de las turbinas de vapor pequeñas es muy baja por lo cual a menos que se disponga de vapor sobrante entonces sí conviene usar turbina de vapor de lo contrario será mejor accionarla también con motor eléctrico ó a través de bandas y poleas con potencia del motor del compresor.

También se deja a criterio del comprador especifi

car bomba centrífuga ó de desplazamiento positivo. Si las condiciones de carga y capacidad llevan a especificar una centrífuga, entonces se justifica de lo contrario es mejor una bomba de desplazamiento positivo debido a que para carga y gasto pequeños las bombas centrífugas presentan baja eficiencia.

Cambiadores de calor y filtros.- Se recomienda el uso de dos elementos iguales; sin embargo si el servicio es intermitente no es necesario y se especificará solamente uno.

Purificadores y separadores de humedad.- Es importante especificar este equipo debido a que la presencia de líquido en el interior del compresor provoca los siguientes problemas:

Alta vibración.

Desbalanceo del rotor.

Picado y erosión de los álabes.

Obturación de los pasajes del difusor.

Por lo tanto la eficiencia del purificador debe ser alta si se desea evitar lo anterior. La tabla 4.1.2 muestra la eficiencia de varios purificadores en función del tamaño de las gotas de líquido, en micrones:

Una forma sencilla de seleccionar un separador es calificar al gas de proceso como gas húmedo ó gas lleno de impurezas; para el primer caso un separador sin filtro es suficiente y para el segundo uno con filtro es

TABLA 4.1.2

Separador	Tamaño de la gota en micrones.	Eficiencia %
Ciclónico	8	90
Paletas	8	90
Malla metálica	3	90
Con filtro	1	99

el adecuado.

Tambor de degasificado.- Cuando el gas de proceso es contaminante y/o corrosivo, es necesario especificar este elemento cuya función consiste en separar este gas de la corriente de aceite que proviene de los sellos y que previamente ha sido atrapado por las trampas de aceite.

4.2. Sistema de sellado.- El sistema de sellado tiene como función impedir ó minimizar las fugas del gas de proceso asimismo evitar la entrada de aire, cualquier otro gas ó partículas extrañas que puedan contaminarlo.

Se describen a continuación los sellos más usuales en la industria y después la forma en que se combinan para formar junto con el flúido (aceite ó gas) inyectado y otros elementos (educto, bombas, filtros, cambiadores de calor, tubería, etc.) el sistema de sellado.

4.2.1.-Sellos.- Una consideración importante en la selección del sello es que debido al tambor de balance la presión en el sello por el lado de la descarga es ligeramente

te superior a la presión del lado de la succión por lo tanto un sello se selecciona en base a la temperatura y naturaleza del gas de proceso y no en base a la presión.

Los sellos más comunes son:

Sello de laberinto en sus diferentes formas.

Sellos con anillos de carbón.

Sello de contacto mecánico.

Sello de película líquida.

4.2.1.1.- Sello de laberinto.- Existen dos tipos: el sello de laberinto recto y el sello de laberinto sinuoso y sus variantes.

El sello de laberinto recto fig. 4.2.1 es el más económico consiste de una serie de aletas agudas que han sido maquinadas en un anillo estacionario en el que se mantiene un claro de 1.5 a 2.0 milésimas por pulgada de diámetro. Las aletas son de aluminio para bajas temperaturas y de acero para altas temperaturas. Este sello se usa cuando el gas de proceso es barato, limpio no inflamable ni tóxico; ya que permite fugas considerables de gas.

El sello de laberinto sinuoso figs. 4.2.2 y 4.2.3, consiste de aletas estacionarias, y móviles las primeras semejantes a las del sello de laberinto recto y las segundas son maquinadas sobre la camisa de la flecha. La eficiencia de este sello con respecto a la del sello de laberinto recto es 60% más alta. Se utiliza cuando se tienen alta presión y temperatura en aire ó cualquier otro gas no peligroso.

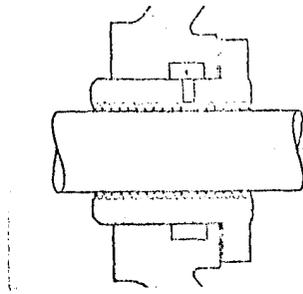


Fig. 4.2.1

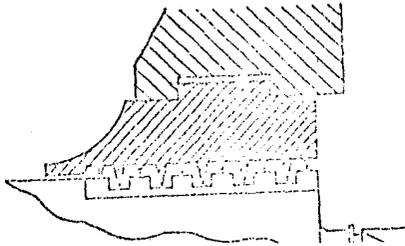


Fig. 4.2.2

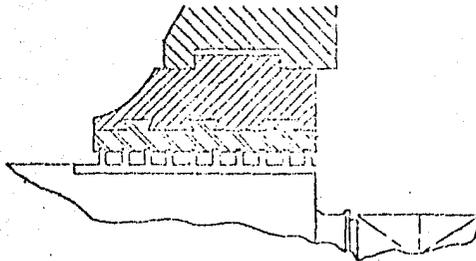


Fig. 4.2.3

4.2.1.2.- Sello con anillos de carbón.- Los elementos que sellan el paso del gas son los anillos de carbón ó el anillo de carbón si solo es uno. La eficiencia de este sello con respecto a la del sello de laberinto recto es 80 % más alta. Se utiliza cuando se tienen gases limpios y no tóxicos, ni inflamables, temperaturas de hasta 805 °K (900°F) y velocidades de 4573.17 m/min (15 000 FPM) y mayores. Se puede usar en compresores con flecha flexible dado que este sello absorbe las oscilaciones cuando se pasa por las velocidades críticas. Cada anillo de carbón soporta hasta 1.034 MPa. Las fugas a través de este sello están en función de la amplitud del collarín que contiene los anillos de carbón y del número de anillos de carbón para una presión y temperaturas determinadas. Aunque el claro entre sello y flecha puede reducirse a un mínimo, ésto ocasiona un mayor desgaste en el sello por lo que su frecuencia de reemplazo es mayor que el de un sello de laberinto; ésto sin embargo se compensa por el bajo costo de un anillo de carbón.

El sello con anillos de carbón se ilustra en la Fig. 4.2.4.

4.2.1.3.- Sello de contacto mecánico.- La fig. 4.2.5 ilustra la forma de este sello el cual consiste de una manga de contacto estacionaria, un anillo giratorio y entre estas dos partes y girando se encuentra un anillo de carbón. Las caras de cada uno de estos elementos están lapeadas y

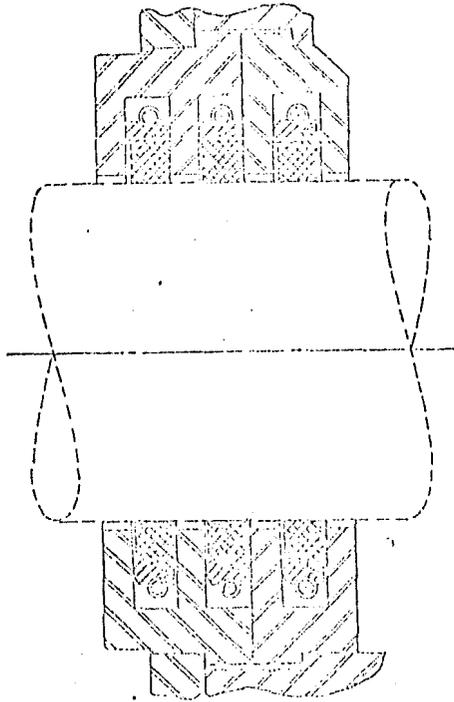


Fig. 4.2.4

acabadas a espejo de manera que existe entre ellas un contacto máximo. Las caras se juntan por la acción de pequeños resortes colocados alrededor del sello los cuales --- ejercen una fuerza sobre la parte estacionaria la que a su vez actúa sobre los anillos que están enchavetados a la flecha. Este sello es particularmente útil cuando se

tienen gases corrosivos, tóxicos y/o inflamables.

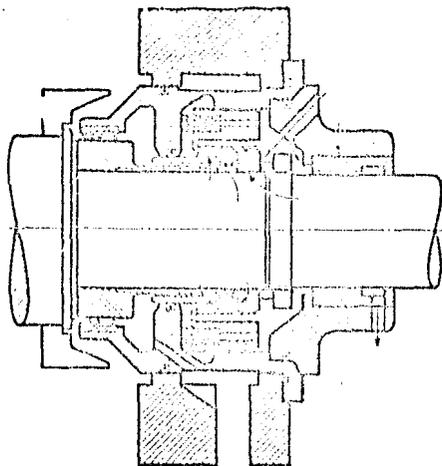


Fig. 4.2.5.

4.2.1.4.- Sello de película líquida.- Consiste de dos bujes ó camisas, una giratoria ( la camisa de la flecha ) y otra estacionaria, entre las cuales se inyecta un fluido ( generalmente aceite ) que mantiene una película entre ellas que lubrica e impide el paso del gas de proceso hacia afuera del compresor. La presión del aceite inyectado debe ser ligeramente superior en 34.47 Pa a la presión de descarga del gas de proceso. Existe una pequeña cantidad de aceite que fluye transversalmente al sello, la cual se

lleva a las trampas de aceite.

Los sellos descritos aquí de ninguna manera son los únicos al contrario pueden encontrarse en el mercado diferentes diseños pues ello depende de la investigación y fabricación de los productores de sellos.

4.2.2.- Sistemas de sellado.- Un sistema de sellado generalmente consta de uno ó dos sellos como los descritos anteriormente en combinación con un líquido ( generalmente aceite ) ó gas (  $CO_2$ , Aire, N, ) que los lubrica y enfría e impide ó minimiza la fuga del gas. Se expondrán aquí, - tres sistemas de sellado: El sistema de evacuación, el sistema de inyección de líquido y el sistema de inyección de gas.

4.2.2.1.- Sistema de evacuación.- En este sistema se usa uno ó más sellos como los ya descritos y el gas de proceso que se fuga a través de ellos se succiona y de esta forma se reduce la presión entre el gas de proceso y la presión atmosférica; por lo tanto, aire atmosférico penetra en la cámara eductiva. Si se permite cierta contaminación del gas de proceso por aire, entonces el gas recogido de los sellos se lleva otra vez a la succión del compresor; si no, se envía a la atmósfera. En la Fig. 4.2.6 puede verse el arreglo de este sistema.

4.2.2.2.- Sistema de inyección de líquido.- Como su nombre lo indica se trata de inyectar un líquido, que puede

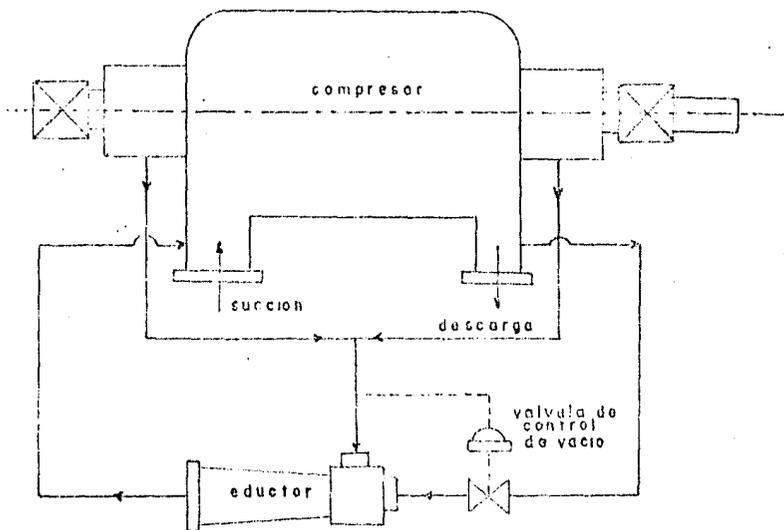


Fig. 4.2.6

ser agua aunque generalmente es aceite, entre uno ó más sellos, cuya función es lubricar y sellar el paso del gas. Además como se mencionó anteriormente, este sistema cuenta con el dispositivo de recuperación de aceite, mismo que se ilustra en la fig. 4.2.7.

#### 4.2.2.3.- Sistema de inyección de gas.

Se ha utilizado en las refinerías como un medio para sellar totalmente la fuga de gases tóxicos e inflamables. En un sistema de este tipo es común emplear un doble sello de laberinto. Otras combinaciones de sello han sido también usados dependiendo de las cantidades permisibles de gas inyectado fugando a la atmósfera y penetrando al compresor.

