

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA**

DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



COMPRESORES CENTRIFUGOS

POR

ING. RICARDO JOEL SALAZAR GARZA

TESIS

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS**

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

MAYO DEL 2001

R.I.S.G.

COMPRERSORRES CEMIRIFUCOS

COMPRERSORRES CEMIRIFUCOS

TM
Z5853
.M2
FIME
2001
S342

2001



1020145636

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



COMPRESORES CENTRIFUGOS

POR

ING. RICARDO JOEL SALAZAR GARZA

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
DE INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD
EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

MAYO DEL 2001

TM

Z5853

• M2

FINE