Los gases usados para este sistema de sellado son: Aire,  $CO_2$  ó Nitrógeno. El gas se inyecta a una presión ligeramente superior a la del gas de proceso (de 0.136 a - 0.340  $Kg/cm^2$ ) de manera que penetra en el compresor junto con el gas de proceso. El arreglo es particularmente práctico cuando se utiliza el sello de contacto mecánico y sellos con anillos de carbón. El arreglo empleado es similar al de la fig. 4.2.6 por lo que en la fig. 4.2.8 se ilustra únicamente la disposición de los sellos y las direcciones de los gases.

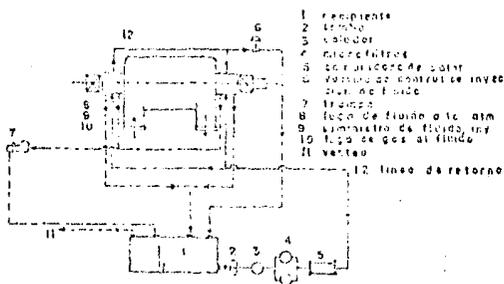


Fig. 4.2.7

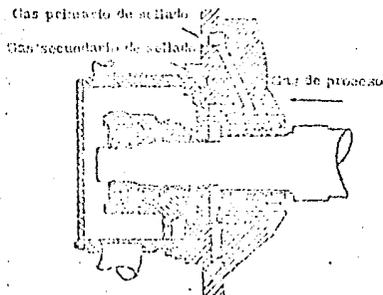


Fig. 4.2.8

#### 4.3.- Sistema de control e instrumentación.

El sistema de control e instrumentación es el medio que permite modular la presión y el flujo. La necesidad de control, reside en el hecho de que el proceso puede ser variable, es decir, existe un rango amplio y definido de carga en el cual se ha de trabajar, si este es el caso, entonces al hacer la selección del compresor se debe definir el sistema de control adecuado. Hay tres formas básicas de controlar un compresor centrífugo:

Control por estrangulación.

Control por variación de la velocidad.

Control por álabes guía.

##### 4.3.1.- Sistema de control.

4.3.1.1.-Control por estrangulación.- Esta forma de control se emplea cuando se tiene velocidad constante (como sucede en los motores eléctricos). La estrangulación puede hacerse en la descarga ó en la succión del compresor, operando manualmente una válvula. La estrangulación en la descarga induce una gran pérdida de potencia y un riesgo potencialmente alto de caer en la zona inestable del compresor por lo cual esta forma de control debe rechazarse siempre que sea posible. El estrangulamiento a la succión presenta las siguientes ventajas: Su operación es más simple que el estrangulamiento a la descarga, el efecto en la descarga es proporcional a la estrangulación es decir si el compresor tiene una relación de presión de 8:1, el

estrangulamiento de un KPa significa un estrangulamiento de 8 KPa en la descarga; se incrementan los MCMA debido a la reducción de la presión; la operación del compresor se acerca al punto de máxima eficiencia así como también se aleja del punto de "surge" y finalmente presenta menor consumo de potencia que el estrangulamiento a la descarga. Las ventajas de esta forma de control son obvias y debe considerarse para efectos de selección.

4.3.1.2.- Control de álabes guía.- Consiste en colocar, generalmente en el primer paso, una serie de pequeños álabes móviles, cuya función es modificar los diagramas de velocidad del compresor y por lo tanto crear condiciones de carga y descarga, siguiendo las necesidades del proceso. Como en el caso del estrangulamiento en la succión, también los álabes guía incrementan los MCMA por la de -- presión que se crea. La desventaja principal de este sistema de control es el atascamiento de los álabes guía por depósito de sólidos lo cual hace que el mantenimiento sea frecuente. Este sistema fue muy empleado en Europa y actualmente no se usa; no obstante si se espera operar con cargas parciales durante mucho tiempo, entonces sí se justifica.

#### 4.3.2.- Instrumentación.

Los parámetros que se registran en el proceso de compresión son la presión, la temperatura y el flujo en -

todos aquellos lugares donde una variación apreciable de ellos puede traer consigo un problema de operación ó de proceso.

La instrumentación mínima, los paros y alarmas especificados por API-617 cuarta edición se muestran en la tabla 4.3.1.

TABLA 4.3.1.

	Indicador	Alarma	Paro
Presión a la entrada (en cada sección)*	X		
Temp. a la entrada (en cada sección)*	X		
Presión a la salida (en cada sección)*	X		
Temp. a la salida (en cada sección)*	X	X	
Presión del gas de referencia		X	X
Presión dif. en el tambor de balance.	X	X	X
Presión diferencial del gas Buffer	X	X	X
Flujo total del compresor**	X		
Flujo reciclado**	X		
Peso molecular del gas (ó gravedad esp.)**	X		

\*.- A enudo no suministrado por el vendedor.

\*\*.- Usualmente no suministrado por el vendedor.

La tabla anterior complementa a la información pa

ra la instrumentación requerida por API-614 y que se muestra a continuación en la tabla 4.3.2.

TABLA 4.3.2.

	Alarma Paro	
Baja presión del aceite lub. para cada nivel	x	x
Bajo nivel en el recipiente para cada partida	x	
Bajo nivel del aceite de sello ó baja presión diferencial de el aceite de sello para cada - partida.	x	x
Alto nivel del tanque elevado para cada parti- da.	x	
Alta temp. en el metal del cojinete de empuje para cada partida (El comprador especificará el arreglo requerido)	x	
Marcha de la bomba de relevo para cada parti- da (no se requiere si la alarma proviene del motor de arranque)	x	
Alta presión diferencial en el filtro de acei- te para cada partida.	x	

Los parámetros pueden registrarse localmente ó --- bien en un centro de control general ó ambos si se desea. El tipo de tablero para los instrumentos deberá ser adecuado para el tipo de área en el que se vaya a operar, en la tabla 4.3.3 se presentan los tableros clasificados por - NEMA según las condiciones de operación que se tengan.

Deberá especificarse que toda la instrumentación - sea etiquetada en idioma español y en unidades del siste- ma internacional e inglés.

TABLA 4.3.3

DESCRIPCIÓN SIMPLIFICADA DE LOS DIFERENTES TIPOS DE CAJA  
O GABINETE SEGUN DESIGNACIONES DE NEMA Y CONNIE

- Definición.- GABINETE.- Es un recinto o recipiente, que rodea o aloja un equipo eléctrico, con el fin de protegerlo contra las condiciones externas y con objeto de prevenir a las personas de contacto accidental con partes vivas.
- TIPO 1.- USOS GENERALES.- Diseñado para uso en interiores, en áreas donde no existen condiciones especiales de servicio, y proteger el contacto accidental de personas con el equipo protegido
- TIPO 2.- A PRUEBA DE GOTEO.- Diseñado para uso en interiores, proteger el equipo contra goteo de líquidos no corrosivos y contra la salpicadura de lodos.
- TIPO 3.- PARA SERVICIO INTEMPERIE.- Diseñado para uso en exteriores y proteger el equipo que encierran contra tolvaneras y aire húmedo. Gabinete metálico resistente a la corrosión.
- TIPO 3R.- A PRUEBA DE LLUVIA.- Diseñado para uso en exteriores y proteger el equipo que encierran contra la lluvia. Gabinete metálico resistente a la corrosión.
- TIPO 4.- HERMETICO AL AGUA Y AL POLVO.- Diseñado para equipo expuesto directamente a severas condensaciones externas, salpicaduras de agua o chorro de manguera.
- TIPO 4X.- HERMETICO AL AGUA, POLVO Y RESISTENTE A LA CORROSIÓN.- Debe cumplir con los mismos requisitos que se indican para gabinetes Tipo 4, y además ser resistentes a la corrosión (con acabado especial para resistir corrosión o gabinete hecho de poliéster).
- TIPO 5.- HERMETICO AL POLVO.- Diseñado para uso en interiores y proteger el equipo que encierran contra el polvo.
- TIPO 6.- SUMERGIBLE, HERMÉTICO AL AGUA Y AL POLVO.- Diseñado para uso en interiores y exteriores, en caso de inmersión ocasional, caída de chorros directos de agua, polvos o pelusas.
- TIPO 7.- A PRUEBA DE GASES EXPLOSIVOS.- (Equipo encerrado en aire) Diseñado para uso en atmósferas peligrosas Clase 1 Grupos B, C ó D (ver Código - Nac. Eléct.) y soportar una explosión interna sin causar peligros externos.

(Continuación)

- TIPO 8.- A PRUEBA DE GASES EXPLOSIVOS.- (Equipo encerrado - en aceite) Diseñado para el mismo fin que el Tipo 7 pero su equipo trabaja sumergido en aceite y evitar cualquier posibilidad de chispas que se produzcan, arriba del aceite.
- TIPO 9.- A PRUEBA DE POLVOS EXPLOSIVOS.- (Equipo encerrado en aire) Diseñado para uso en atmósferas peligrosas Clase II Grupos E, F y G. (ver Código Nac. --- Eléct.) y evitar el ingreso de cantidades peligrosas de polvos explosivos.
- TIPO 10.- PARA USO EN MINAS.- Diseñado para uso en minas, -- cumpliendo los requisitos para atmósferas que contienen mezclas de metano y aire. Gabinete a prueba de explosión con juntas y seguros adecuados.
- TIPO 11.- RESISTENTE A LA CORROSIÓN.- (Equipo encerrado en - aceite) Diseñado para proteger al equipo contra -- condensaciones externas de líquidos corrosivos, humos y gases corrosivos. Gabinete resistente a la - corrosión.
- TIPO 12.- USO INDUSTRIAL, HERMETICO AL POLVO Y AL GOTEÓ.- Diseñado para uso en interiores y proteger el equipo contra fibras, insectos, pelusas, polvos, salpicaduras ligeras, goteos y condensaciones externas de líquidos.
- TIPO 13.- USO INDUSTRIAL, HERMETICO AL ACEITE Y AL POLVO.- - Diseñado para uso en interiores y proteger el equipo contra aceites, líquidos refrigerantes y polvos Principalmente en gabinetes de dispositivos piloto para máquinas herramientas.

#### 4.4.- Coples.

Son los elementos que unen al motor con el compresor. Su función aparte de transmitir potencia evitan (dentro de un rango pequeño) el desalineamiento de la unidad asimismo, permiten un ligero movimiento axial de la flecha y absorben las vibraciones torsionales. Es evidente que aunque un buen cople tenga las propiedades anteriores no significa que el desalineamiento y las vibraciones deban permitirse, al contrario, deberán corregirse inmediatamente para no ocasionar daños mayores.

En forma general los coples se dividen en coples de baja velocidad ó estándar y coples de alta velocidad ó de alto comportamiento. Ambos tipos pueden transmitir alta potencia bajo la condición de que sean lubricados por un flujo continuo de aceite para remover el calor generado. Estos coples se presentan actualmente en diversas formas pero la mayoría puede clasificarse como rígido ó flexible

Para accionadores de compresores se utiliza el cople flexible en sus diferentes presentaciones: De engranes, de disco flexible, de resortes y rejillas y de elementos de caucho. De este grupo de coples los tres primeros se recomiendan cuando se manejan altas cargas y cuando no se tienen restricciones de temperatura. El cople de engranes presenta además las ventajas sobre los otros que puede transmitir más potencia por kilogramo y por centímetro de diámetro y es más confiable y seguro; su desventa-

ja principal desde luego es el desgaste de los dientes el cual es gradual y cuando éste es completo el efecto es la pérdida de potencia sin que el cople vuele en pedazos.

Los coples de elementos de caucho ó de material sintético se utilizan cuando se tienen cargas ligeras y limitaciones de temperatura. Estos coples tienen la gran propiedad de absorber en un rango mayor que los de otros tipos de coples las vibraciones torsionales, el desalineamiento angular y paralelo y el desplazamiento axial.

Otro elemento importante que se integra a los coples es el espaciador que permite desacoplar sin tener que mover el accionado ó el accionador, siempre que no se tengan limitaciones de espacio es conveniente y recomendable solicitarlo cuando se compra el equipo.

Por otra parte, es conveniente al comprar el equipo especificar que el cople cumpla con el API-671 (Special-Purpose Couplings for Refinery Services) donde se establecen el diseño básico, los materiales, la calidad y las pruebas a que deben someterse estos elementos.

#### 4.5.- Chumaceras.

Las chumaceras como elementos mecánicos cumplen diversas funciones como son las de soportar la carga (manteniendo baja la fricción) y controlar la posición del rotor, hasta introducir amortiguamiento al sistema rotor-chumaceras, cuya función es atenuar las amplitudes de vi-

bración, las fuerzas que se transmiten a los pedestales y el ruido que se presenta en maquinaria de alta velocidad.

La tabla 4.5.1 que se presenta a continuación muestra la clasificación de chumaceras.

Por el tipo	Por la Dirección	Por el tipo de Lubricante.	Por el régimen de fluido.
Rodamientos ó baleros	Axiales	Compresible	Laminar
Lubricados con fluido	Radiales Combinados	Incompresible	Turbulento

Tabla 4.5.1

Las chumaceras lubricadas con fluido se dividen a su vez en hidrostáticas, hidrodinámicas e híbridas.

La selección de chumaceras depende de factores tales como: carga, temperatura, velocidad, confiabilidad, estabilidad, durabilidad, estructura de soporte, corrosión, etc.

El uso de los rodamientos ó baleros se limita a -- condiciones de operación moderadas, es decir baja carga, - temperaturas de hasta 130°C y velocidades de hasta 16 000 RPM cuando se manejan cargas ligeras. La temperatura es el factor limitante de carga en los rodamientos, más allá de 130°C la capacidad de carga disminuye hasta un 40%.

Cuando los factores de selección que se mencionaron llegan a ser muy altos es necesario recurrir a alguna

chumacera lubricada con flúido que cumpla con ese factor extremo.

Chumaceras hidrodinámicas.- El movimiento excéntrico del rotor crea una cuña de flúido entre las partes estacionaria y móvil de esta chumacera en la que por efecto del movimiento relativo se genera una distribución de presión. Su capacidad de carga puede considerarse entre moderada y alta y su rigidez puede variar dentro de un amplio rango mediante la modificación de alguno de los parámetros de diseño.

Chumaceras hidrostáticas.- Soportan las cargas aplicadas por el rotor mediante una capa de lubricante que se introduce a presión mediante una fuente externa de alimentación tal como una bomba ó un compresor. Su uso se recomienda cuando se requieren capacidad de carga y rigidez altas.

Chumaceras híbridas.- Combinan los efectos de una chumacera hidrodinámica y una hidrostática por lo que su capacidad de carga depende de la suma de estos efectos.

Entre las chumaceras lubricadas con flúido de uso común se encuentran las siguientes, mismas que se esquematizan en la fig. 4.5.1

Cilíndrica simple.- Es el tipo más sencillo de chumacera, su aplicación práctica se limita generalmente a sistemas en que el lubricante es un gas.

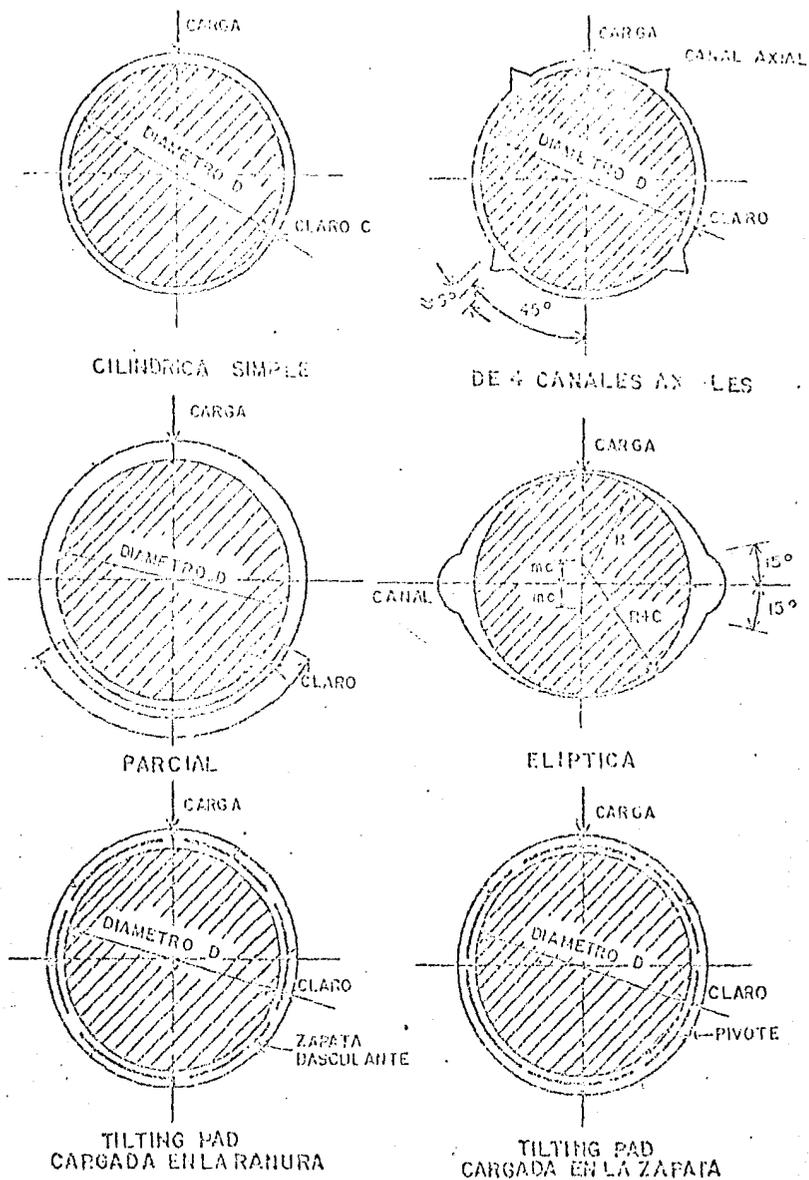


Fig. 4.5.1

Chumacera de cuatro canales axiales.- Consiste de una chumacera cilíndrica que tiene 4 ranuras axiales para suministro de aceite, el cual se introduce a una presión nominal, con objeto de asegurar un flujo de aceite para enfriar a la chumacera.

Elíptica.- Encuentra su uso en cajas de engranes y en turbinas, es decir, donde se manejan grandes cargas y velocidades. Se clasifica por su geometría en las del tipo lobulado. Los centros de los dos arcos de círculo es tán desplazados a una distancia "mc" respecto al centro de la chumacera, siendo "c" el claro libre y "m" un parámetro que se llama elipticidad cuyo valor varía entre 0 y 1. Mediante esta configuración es posible mejorar las características de rigidez y estabilidad de esta chumacera ya que induce una precarga a través de una escentricidad permanente.

Parcial.- Con información disponible de chumaceras elípticas es posible formar a partir de una parcial nuevas configuraciones para dar lugar a chumaceras lobuladas.

De zapatas basculantes.- Se utiliza para rotores de alta velocidad en donde los problemas de estabilidad hidrodinámica y desalineamiento pueden ser importantes, - su configuración consiste en un conjunto de zapatas, cada una de las cuales es una chumacera parcial, con la diferencia de que se monta sobre un pivote por lo cual tiene

libertad de desplazarse y seguir los movimientos del rotor, lo cual asegura sus características de estabilidad siempre y cuando la inercia de masa de las zapatas no interfieran con su capacidad de ajuste. El número de zapatas varía según la aplicación entre 3 y 8.

## 5.0 Selección de Materiales.

Las características del gas manejado (corrosividad, humedad, inflamabilidad, etc.), junto con los esfuerzos que se desarrollan dentro del compresor, son dos parámetros que prácticamente determinan la selección de un material, desde luego, existen otros parámetros tales como: el tamaño, el diseño y el tipo de fabricación del compresor, las condiciones de sitio, la temperatura que se espera alcanzar y la variación en las condiciones de operación; que deben también analizarse. Esta parte tratará de la selección preliminar de un material, cuando se conocen los esfuerzos dentro del compresor y las características del gas de proceso, también se incluyen las tablas del API-614 [14] y los materiales recomendados por un fabricante de compresores. De ésta forma se disponen de tres fuentes diferentes para seleccionar un material.

5.1.- Selección preliminar de materiales por esfuerzo permisible.

5.1.1.-Materiales para la carcaza.- Los esfuerzos en la carcaza están en función de la presión interna. El código ASME en su sección VIII, división I (Rules for construction of pressure vessels) establece las siguientes fórmulas para el cálculo del esfuerzo en cilindros cuyo espesor es menor a la mitad del radio interior del cilindro. El esfuerzo circunferencial ó de aro que actúa de manera

uniforme en el área resistente es:

$$\sigma_t = ( PD ) / ( 2t ) \quad 5.1.1$$

Donde:

P es la presión interna en el cilindro

D es el diámetro interior del cilindro

t es el espesor

El esfuerzo longitudinal que se debe a la presión ejercida en los fondos ó tapas del cuerpo del cilindro es:

$$\sigma_1 = ( PD ) / ( 4t ) \quad 5.1.2$$

También el código ASME, sección VIII, división 1, establece las fórmulas para el cálculo del espesor t, el cual es tá en función del esfuerzo permisible máximo del material

El espesor debido a  $\sigma_t$  es:

$$t_1 = ( Pr ) / ( SE - 0.6P ) \quad 5.1.3$$

si  $t < r/2$  y  $P < 0.385SE$

Donde:

r es el radio interior del cilindro.

S es el esfuerzo permisible máximo del material.

E es la eficiencia para uniones soldadas

El espesor debido a  $\sigma_1$  es:

$$t_2 = ( Pr ) / ( 2SE + 0.4P ) \quad 5.1.4$$

$$\text{si } t < r/2 \text{ y } P < 1.25SE$$

En la selección preliminar del material para la carcaza, primero se elige un material idóneo a la aplicación; segundo el esfuerzo máximo permisible de este material se sustituye en las ecuaciones 5.1.3 y 5.1.4 y se calculan los espesores  $t_1$  y  $t_2$ , tercero se sustituyen los valores de  $t_1$  y  $t_2$  en  $G_t$  y  $G_l$  respectivamente calculándose de esta forma los esfuerzos circunferencial y longitudinal y cuarto, si el valor calculado de los esfuerzos no rebasa el valor del esfuerzo permisible máximo S del material, entonces el material escogido inicialmente es el adecuado si no, se elige otro material y se repite la serie de cálculos como ya se ha descrito hasta quedar dentro del valor de S. Para todos los cálculos considerar E = 1.0.

En las tablas UCS - 23 del código ASME, sección VIII, división 1, están los valores de S para los materiales que se utilizan comúnmente en la construcción de carcazas.

5.1.2 Materiales para el impulsor.- El esfuerzo en el rotor del compresor está en función de la velocidad periférica desarrollada y su expresión matemática es según Balje (Turbomachines.- A guide to design, selection, and theory):

$$G = S u_2^2 \left( \frac{\gamma_M}{g} \right) \quad ( \text{Kg/m}^2 ) \quad 5.1.5$$

S es un factor que depende de la geometría

$u_2$  es la velocidad periférica a la salida  
del impulsor ( m/seg )

$\gamma_M$  es el peso específico del material (Kg/m<sup>3</sup>)

g es la aceleración de la gravedad ( m/seg<sup>2</sup>)

La fig. 5.1.1 muestra la distribución de esfuerzos  
en impulsores curvados hacia atrás, también aquí es neces

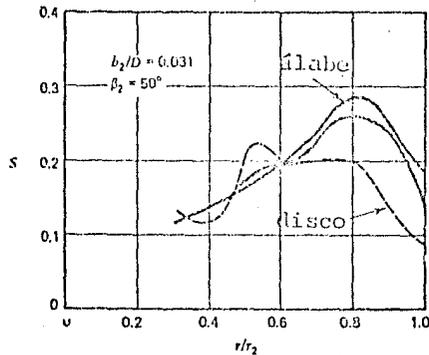


Fig. 5.1.1

rio seleccionar primeramente un material idóneo para el -  
impulsor y después comparar el valor del esfuerzo calcula  
do con el esfuerzo permisible máximo del material, si -  
aquél es menor que éste entonces deberá seleccionarse pre  
liminarmente ese material de lo contrario se buscará otro -  
hasta cumplir la condición de esfuerzo permisible.

Otro parámetro importante en la selección del material para impulsores es la temperatura que se alcanza en el compresor ya que el esfuerzo también está en función de ese parámetro. El incremento de temperatura se calcula de la siguiente manera.

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

Donde:

$T_1$  es la temperatura de entrada.

$T_2$  es la temperatura a la salida

$$T_2 = T_1 \left( P_2/P_1 \right)^{(k)/(k-1)} \quad 5.1.6$$

Entonces la temperatura  $T$  en el material del impulsor es:

$$T = T_1 + \Delta T \quad 5.1.7$$

Con el valor de  $T$  se pasa al diagrama  $\sigma$ - $T$  del material para comprobar si se está en el rango permisible de temperatura para el esfuerzo que se calculó.

5.1.3 Materiales para la flecha.- La flecha como elemento transmisor de potencia, soporta las siguientes cargas: el par que se transmite ocasiona un momento de torsión, el peso de los impulsores que ocasiona un momento de flexión y el empuje axial que se debe a la diferencia de presiones. Las expresiones matemáticas para estos momentos y el empuje axial son según Claudio Mataix [5] las siguientes.

El momento de torsión es:

$$M_t = P_a / w = 0.159 P_a / n \quad 5.1.8$$

Donde:

$P_a$  es la potencia transmitida por el eje.

$w$  es la velocidad angular.

$n$  es la velocidad en rpm.

El esfuerzo máximo de torsión es:

$$\gamma = ( M_t D ) / ( 2J ) \quad 5.1.9$$

Donde:

$D$  es el diámetro de la flecha.

$J$  es el momento polar de inercia.

El momento flexionante  $M_f$  puede obtenerse gráficamente siguiendo los métodos de resistencia de materiales.

Para el empuje axial, Claudio Mataix deduce una ecuación que finalmente no recomienda, en cambio proporciona la siguiente ecuación adimensional.

$$P = K \rho ( P_2 - P_0 ) d_2^2 \quad 5.1.10$$

Donde:

$P$  es el empuje axial.

$\rho$  es la densidad del gas.

$P_2$  es la presión a la salida del impulsor.

$P_0$  es la presión en el ojo del impulsor.

$d_2$  es el diámetro exterior del impulsor.

$$k = 0.0030 n_q \quad 5.1.11$$

$n_q$  es el número específico de revoluciones

$$n_q = (1/3.65) n_s \quad 5.1.12$$

$n_s$ , tiene los siguientes valores que dependen de la construcción del impulsor.

Tipo de impulsor	$n_s$
Axial tipo cerrado	100
Radial tipo cerrado	250

Si se representa por  $\bar{\sigma}$  la suma de los esfuerzos - que se deben a la flexión y al empuje axial, entonces se debe verificar que el esfuerzo tangencial máximo  $\bar{\sigma}_t$  dado por la siguiente expresión:

$$\bar{\sigma}_t = 1/2 ( ( M_f + p^2 ) + 4 \gamma^2 )^{1/2}$$

$$\bar{\sigma}_t = 1/2 ( \bar{\sigma}^2 + 4 \gamma^2 )^{1/2}$$

no exceda el valor del esfuerzo máximo admisible del material seleccionado.

Hasta aquí se planteó una metodología analítica para aproximarse al material adecuado y para definirlo totalmente deben considerarse otras propiedades como son:

a).- Propiedades de tensión a la temperatura de -

cuarto.

- b).- Módulo de elasticidad.
- c).- Coeficiente de expansión térmica.
- d).- Suceptibilidad de falla a la ruptura.
- e).- Pandeo.
- f).- Fatiga.
- g).- Conductividad térmica.
- h).- Calor específico.
- i).- Dureza.
- j).- Soldabilidad.
- k).- Resistencia a la corrosión.

No todas las propiedades anteriores han de tomarse en cuenta para la selección de un material pues éste depende de la aplicación específica, así por ejemplo, si se tiene un gas dulce y limpio el material no tiene que ser necesariamente resistente a la corrosión ó si la relación de presiones no justifica un material soldable y duro, se podrá optar siempre por la fundición. El análisis de esfuerzos que se ha hecho anteriormente cubre prácticamente los incisos d), e) y f) lo cual permite aceptar o rechazar inicialmente el material.

5.2.- Selección de Materiales por Norma API.- El Instituto Americano del Petróleo (API) en su norma N° API-617 [13] incluye en su apéndice B (que aquí se reproducen) -- las siguientes tablas para la selección de materiales y se

## APENDICE B

### ESPECIFICACIONES DE MATERIAL PARA PARTES PRINCIPALES

PARTE	MATERIAL	ESPECIFICACION	FORMA	LIMITES DE TEMPERATURA			
				°F		°C	
				MINIMO	MAXIMO	MINIMO	MAXIMO
CARCAZA: FUNDIDA Y PARTIDA HORIZONTALMENTE	HIERRO	ASTM A278 CLASE 30	FUNDICION	-50	450	-45.56	232.22
	FUNDIDO AUST.		FUNDICION	-10	500	-45.56	260
	HIERRO FUND.	ASTM A436 TIPO II	FUNDICION	-20	500	-29.89	260
	HIERRO FUND.	ASTM A278 CLASE 40					
	FUND. DE HIERRO AUST.	ASTM A571 TIPO D2M	FUNDICION	-320	500	-195.56	260
	HIERRO DUCTIL	ASTM A305	FUNDICION	-20	500	-29.89	260
	FUND. DE ACERO	ASTM A362 GRADO WCB NORMALIZADO	FUNDICION	-20	750	-29.89	398.89
	FUND. DE ACERO	ASTM A362 GRADO LCB (0% NIQUEL)	FUNDICION	-50	650	-45.56	343.33
	FUND. DE ACERO	ASTM A362 GRADO LCB (2-3% NIQUEL)	FUNDICION	-100	650	-73.33	343.33
	FUND. DE ACERO	ASTM A362 GRADO LCB (3-4% NIQUEL)	FUNDICION	-150	650	-101.11	343.33
	FUND. DE ACERO	ASTM A362 GRADO LCB (4-5% NIQUEL)	FUNDICION	-175	650	-115	343.33
	FUND. DE ACERO INOXIDABLE	ASTM A296 O A301 GRADOS CF3, CF3M, CF8, CF8M	FUNDICION	-320	650	-195.56	343.33
	TITANIO FUNDIDO	ASTM B367 GRADO C3 O C4	FUNDICION	-50	300	-45.56	149.89
	CARCAZA: FABRICADA Y PARTIDA HORIZONTALMENTE	ACERO	ASTM A285 GRADO O A515 GRADO 55	PLACA	50	650	10
ACERO		ASTM A516 GRADO 55 (SIN /O PRUEBA DE IMPACTO	PLACA	-20	650	-29.89	343.33
ACERO		ASTM A516 GRADO 55 (PRUEBA DE IMPACTO POR ASTM A593)	PLACA	-50	650	-45.56	343.33
ACERO		ASTM A203 GRADO A O B	PLACA	-75	650	-59.44	343.33
ACERO		ASTM A203 GRADO D O E	PLACA	-160	650	-106.67	343.33
ACERO		ASTM A537	PLACA	-75	650	-59.44	343.33
ACERO		ASTM A537	PLACA	-320	650	-195.56	343.33
ACERO		ASTM A533	PLACA	-275	650	-170.55	343.33
ACERO		ASTM A533 TIPO I O TIPO II					
ACERO INOX.		ASTM A240, TIPOS 304, 304L, 316, 316L, 321	PLACA	-320	650	-195.56	343.33
CARCAZA: VERTICALMENTE. PARTIDA PARA COMPRESORES TIPO BARRIL	NOTA: TODOS LOS MATERIALES LISTADOS PARA FABRICACION DE CARCAZA PARTIDA HORIZONTALMENTE Y TODOS LOS MATERIALES LISTADO PARA CARCAZAS FUNDIDAS EXCEPTO TODAS LAS FORMAS DE HIERRO FUNDIDO						
	ACERO	ASTM A266 CLASE I	FORJADO	-20	650	-29.89	343.33
	ACERO	ASTM A335 CLASE F1	FORJADO	-20	895	-29.89	479.44
	ACERO	ASTM A414	HOJA	-20	650	-29.89	343.44
	FUND. DE ACERO	ASTM A217	FUNDICION	-20	750	-29.89	398.89
DIAGRAMAS Y ALABES GUA	HIERRO FUND.	ASTM A48 CLASE 30, A278 CLASE 30	FUNDICION	-320	650	-195.56	343.33
	HIERRO DUCTIL	ASTM A536	FUNDICION	-320	650	-195.56	343.33
	FUND. DE ACERO	ASTM A216 GRADO WCB	FUNDICION	-320	750	-195.56	343.33
	ACERO	ASTM A283, A284, A285, A515, A515	PLACA	-320	650	-195.56	343.33
	ACERO	ASTM A543	PLACA	-320	650	-195.56	343.33
	ALUMINIO	ASTM B26 ALEACION 355 O C355	FUNDICION	-320	300	-195.56	148.89
	ACERO INOX.	ASTM A296 O A301 GRADOS CA15, CF3, CF3M, CF8, CF8M	FUNDICION	-320	650	-195.59	343.33

(CONTINUACION DEL APENDICE B)

PARTE	MATERIAL	ESPECIFICACION	FORMA	LIMITES DE TEMPERATURA			
				°F		°C	
				MINIMO	MAXIMO	MINIMO	MAXIMO
FLECHA:	ACERO	AISI 1040-1055	FORJADO	-20	650	-28.89	313.33
	ACERO	AISI 4140-4145	FORJADO	-20	750	-28.89	338.89
	ACERO	AISI 4320-4345	FORJADO	-175	800	-115	426.67
	ACERO	AISI 2320	FORJADO	-170	650	-112.22	343.33
	ACERO	ASTM A370 CLASE 7	FORJADO	-50	650	-45.56	343.33
	ACERO INOX.	ASTM A151 TIPO 410	FORJADO	-75	650	-59.44	343.33
	ACERO INOX.	ARMCO I7-4 FH, I5-5 PH	FORJADO	-75	650	-59.44	343.33
	ACERO CON 9% DE NIQUEL	ASTM A522, TIPO I	FORJADO	-320	650	-193.56	343.33
IMPULSORES (FUNDICION)	FUND. DE ALUM.	ASTM B26, ALEADO C-355	FUNDICION	-320	300	-193.56	149.89
	ACERO INOX.	ARMCO I5-5N/I7.4 FH	FUNDICION	-100	650	-73.33	343.33
	ACERO	ASTM A148	FUNDICION	-20	650	-28.89	343.33
	ACERO INOX.	ASTM A286 O A351 GRADOS CA15, CAGNM	FUNDICION	-50	650	-45.56	343.33
	ACERO INOX.	ASTM A286 O A351 GRADOS CF3, CF8, CF8, CF8M	FUNDICION	-320	650	-193.56	343.33
	TITANIO	ASTM B367, GRADO C3, C4	FUNDICION	-50	300	-45.56	149.89
IMPULSORES (FABRICACION): CUBIERTAS Y TAPAS	ACERO	AISI 4130-4145	FORJADO	-20	750	-28.89	393.89
	ACERO	AISI 4320-4345	FORJADO	-175	750	-115	393.89
	ACERO	AISI 3140	FORJADO	-50	750	-45.56	393.89
	ACERO	ASTM A563	PLACA	-175	750	-115	393.89
	ACERO INOX.	AISI TIPO 403 O 410	FORJADO	-20	650	-28.89	343.33
	ACERO INOX.	ARMCO I7-4 FH O I5-5 PH	FORJADO	-100	650	-73.33	343.33
	MONEL K500	AMS-4676	FORJADO	-175	650	-115	343.33
	ACERO INOX.	ASTM A473 TIPO 304, 304L 316, 316L	FORJADO	-320	650	-193.56	343.33
	AC. CON 9% DE NIQUEL	ASTM A522, TIPO II	FORJADO	-320	650	-193.56	343.33
	AC. CON 9% DE NIQUEL	ASTM A522, TIPO I	FORJADO	-320	650	-193.56	343.33
IMPULSOR ALABES:	ACERO	AISI 4130-4140	PLACA	-20	750	-28.89	393.89
	ACERO	AISI 4320-4340	PLACA	-175	750	-115	393.89
	ACERO	AISI 3140	PLACA	-50	750	-45.56	393.89
	AC. CON 9% DE NIQUEL	ASTM A286 O ASTM A303, TIPO I	PLACA	-320	650	-193.56	343.33
	ACERO INOX.	AISI TIPO 403 O 410	PLACA	-20	650	-28.89	343.33
	ACERO INOX.	ARMCO I7-4FH O I5-5PH	PLACA	-100	650	-73.33	343.33
	MONEL ALEADO 400 O K500	ASTM B127	PLACA	-175	650	-115	343.33
	ACERO INOX.	MIL-N-17500 O QQ-N-286	PLACA	-175	650	-115	343.33
	ACERO INOX.	ASTM A240 TIPO 304, 304L 316, 316L	PLACA	-320	650	-193.56	343.33
	LABERINTOS:	ALUMINIO	ASTM B26 ALEACIONES 443, 355 850, A850, B850	FUNDICION	-320	600	-193.56
RODITT		ASTM B23	FUNDICION	-320	350	-193.56	176.67
ACERO INOX.		AISI TIPO 403, 410, 416, 303, 304, 316, CARBENTER 20	MAQ.	-320	650	-193.56	343.33
ACERO INOX.		HONEYCOMB	FABRICADO	-320	650	-193.56	343.33
MONEL ALEADO 400 NO METALICO		ASTM B164, CLASE A	MAQ.	-175	650	-115	343.33
TETRAFLUORURO DE ETILENO (TFE)			MOLDEADO	-320	500	-193.56	260
CARBON NO METALICO FILETEADO (TFE)			MOLDEADO	-20	500	-28.89	260
MICA NO METALICO FILETEADO (TFE)			MOLDEADO	-65	500	-53.98	260
PLOMO		ASTM B29	FUNDICION	-150	400	-101.11	204.44

debe entrar a ellas con la temperatura máxima que se espera alcanzar durante la operación.

5.3.- Selección de materiales por recomendación de un fabricante.- Muchas compañías norteamericanas y europeas que se dedican desde hace muchos años a la fabricación de compresores centrífugos, han acumulado una gran experiencia en la selección de materiales y como ésta se apega a los códigos y normas en uso, entonces hace que las tablas de materiales que casi todas han publicado, despierten interés.

Una de estas compañías es Elliot, que recomienda los materiales para construcción de compresores centrífugos; según el servicio y la naturaleza del gas de proceso; como podrá verse en la tabla 5.3.1

TABLA 5.3.1

# MATERIALES TIPOICOS DE CONSTRUCCION

PARTES	S E R V I C I O					
	AIRE	IMPULSIONES A 175 °F	HIERRO FUNDIDO	GAS HUMEDO	GASES TORNOSOS Y CORROSIVOS	CONDENSACION
CARGAZA *	HIERRO FUNDIDO	FUNDICION DE ACERO-NIQUEL	ACERO FORJADO	HIERRO FUNDIDO O FUNDICION DE ACERO	HIERRO FUNDIDO, FUNDICION DE ACERO O ACERO INOXIDABLE	HIERRO FUNDIDO
IMPULSORES	ACERO ALEADO	ACERO ALEADO O ACERO AL NIQUEL	ACERO ALEADO	ACERO ALEADO O ACERO INOXIDABLE	ACERO ALEADO O ACERO INOXIDABLE	ALEACION DE ACERO O ACERO INOXIDABLE
FLECHA	ACERO ALEADO	ACERO AL NIQUEL	ACERO ALEADO	ACERO ALEADO	ACERO ALEADO O ACERO INOXIDABLE	ACERO AL CARBON
ESFRIADORES DEL IMPULSOR	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON O ACERO AL NIQUEL	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON O ACERO INOXIDABLE	ACERO ALEADO O ACERO INOXIDABLE	ACERO AL CARBON O ACERO INOXIDABLE
TAMBOR DE BALANCE	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON O ACERO AL NIQUEL	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON O ACERO INOXIDABLE	ACERO ALEADO O ACERO INOXIDABLE
LABERINTOS DE INTERPASO	ALUMINIO	ALUMINIO	ALUMINIO	ALUMINIO	ALUMINIO, BRONCE, TEFLON O ACERO INOXIDABLE	ALUMINIO O ACERO INOXIDABLE
DIAFRAGMAS Y ALABES GUIA	HIERRO FUNDIDO	HIERRO FUNDIDO O FUNDICION DE HIERRO-NIQUEL	HIERRO FUNDIDO	HIERRO FUNDIDO	HIERRO FUNDIDO	HIERRO FUNDIDO
TIPO DE SELLO PARA LA FLECHA	LABERINTO CON SACRIFICIO PARA ALTA PRESIONES	MECANICO CON CORTE AUTOMATICO	MECANICO O DE PELICULA LIQUIDA	MECANICO CON INYECCION DE GAS DULCE O DE LABERINTO CON INYECCIONES DE GAS	MECANICO O DE LABERINTO CON INYECCION DE GAS DULCE O ANILLOS DE CARBON SECOS	LABERINTO CON INYECCION DE VAPOR Y MECANICO DE CORTE AUTOMATICO

\* DAME EL SERVICIO LO PERMITA, PUEDE SUBSTITUIRSE HIERRO NIQUELAN ASTM-A-19

## 6.0 NORMAS Y ESPECIFICACIONES.

Como se ha visto en los capítulos anteriores, la selección de un compresor centrífugo, abarca aspectos de: diseño, materiales, fabricación, vibraciones mecánicas, - pruebas, etc. los cuales deben normalizarse, es decir, definir bajo que normas y especificaciones deseamos que el equipo se diseñe, construya y pruebe.

Es recomendable entonces; que el comprador emita una ó más especificaciones de ingeniería donde se determinen las características técnicas del equipo, además de mencionar otras especificaciones y normas que les sirvan de respaldo ó bien que las complementen.

Entre las normas que conviene mencionar para un -- compresor centrífugo, están las siguientes:

Del Instituto Americano del Petróleo.

API-617 (4a. edición).- "Compresores centrífugos - para servicios generales en refineries".

API-614.- "Sistemas de aceite para lubricación, se llado de la flecha y control para aplicaciones y propósi-- tos particulares".

API-671.- "Coples para propósito particular en ser vicios de refineria".

API-670.- "Sistema de monitores de vibración de no contacto y posición axial".

De la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos. (ASME)

ASME-PTC-10.- "Código para la prueba de comportamiento de compresores"

ASME.- "Caldera y recipiente a presión: sección - VIII, recipientes a presión"

De la Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (ASTM).

ASTM-A193.- "Materiales para pernos de aleación de acero y de acero inoxidable para servicios de alta temperatura"

ASTM-A320.- "Materiales para pernos de aleación de acero para servicios de baja temperatura" (si aplica)

ASTM-A352.- "Fundiciones de acero ferrítico para partes sujetas a presión y adecuadas para servicios de baja temperatura". (si aplica)

ASTM-R125.- "Fotografías de referencia para indicaciones de partícula magnética en fundiciones ferrosas".

ASTM-R138.- "Inspección por partícula magnética húmeda".

Del Instituto Americano de Estandares Nacionales (ANSI).

ANSI-B16.1.- "Bridas y accesorios para bridas de hierro fundido de clase: 25, 125, 250 y 800".

ANSI-B10.5.- "Bridas y accesorios para bridas de acero".

De la Asociación Nacional de Fabricantes de Equipo Eléctrico (NEMA)

NEMA-M6.1.- "Motores y generadores" (si aplica)

NEMA-SM-23.- "Turbinas, accionador mecánico multi paso". (si aplica)

De la Asociación Nacional para la Protección contra el fuego (NFPA)

NFPA- Boletín N° 70 del Código Nacional Eléctrico artículo 500.- "Clasificación de áreas peligrosas".

## 7.0 Evaluación y Selección.

Para la aceptación o el rechazo de un equipo, deben calificarse y cuantificarse los parámetros técnicos y económicos que el proveedor o el grupo de proveedores presentan en sus cotizaciones técnicas y comerciales, con los primeros se pretende asegurar lo más posible, que el equipo cumple con una serie de requisitos preestablecidos por el cliente y que se respaldan por las normas y especificaciones de ingeniería de uso común en las industrias y con los segundos se pretende conocer el nivel de la inversión inicial, los costos de operación y mantenimiento y el costo en valor presente de la inversión total.

### 7.1. Evaluación técnica.

En esta etapa se debe contar con la mayor información posible acerca del equipo del proveedor ó de los proveedores; para tal fin al hacer la requisición del equipo se deben enexar la hoja de datos para compresor centrífugo y la hoja de datos para el accionador idóneo (motor eléctrico, turbina de vapor ó turbina de gas) y los códigos, -normas ó especificaciones aplicables (en caso de que éstas sean internacionales no debe incluirse pero sí mencionarse) El propósito de esto es que el proveedor al enviar su cotización técnica llene estos documentos para hacer una evaluación lo más completa posible de su equipo. Se presenta a continuación la hoja de datos típica para compresor cen-

trífugo del Instituto Americano del Petróleo (API). Igualmente existen hojas de datos para turbinas de vapor y gas y para motor eléctrico del API las que pueden conseguirse fácilmente.

En su propuesta el fabricante debe también indicar por escrito todas aquellas desviaciones de su equipo con respecto a los códigos, normas y especificaciones incluidas ó mencionadas.

Para simplificar la evaluación técnica, todos los parámetros a evaluar se tabulan en un formato hecho especialmente para este fin como el que se muestra después de la hoja de datos del compresor y en el que es fácil observar que todos los parámetros que se incluyen se han tratado en los capítulos anteriores excepto en lo que se refiere al accionador el cual queda fuera del alcance de este estudio. En la tabulación que es el nombre que usualmente recibe este formato se comparan uno a uno los parámetros que presentan los fabricantes con los de diseño que el comprador calculó y/o seleccionó y que se tabulan en la primera columna.

## 7.2.- Evaluación Económica.

En un concurso de equipo, generalmente se presentan (y es deseable que ésto ocurra) tres o más proveedores para adjudicarse el contrato de compra-venta, por otra parte, es común que dos o más de ellos cumplan con los reque-





# HOJA DE DATOS PARA COMPRESOR CENTRIFUGO

CONTRATO No. \_\_\_\_\_ PARTIDA No. \_\_\_\_\_  
 PAGINA 3 DE 9 POR \_\_\_\_\_  
 FECHA \_\_\_\_\_ REVISIÓN \_\_\_\_\_

## CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION

### VELOCIDADES:

MAX. CONT. \_\_\_\_\_ RPM DISPARO \_\_\_\_\_ RPM  
 VEL. PER. MAX. \_\_\_\_\_ FPS @ VEL. DE DISEÑO  
 \_\_\_\_\_ FPS @ VEL. MAX. CONT.

### VELOCIDADES CRITICAS LATERALES:

PRIMERA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 AMORTIGUADO \_\_\_\_\_ NO AMORTIGUADO \_\_\_\_\_  
 FORMA MODAL \_\_\_\_\_  
 SEGUNDA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 AMORTIGUADO \_\_\_\_\_ NO AMORTIGUADO \_\_\_\_\_  
 FORMA MODAL \_\_\_\_\_  
 TERCERA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 AMORTIGUADO \_\_\_\_\_ NO AMORTIGUADO \_\_\_\_\_  
 FORMA MODAL \_\_\_\_\_  
 CUARTA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 AMORTIGUADO \_\_\_\_\_ NO AMORTIGUADO \_\_\_\_\_  
 FORMA MODAL \_\_\_\_\_

### VELOCIDAD CRITICA LATERAL -- BASE:

- ANALISIS DE LA RESPUESTA
- PRUEBA DE LABORATORIO
- OTRO TIPO DE ANALISIS

### VELOCIDADES TORCIONALES CRITICAS

PRIMERA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 SEGUNDA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 TERCERA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM  
 CUARTA CRITICA \_\_\_\_\_ RPM

### VIBRACION:

NIVEL PERMISIBLE DE PRUEBA \_\_\_\_\_ MILS  
 ( PICO A PICO )

### ROTACION, VISTA DESDE EL EXTREMO DEL ACCIONADOR:

#### CARCAZA

MODELO \_\_\_\_\_  
 CARCAZA PARTIDA \_\_\_\_\_  
 MATERIAL \_\_\_\_\_  
 ESPESOR (IN.) \_\_\_\_\_ CORR. PERMISIBLE (IN.) \_\_\_\_\_  
 PRES. MAX. DE TRAB. \_\_\_\_\_ PSIG. PRES. MAX. DESIG. \_\_\_\_\_ PSIG  
 PRES. DE PRUEBA (PSIG/HELIO) \_\_\_\_\_ HDROST. \_\_\_\_\_  
 TEMP. MAX. DE OPER. \_\_\_\_\_ F TEMP. MIN. DE OPER. \_\_\_\_\_ F  
 MAX. No DE IMP. POR CARCAZA \_\_\_\_\_  
 CAP. MAX. DE LA CARCAZA (CFM) \_\_\_\_\_  
 CALIDAD RADIOGRAFICA:  SI  NO \_\_\_\_\_  
 SELLADO DE LA CARCAZA PARTIDA \_\_\_\_\_

#### DIAGRAMAS:

MATERIAL \_\_\_\_\_

#### IMPULSORES

No. \_\_\_\_\_ DIAMETROS: \_\_\_\_\_  
 No DE ALABES POR IMP. \_\_\_\_\_

TIPO (SEPARADO, CORRIDO, ETC.) \_\_\_\_\_

TIPO DE FABRICACION \_\_\_\_\_

MATERIAL \_\_\_\_\_

DES. MAX. DE CEJERGA (PSI) \_\_\_\_\_

PUREZA BRINDEL: MAX \_\_\_\_\_ MIN \_\_\_\_\_

ANQUIBA MAS PEQUENA INT. PER. (IN.) \_\_\_\_\_

No DE MOD. MAX. @ EN EL OJO DEL IMP. \_\_\_\_\_

CARGA MAX. DEL IMP. @ VEL. DE DISEÑO (FT) \_\_\_\_\_

#### FLIECHA:

MATERIAL \_\_\_\_\_

DIA. @ IMPULSORES (IN.) \_\_\_\_\_ DIA. @ COPLE (IN.) \_\_\_\_\_

EXTREMO DE LA FLECHA: AFILADA \_\_\_\_\_ CLINICA \_\_\_\_\_

(SE. MAX. DE CEJERGA (PSI) \_\_\_\_\_

#### PISTON DE BALANCE:

MATERIAL \_\_\_\_\_ AREA \_\_\_\_\_ (IN<sup>2</sup>)

METODO DE FIJACION \_\_\_\_\_

CAMISAS DE LA FLECHA:

- EN INTERVALOS PTS. CLAROS CERCANOS  MALT.
- EN LOS SELLOS DE LA FLECHA  MALT.

#### LABERINTOS:

INTERPAGO \_\_\_\_\_

TIPO \_\_\_\_\_ MATERIAL \_\_\_\_\_

PISTON DE BALANCE:

TIPO \_\_\_\_\_ MATERIAL \_\_\_\_\_

#### SELLOS EN LA FLECHA:

TIPO \_\_\_\_\_

TIPO DE SIST. SELLADO \_\_\_\_\_

INST. PRESION POSITIVA \_\_\_\_\_

GUARDA FUGA DE ACEITE INT. (GAL/DIA/SELLO) \_\_\_\_\_

GAS BUFFER TIPO \_\_\_\_\_

FLUJO DE GAS BUFFER (POR SELLO)

NORMAL: \_\_\_\_\_ # MIN @ \_\_\_\_\_ PSI @ P.

MAX: \_\_\_\_\_ # MIN @ \_\_\_\_\_ PSIA @ P.

GAS BUFFER REQUERIDO PARA:

ARRANQUE

CORRIDA CON AIRE.

OTRO \_\_\_\_\_

CONTROL DE GAS BUFFER

SIST. SUM. POR \_\_\_\_\_

#### CONSTRUCCIONES DE LA CAMA DEL COJINETE:

TIPO (SEPARADO, INTEGRAL) \_\_\_\_\_ PARTIDO \_\_\_\_\_

MATERIAL \_\_\_\_\_



# HOJA DE DATOS PARA COMPRESOR CENTRIFUGO

CONTRATO NO. \_\_\_\_\_ PARTIDA NO. \_\_\_\_\_  
 PAGINA 5 DE 6 POR \_\_\_\_\_  
 FECHA \_\_\_\_\_ REVISION \_\_\_\_\_

## CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION CONT.

### COPLES CONT.

- |  |       |       |       |
|--|-------|-------|-------|
| <input type="checkbox"/> ESPACIADOR REQ.             | _____ | _____ | _____ |
| <input type="checkbox"/> LIMITE DE EXT. FLOT. REQ.   | _____ | _____ | _____ |
| <input type="checkbox"/> ADAP. DE VACO REQ.          | _____ | _____ | _____ |
| <input type="checkbox"/> RANGO DE COPLE (HP/1001FPM) | _____ | _____ | _____ |
| <input type="checkbox"/> CHAVETA(1) O (2) O ACC.H.D. | _____ | _____ | _____ |

- |  |                          |                          |                          |
|--|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| DESARMAR Y ENAMBLAR DEL COMP. TOTALES DE LA PRUEBA | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| REVISAR COSTOS Y SELLOS DE PRUEBA                  | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| PRUEBA DE NIVEL DE RUIDO                           | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| ELEC. RESERVA/ALUNOUT REQ.                         | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| _____  | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |

### PLACA BASE Y PLACAS DE PLANTA:

PLACAS DE PLANTA PARA: COMPRESOR ENGRANE ACCION.

### PLACA BASE:

- COMUN (COMP. ENG. Y ACC.)
- SOLO BAJO EL COMP. OTRO \_\_\_\_\_
- PLAT. SIN PATIN  CONST. ABIERTA
- ANILLO DE DRENE  CON DRENE ABIERTO
- TORNILLOS DE AJ HOR PARA EL EQUIPO
- ADEC. PARA SOP EN UN PUNTO
- ADEC. PARA SOP. EN UN PER.
- CALZA DE ACERO INOX' ESP. \_\_\_\_\_
- LECHADA: TIPO \_\_\_\_\_

### PESOS (LB):

- COMP. \_\_\_\_\_ ENG. \_\_\_\_\_ ACC. \_\_\_\_\_ BASE \_\_\_\_\_
- FOTORES. COMP. \_\_\_\_\_ ACC. \_\_\_\_\_ ENG. \_\_\_\_\_
- COMP. CARCASA SUP. \_\_\_\_\_
- CONSOLA DE LUB. \_\_\_\_\_ CONS. DE AC AL SELLO \_\_\_\_\_
- MAX. PARA MANT (IDENT) \_\_\_\_\_
- PESO TOTAL PARA EMBARQUE \_\_\_\_\_

### EQO. DE PESADO (FT. Y PUNG.):

- UNIDAD COMP. I. \_\_\_\_\_ A. \_\_\_\_\_ H. \_\_\_\_\_
- CONS. DE AC. DE LUB. L. \_\_\_\_\_ W. \_\_\_\_\_ H. \_\_\_\_\_
- CONS. DE AC. AL SELLO \_\_\_\_\_ W. \_\_\_\_\_ H. \_\_\_\_\_

### PRUEBAS E INSPECCION:

	REQO.	ATEST.	OBSERVADO
INSPECCION DE TALLER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
HIROSTATICA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
FUGA DE HELIO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
CORRIDA MEC.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
CORRIDA MEC. DEL ROTOR DE REP.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
AJUSTE EN EL ROTOR DE REP.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
PRUEBA DE COMP. (GAS) (AJRE)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COMP. CON ACCIONADOR	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COMP. MENOS ACCIONADOR	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
USO DEL LAB. PARA EL SIST DE LUB. Y SELLO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
USO DEL COMP-ACC PARA EL SIST. DE LUB. Y SELLO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
USO DE LAB. PARA LAS PRUEBAS DE VIB. ETC.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
USO DEL COMP-ACC PARA PRUEBAS DE VIB. Y DISP AXIAL DEL. DE OSC. Y MONITOR	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COMP. A PRESION MAX.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

### MISCELANEOS:

- RECOMEN. DIRECTAS DE DIAM. DE TUBERIA ANTES DE LA SUCCION \_\_\_\_\_
- EL VENDEDOR REV. Y COM. JUNTO CON EL COMPRADOR TUBERIA Y ANCLAJE
- ALIN. OPT. REQ. EN EL COMPRESOR, ENGRANE Y ACC.
- PREV. PARA AGUA DE LAVADO ANTES DE ABRIR LA CARCASA FGR.
- SE REQ. REPORTE DE ANALISIS TORSIONAL
- \_\_\_\_\_
- \_\_\_\_\_
- \_\_\_\_\_
- \_\_\_\_\_
- \_\_\_\_\_

### OBSERVACIONES:

# HOJA DE DATOS PARA COMPRESOR CENTRIFUGO

CONTRATO NO. \_\_\_\_\_ ENTREGA NO. \_\_\_\_\_  
 PAGINA 6 DE 6 PCL  
 FECHA \_\_\_\_\_ REVISION \_\_\_\_\_

## SERVICIOS

### COND. DE SERVICIOS:

VAPOR	ACC.	CALOR	
MIN. ENT. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____
NORM. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____
MAX. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____
MIN. DE CSC. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____
NORM. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____
MAX. _____	PSIG _____	F _____	PSIG _____ F _____

### ELECTRICIDAD:

	ACC.	CALOR	CONTROL	CORTE
VOLTAGE _____	_____	_____	_____	_____
HERTZ _____	_____	_____	_____	_____
FASE _____	_____	_____	_____	_____

### AGUA DE ENF.

TEMP. ENT. _____	F _____	MAX. RETOR. _____	F _____
PRES. NORM. _____	PSIG _____	DISEÑO _____	PSIG _____
MIN. RETOR. _____	PSIG _____	MAX. PER. _____	PSI _____
FUENTE DE AGUA _____	_____		

### AIRE DE INSTRUMENTOS:

PRESION MAX. \_\_\_\_\_ PSIG PRESION MIN. \_\_\_\_\_ PSIG

### CONTENIDO TOTAL DE SERVICIOS:

AGUA DE ENF. _____	GPM
VAPOR DE AGUA _____	#HR
VAPOR MAX. _____	#HR
AIRE DE INSTRUMENTOS _____	SCFM
HP (ACC.) _____	HP
HP (ALMILANES) _____	HP

### OBSERVACIONES:

\_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

TABULACION TECNICO-ECONOMICA PARA COMPRESORES CENTRIFUGOS			
INFORMACION GENERAL	1	CLIENTE	
	2	TABULACION No.	
	3	FECHA ELAB. TECNICA/COM.	
	4	No. DE PROYECTO	
	5	No. DE REQUISICION	
	6	TIPO DE PLANTA	
	7	LOCALIZACION DE LA PLANTA	
	8	IDENTIFICACION DEL COMPRESOR	
	9	No. DE UNIDADES	
	10	TIPO DE SERVICIO: CONT./INTER.	
	11	MARCA/TIPO/MODELO/SERIE	
	12		
	CONDICIONES DE OPERACION	13	
			CAP. DE REF.
14		GAS MANEJADO. Mw, K, n.	?
15		FLUJO VOLUMETRICO (MMMCS/D)	
16		FLUJO VOL. ACTUAL (MMCAD)	3
17		FLUJO MASICO (Kg/seg.)	3
18		RELACION DE PRESION/ETAPA	3
19		PRESION A LA ENTRADA (Kg/cm <sup>2</sup> )	
20		ABS) 1a./2a./3a./ETAPAS	
21		TEMPERATURA A LA ENTRADA (°K)	
22		1a./2a./3a./ETAPAS.	
23		PRESION DE DESCARGA (Kg/cm <sup>2</sup> )	
24		ABS) 1a./2a./3a./ETAPAS	
25		TEMPERATURA A LA DESCARGA (°K)	
26		1a./2a./3a./ETAPAS	
27		HUMEDAD RELATIVA (HR)	3
28			
29			
30			
31	CUMPLE.		

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	CARCAZA	32	TIPO	2
		33	PRESTION MAX. DE TRABAJO	POR FAB. 2,6.
		34	PRESTION MAX. DE DISEÑO	POR FAB. 2,6.
		35	TEMP. MAX. DE OPERACION	POR FAB. 2,6.
		36	CUMPLE	
	IMPULSOR	37	TIPO	2
		38	No. DE ALABES	2
		39	TIPO DE ALABES	2,3.
		40	ANGULO DE SALIDA DEL ALABE	2,3.
		41	CANTIDAD DE IMPULSORES	3
		42	DIAMETRO	2,3.
		43	VELOCIDAD PERIFERICA	2
		44	TIPO DE ALABE GUIA A LA ENT.	2,4.
		45	SENTIDO DEL FLUIDO A LA ENT.	2
		46	No. DE HACH. EN EL OJO	2
		47	CUMPLE.	
	DIFUSOR	48	TIPO	
		49	TIPO DE ALABES GUIA	
		50	CUMPLE	
	COMPORTAMIENTO	51	COEFICIENTE: CARGA/FLUJO.	2
		52	RANGO DE ESTABILIDAD	2
		53	PUNTO DE GARANTIA	6
		54	PUNTO DE DISEÑO	2,6
		55	PUNTO DE OPERACION NORMAL	2,6
		56	CURVA DE COMPORTAMIENTO No.	POR FABRIC.
		57	CARGA: ADIABATICA/POLITROPICA	2
		58	EFICIENCIA: ADIABATICA/POLITROP.	2
		59	CAPACIDAD MINIMA/GAS HP.	2
		60	RPM. NOM/DISEÑO/MAX. CONT/DISPARO	2,6
		61	CUMPLE	
VIBRACION	62	NIVEL DE VIBRACION PICO A PICO (MILLS)	2	
	63	VEL. CRIT. I.F.T. 1a./2a./3a./4a.	2	
	64	VEL. CRIT. TOR. 1a./2a./3a./4a.	2	
	65	NORMA APLICABLE	2,6	
	66	CUMPLE		

MATERIALES Y CONSTRUCCION			
CARCAZA	67	CLASE (ASTM,AISI)	5,6
	68	ESPESOR	POR FAB. 5,6.
	69	CORROSION PERMISIBLE	POR FAB. 6
	70	ESFUERZO PERMISIBLE (MATERIAL)	POR FAB. 5.
	71	TIPO DE FABRICACION (CARCAZA)	POR FAB.
	72	CUMPLE	
IMPULSOR	73	CLASE (ASTM,AISI)	5,6
	74	ESFUERZO PERMISIBLE(MATERIAL)	POR FAB. 5.
	75	DUREZA (ROCWELL/BRINELL)	POR FAB.5
	76	TIPO DE FABRICACION (IMPULSOR)	POR FAB.
	77	TEMPERATURA MAXIMA DE TRAB.	POR FAB.5
	78		
FLECHA	79	CUMPLE	
	80	CLASE (ASTM,AISI)	5,6
	81	ESFUERZO PERMISIBLE (MATERIAL)	POR FAB.5
	82	DUREZA (ROCWELL/BRINELL)	POR FAB.5
	83	TIPO DE FABRICACION (FLECHA)	POR FAB.
	84	TIPO DE EXTREMO	POR FAB.
	85	MATERIAL DE CAMISAS	POR FAB. 5
SELLOS	86	LOCALIZACION DE CAMISAS	POR FAB.2
	87	CUMPLE	
	88	CLASE (ASTM,AISI)	5,6
DIAFRAGMAS	89	DUREZA (ROCWELL/BRINELL)	POR FAB. 5
	90	TIPO DE FABRICACION	POR FAB.
	91	TEMPERATURA PERMISIBLE	POR FAB. 4
	92	CUMPLE	
BRIDAS	93	CLASE (ASTM,AISI)	POR FAB. 5
	94	DUREZA (ROCWELL/BRINELL)	POR FAB. 5
	95	TIPO DE FABRICACION	POR FAB.
	96	TEMPERATURA PERMISIBLE	3
	97	CUMPLE	
BRIDAS	98	MEDIDA/SUCCION/DESCARGA	
	99	CLASIF. (ANST)/SUCC./DESCARGA	
	100	TIPO/SUCCION/DESCARGA	
	101	CUMPLE	

SISTEMAS AUXILIARES		LUBRICACION			
		102	TIPO DE SISTEMA	4	
103	CAPACIDAD (M <sup>3</sup> )		POR FAB.		
104	TIPO DE FILTRO	4,6			
105	TANQUE ELEVADO (CAPACIDAD)	4			
106	NO. DE BOMBAS/CAPACIDAD	4,6			
107	ACEITE CONTAMINADO/NO. CONTAM.	4			
108	DESION DE SUMINISTRO		POR FAB.		
109	CUMPLE				
SELLADO		110	TIPO		
		111	SISTEMA		
		112			
		113	CUMPLE		
CONTROL		114	POMPO (SURGE)	2,4,6	
		115	CHOCUE (STONE WALL)	2,4	
		116	CAPACIDAD (RANGO)	2,4	
		117			
		118	CUMPLE		
INSTRUMENT.		119	DE ACUERDO A API-617 y	4,6	
		120	API-614	4,6	
		121	DETECT. DE VIBRACION/LOC.	6	
		122	CLASIF. DE TABLERO (NEMA)	4	
		123			
		124	CUMPLE		
		125	TIPO DE CHUMACERA	4	
DIVERSOS		126	NO. DE ZAPATAS (TILTING PAD)	4	
		127	TIPO DE COPLE	4	
		128			
		129	CUMPLE		
		130	MARCA/MODELO/SERIE		POR FAB.
ACCIONADOR		131	VOLTS/FASE/HERTZ		
		132	RPM	3	
		133	EMF	3	
		134	EFICIENCIA MECANICA	3	
		135	CONSUMO DE COMBUSTIBLE		POR FAB.
		136	CUMPLE		

CONDICIONES ECONÓMICAS.		137	ESQUEMA CON TEXTO Y DIBUJO/FECHAS	
		138	VALIDEZ DE LA OFERTA	
		139	TERMINOS DE PAGO	
		140	IBB.	
	PRECIOS	141	COMPTON	
		142	SISTEMA DE LUBRICACION	
		143	SISTEMA DE VIBRACION	
		144	SIST. CONTROL E INST.	
		145	PARTES DE REPUESTO	
		146	EMPLO	
		147		
		148		
		149		
		150	COSTO OPERACION ANUAL	7
		151	COSTO VALOR PRESENTE	7
		152		
		153		
		154		
		155		
156				
NOTAS	157			
	158			
	159			
	160			
	161			
	162			
	163			
	164			
	165			
	166			
	167			
168				
169				
170				
171				

rimientos técnicos del equipo, luego entonces se presenta el dilema de escoger solo uno, en este caso el proveedor que presenta un equipo eficiente, menor precio y condiciones de entrega satisfactorias es el que resulta ganador, ésto se refleja de una manera clara, cuando se hace un análisis económico de alternativas. En este capítulo se desarrollará el concepto de análisis de alternativas para lo cual es necesario introducir los conceptos básicos de ingeniería económica.

Capital.- Es el bien ó conjunto de bienes tangibles ó materiales cuyo valor puede expresarse en términos de dinero.

Interés.- Es el dinero que se paga por el uso ó préstamo de un capital.

sea:

P = Capital que se presta ó principal.

F = Capital que se paga después de cierto tiempo ó principal más interés.

Entonces:

Interés I = F-P

Tasa de interés.- Es la relación que hay entre el interés y el capital que se presta.

Tasa de interés  $i = I/P = (F-P)/P$

$$i = F/P - 1$$

7.2.1

Período de tiempo n.- Es la unidad de tiempo que se mide en semana, mes ó año; durante el cual se presta el capital.

Período de capitalización.- Es el período de tiempo durante el cual el capital gana un interés.

Interés compuesto.- Es el dinero que se paga por el uso ó préstamo de un principal y que pasa a formar parte de él en los períodos de capitalización.

Monto F.- En el período de tiempo 1 el monto F es:

$$F = P + Pi = P(1+i)$$

en el período 2 es:

$$F = P + Pi + (P+i)i = P(1+i)^2$$

en el período 3

$$F = P(1+i) + P(1+i)^2 + (P(1+i) + P(1+i)^2)i = P(1+i)^3$$

y en el período n

$$F = P(1+i)^n \quad 7.2.2$$

Si de esta ecuación despejamos P, se tendrá el valor del principal en cualquier período:

$$P = F/(1+i)^n \quad 7.2.3$$

Anualidad A.- Sea la fig. 7.2.1

Si el capital A se coloca a una tasa i (%) de interés, al finalizar cada período de tiempo y si se hace ----

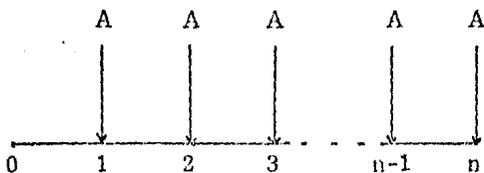


Fig. 7.2.1

$P=A$ , se tiene de acuerdo con la ecuación 7.2.2.

$$F=A(1+i)^{n-1}+A(1+i)^{n-2}+A(1+i)^{n-3}+\dots$$

$$A(1+i)+A \tag{7.2.4}$$

Al multiplicar esta ecuación por  $(1+i)$ , resulta:

$$F(1+i)=A(1+i)^n+A(1+i)^{n-1}+A(1+i)^{n-2}+\dots+A(1+i)^2+A(1+i) \tag{7.2.5}$$

Restando la ecuación 7.2.4 a la ecuación 7.2.5 -

resulta:

$$F(1+i)-F=A(1+i)^n-A=A((1+i)^n-1)$$

$$F+Fi-F=A((1+i)^n-1)=A((1+i)^n-1)$$

$$F=(A((1+i)^n-1))/i \tag{7.2.6}$$

Donde  $((1+i)^n-1)/i$  es el factor de capitalización de una serie de pagos ó imposiciones iguales ó bien un factor de anualidades.

Si se despeja  $A$  de (7.2.6)

$$A = Fi / ((1+i)^n - 1) \quad 7.2.7$$

Donde:  $i / ((1+i)^n - 1)$  es el factor de amortización en serie de pagos iguales ó factor de amortización constante.

Si se sustituye el valor de F ecuación 7.2.3 en la ecuación 7.2.7 se tiene:

$$A = P((1+i)^n) / ((1+i)^n - 1) \quad 7.2.8$$

Donde  $(1+i)^n i / ((1+i)^n - 1)$  es el factor de recuperación del capital ó bien factor de renta temporal inmediata de valor constante.

#### 7.2.1.- Análisis de Alternativas.

El método más usual para el análisis de alternativas es el Método de Valor Presente, que consiste en transportar los costos que deben efectuarse a lo largo de la vida útil del equipo al año cero, es decir, en el momento en que se hace la inversión inicial. Al adquirir un compresor centrífugo se incurren en los siguientes costos:

Costo del compresor y su accionador.- Es el costo de la unidad sin incluir sistemas auxiliares.

Costo de sistemas auxiliares.- Es el costo de sistemas tales como: Lubricación, instrumentación y control, arranque, etc. que pueden cotizarse por separado si así se desea.

Costo de refacciones.- Es el costo del lote de re-

facciones que se utilizan para el arranque y/o durante el mantenimiento preventivo ó correctivo.

Costo de pruebas.- Las pruebas que el fabricante -- realiza sin costo alguno para el comprador son normalmente la prueba hidráulica y el de corrida mecánica, pero existen otras que a solicitud del comprador se efectúan pero con -- costo adicional; estas pruebas son por ejemplo: el análisis torsional y grabación de vibración.

Costo de empaque.- Los compresores pueden ser unida des relativamente grandes y si las condiciones del sitio -- son severas requieren de un embalaje especial para su trans portación y almacenamiento sobre todo si este último es a -- la intemperie.

Costo de supervisión.- Es el costo del personal téc nico nacional ó extranjero que se encarga del arranque del equipo.

Costo de transportación.- Es el costo por transpor tar el equipo desde el lugar de su fabricación hasta el si tío de operación.

Costo de anclaje.- Es el costo por la obra civil ne cesaria para anclar el equipo y el costo de la casa de má-- quinas si ésta es necesaria.

Algunos de los costos anteriores no se efectúan en una misma fecha pero para facilidad de manejo todos ellos suelen considerarse como la inversión inicial Co del equipo

Los costos de operación y mantenimiento se presentan periódicamente y para efectos de su manejo se toman como una serie de pagos uniformes ó anualidades. Normalmente se cuentan con los siguientes costos de operación y mantenimiento.

Costo por lubricantes.- Es el costo por concepto de aceites, grasas y similares.

Costo de refacciones.- Cuando se compra el equipo se adquiere un lote de refacciones para cubrir un período de dos ó tres años pero a medida que el equipo pasa este límite se irán necesitando con más frecuencia las refacciones de manera que es necesario considerar este costo.

Costo de combustible Cc.- Es el costo por la energía necesaria para accionar el compresor la que puede ser eléctrica ó la que se obtiene de combustible fósil (gas, gasolina, diesel). Este costo se calcula de la siguiente manera:

$$Cc = \text{Precio del combustible} \times \text{consumo de combustible} \times N^{\circ} \\ \text{de horas de operación en un año.} \quad 7.2.9$$

Donde el precio del combustible se expresa en ----  
(\$/m<sup>3</sup>) ó (\$/lb).

El consumo de combustible se expresa en (m<sup>3</sup>/hr.) ó (Kg/hr) y se calcula así:

$$\text{Consumo de combustible} = \text{Heat Rate} \times \text{Potencia} \times \frac{1}{\text{LHV}}$$

Donde:

Heat Rate.- Es la tasa o relación de energía calorífica por unidad de tiempo y potencia y sus unidades son:

$$(\text{Btu/HP-Hr}) \quad \text{ó} \quad (\text{KJ/Kw-Hr})$$

Potencia.- Es la potencia en condiciones de sitio necesaria para accionar al compresor y se expresa en (HP) ó en (Kw).

LHV.- Del inglés Low Heat Value, es el poder calorífico inferior del combustible expresado en  $(\text{Btu/pie}^3)$ ,  $(\text{KJ/m}^3)$  si es combustible gaseoso ó  $(\text{Btu/lb})$  y  $(\text{KJ/Kg})$  si el combustible es líquido.

Entonces la ecuación 7.2.9 queda:

$$C_c = \text{Precio del combustible} \times \text{Heat Rate} \times \text{Potencia} \times \frac{1}{\text{LHV}} \quad \text{--}$$

8 760 (Horas/año).

$C_c$  queda expresado en ( \$ /año )

Costo de energía eléctrica.- Es el costo por consumo de este energético si es necesario, para bombas de lubricación por ejemplo, se calcula multiplicando el consumo anual en Kw por el precio del Kilowatt-hora.

Costo por servicios auxiliares.- Es el costo de la energía necesaria para disponer de aire de instrumentos, - aire de planta ó gas para instrumentos, luz, etc.

Costo de mano de obra.- Este costo representa el salario de la cuadrilla de mantenimiento.

Costos de administración.- Es el costo por la elaboración de órdenes de trabajo, uso de la computadora para la programación del mantenimiento preventivo y los sueldos del administrador, secretarias, etc.

Otros costos.- Es el costo representado por materiales como estopas, lijas, escobas, detergentes, etc.

Si estos costos se dibujan en un diagrama de flujo de caja, fig. 7.2.2 se tiene:

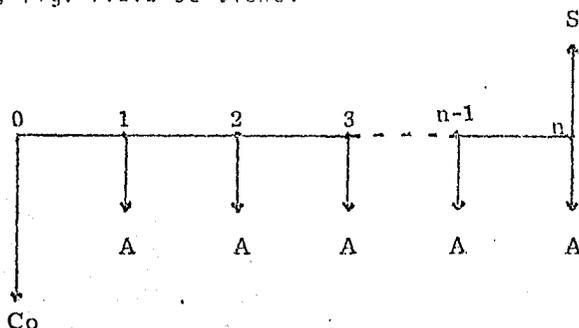


Fig. 7.2.2

Donde:

$C_o$  Es la inversión inicial.

$A$  Es el costo anual de operación y mantenimiento

$S$  Representa el valor de salvamento del equipo

$n$  Es la vida útil del equipo.

En la tabla 7.21 se encuentra la vida útil de equipos instalados en zonas terrestres y marinas (plataformas) según el tipo de planta donde se instalen.

Haciendo  $S=F$  en la ecuación 7.2.3 y despejando a  $P$  en la ecuación 7.28 el costo en Valor Presente CVP de los costos representados en la fig. 7.2.2 es:

$$CVP = Co + \frac{A((1+i)^n - 1)}{(1+i)^i} - \frac{S}{(1+i)^n} \quad 7.2.10$$

La tasa de interés anual  $i$  que se utiliza es la -- que ofrecen los bancos.

Siguiendo el ejemplo numérico del capítulo 3 supon gamos que dos fabricantes cumplen técnicamente y que pre-- sentan las siguientes características y precios de sus --- equipos.

#### Fabricante A

1.- Ofrece accionar el compresor con turbina de gas, - la cual desarrolla en condiciones de sitio, una po tencia igual a 14 925 Kw (20 000 HP) con un Heat - Rate de 13.632.97 (KJ/Kw-Hr) y presenta los si---- guientes precios en pesos mexicanos:

- a).- Costo de turbocompresor =  $100 \times 10^6$
- b).- Costo de sistemas auxiliares =  $10 \times 10^6$
- c).- Costo de refacciones =  $12 \times 10^6$
- d).- Costo de pruebas =  $4 \times 10^6$

Tabla 7.2.1.

Vida útil de maquinaria y equipo petrolero publicado por - el Ministerio de Hacienda (Tesorería), del Gobierno de los Estados Unidos de América (USA).

Producción y Proceso.	
Descripción	Vida Util (años)
Bombas	15
Cambiadores de Calor	20
Compresores	15
Condensadores	20
Deshidratadores de gas	15
Equipo de elevación neumática	10
Medidores	20
Motores eléctricos	15
Motores de combustión interna	10
Plantas generadoras	20
Plantas de tratamiento de agua	15
Reguladores de gas	20
Tanques de almacenamiento	20
Tanques separadores	15
Transformadores eléctricos	15
Equipo paquete	15

Perforación de Pozos.

Bombas	8
Desgasificador	8
Desalviador	8
Equipo de control	10
Equipo de elevación	6
Estructura	10
Generadores y equipo eléctrico	8
Grúas	10
Herramientas	6
Malacate	10
Mesa rotatoria	6
Motores	10
Separador de lodo y gas	8
Tanques (lodo, combustible ó agua)	8
Tuberías (agua ó combustible)	5
Turbinas de gas	10
Zaranda vibratoria	6

e).- Costo de empaquetamiento =  $3 \times 10^6$

f).- Costo de supervisión =  $2 \times 10^6$

g).- Costo de transportación =  $1 \times 10^6$

h).- Costo de anclaje =  $2 \times 10^5$

Total =  $130.2 \times 10^6$

Los costos de operación y mantenimiento anual para este equipo son:

i).- Costo por lubricantes =  $6 \times 10^5$  (\$/año)

j).- Costo por refacciones =  $2 \times 10^6$  (\$/año)

k).- Costo de combustible Cc

$Cc = 10 (\$/m^3) \times 13\ 633 \text{ Kg}/(\text{Kw-hr}) \times$

$14\ 925 (\text{Kw}) \times 1/37\ 279.15 (\text{Kj}/m^3) \times 8\ 760 (\text{Hr}/\text{año}).$

$Cc = 10 \times 47\ 803,064.95 = \$ 470\ 803,064.95$

l).- Costo de energía eléctrica =  $1 \times 10^6$  (\$/año)

m).- Costo por servicios auxiliares =  $1 \times 10^6$  (\$/año)

n).- Costo de mano de obra =  $0.3 \times 10^6$  (\$/año)

o).- Costo de administración =  $0.2 \times 10^6$  (\$/año)

p).- Otros costos =  $0.01 \times 10^6$  (\$/año)

Total =  $475\ 903\ 064.95$  (\$/año)

Fabricante B.

2.- Ofrece accionar el compresor con turbina de gas la

cual desarrolla en condiciones de sitio, una potencia, igual a 13 433 Kw ( 18 000 EHP ) con un heat rate de 12 883.4 (KJ/Kw-Hr) y presenta los siguientes precios en pesos mexicanos.

- a).- Costo de turbocompresor =  $110 \times 10^6$
- b).- Costo de sistemas auxiliares =  $12 \times 10^6$
- c).- Costo de refacciones =  $10 \times 10^6$
- d).- Costo de pruebas =  $5 \times 10^6$
- e).- Costo de empaquetamiento =  $2 \times 10^6$
- f).- Costo de supervisión =  $1.5 \times 10^6$
- g).- Costo de transportación =  $2 \times 10^6$
- h).- Costo de anclaje =  $3 \times 10^5$

Total = \$ 142 280,000.00

Los costos de operación y mantenimiento son:

- i).- Costo por lubricantes =  $6 \times 10^5$  (\$/año)
- j).- Costo por refacciones =  $1.5 \times 10^6$  (\$/año)
- k).- Costo del combustible Cc =

$$C_c = 10 \left( \frac{\$}{m^3} \right) \times 12\,883.4 \left( \frac{Kj}{Kw-Hr} \right) \times 13\,433 \text{ Kw}$$

$$\times \frac{1}{37\,279.15 \left( \frac{Kj}{m^3} \right)} \times 8\,760$$

$$C_c = 10 \times 40\,666\,950.8 = 400\,666\,950.8 \left( \frac{\$}{año} \right)$$

- l).- Costo de energía eléctrica =  $1 \times 10^6$  (\$/año)
- m).- Costo por servicios auxiliares =  $1 \times 10^6$  (\$/año)

n).- Costo de mano de obra =  $0.3 \times 10^6$  (\$/año)

o).- Costo de administración =  $0.3 \times 10^6$

p).- Otros costos =  $0.01 \times 10^6$  (\$/año)

Total = 404 376 950.- (\$/año)

Resumiendo:

	Fabricante A	Fabricante B
Inversión inicial Co	130 200 000.00	142 280 000.0
Costos de Operación y Mantenimiento	475 903 064.95	404 376 950.0
Vida útil (años)	15	15
Salvamento	0.0	0.0

De acuerdo con la ecuación 7.2.10 el CVP de estas alternativas tomando una tasa de interés de 40%, es:

$$CVP_A = 130\,200\,000.0 + \frac{475\,903\,064.95 (1+0.4)^{15} - 1}{(1+0.4)^{15} (0.4)} - 0.0$$

$$CVP_A = 130\,200\,000.0 + 475\,903\,064.95 (2.4839) =$$

$$CVP_A = 1\,312\,295\,623.0$$

$$CVP_B = 142\,280\,000 + 404\,376\,950 (2.4839)$$

$$CVP_B = 1\,146\,711\,906.0$$

La diferencia entre la alternativa A y la B es:

$$CVP_A - CVP_B = 1\,312\,295\,623.0 -$$

$$1\,146\,711\,906 = 165\,583\,717.00$$

En este caso el fabricante B; resulta ganador.

De acuerdo con los conceptos anteriores la selección del equipo se hace mediante un proceso de eliminación, es decir, la comparación de parámetros que se lleva a cabo en la evaluación técnica permite rechazar a los fabricantes que no cumplen y en la evaluación económica se escoge al fabricante que cumple técnicamente y que económicamente es más atractivo.

## 8.0 Conclusiones.

México es un país de limitaciones tecnológicas, razón por la cual, la mayoría de los equipos para aplicación industrial y específicamente para aplicación en la industria del petróleo, deben importarse a un costo bastante alto por la paridad del peso con relación al dólar norteamericano, por lo tanto pueden mencionarse las siguientes conclusiones para la selección de turbomaquinaria.

- a).- La selección debe estar fuertemente apoyada - por todas las disciplinas técnicas que puedan intervenir.
- b).- La selección debe siempre apoyarse en las normas y especificaciones actualizadas de ingeniería.
- c).- La experiencia y el criterio del comprador deben ser los más amplios posibles ya que juegan un papel importante para la toma de decisiones.
- d).- La asesoría de alguna firma de prestigio de ingeniería puede ser valiosa para la selección, sobre todo si, el monto de la inversión es alto.
- e).- El análisis económico debe ser lo más exhausto posible.
- f).- Deben fijarse claramente las condiciones de

compra y el alcance del suministro para evitar penalizaciones en uno y otro sentido.

9.0 BIBLIOGRAFIA.

- 1 Termodinámica.- J.P. Holman. Editorial Mc. Graw-Hill Book, Co.
- 2 Termodinámica. M.M. Abbott y H.C. Van Ness. Editorial Mc Graw-Hill Book, Co. Copyright. 1975.
- 3 Mecánica de los flúidos.- Víctor L. Streeter y E Benjamín Wylie.- Editorial Mc Graw-Hill Book, Co Copyright. 1979.
- 4 Turbomachines.- A guide to design, selection and Theory.- O.E. Balje. Editorial John Wiley and -- Sons Copyright 1981.
- 5 Turbomáquinas Térmicas.- Claudio Mataix. Editorial Dossat, S.A. Copyright 1973.
- 6 Centrifugal gas Compressors Basic Aerothermodynamic Concepts for Selection and Performance Evaluation.- Leon Sapiro-Editorial Solar Turbinas Inc.
- 7 Centrifugal Compressors.- A Eli Nisenfeld.- Editorial Instrument Society of America (ISA).- Copyright. 1982.
- 8 Compressor handbook N° 10.- Texas. Hydrocarbon - Processing.- Copyright. 1969..

- 9 Centrifugal Compressors.- John Fullemann.- New York Interscience Publishers. Copyright. 1962.
- 10 Curso de Turbomaquinaria Tomo III.- Compresores.- Instituto Mexicano del Petróleo (IMP).- Copyright 1982.
- 11 Diseño en Ingeniería Mecánica.- J. Edward Shigley. Editorial Mc Graw-Hill Book, Co.
- 12 Elliott Multistage Compressors.- Bulletin P-254.- Carrier Corporation.- Copyright 1975.
- 13 API-617.- 4a. Edición.- Centrifugal Compressors -- for General Refinery Services.- American Petroleum Institute (API).- Editorial API.- Copyright. 1979.
- 14 API-614.- Lubrication, Shaft-Sealing, and Control oil Systems for Special.- Purpose Applications.- American Petroleum Institute (API).- Editorial API Copyright. 1973.
- 15 API-671.- Special-Purpose Couplings for Refinery Services.- American Petroleum Institute (API).
- 16 Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Di visión-I.- American Society of Mechanical Engineering.- (ASME)
- 17 The politropic Analysis of Centrifugal Compressors

John M. Shultz.- Editorial ASME Series A, Journal of Engineering for Power. Vol 84. 1962.

18 Economía del Proyecto en Ingeniería.- H.G. Thuesen, W.J. Fabrycky, G.J. Thuesen.- Editorial Prentice Hall International.- Copyright. 1971.

19 How to use the performance curves to evaluate behavior of centrifugal compressors.- Ronald P. Lapina Chemical Engineering.- Enero 25 de 1982.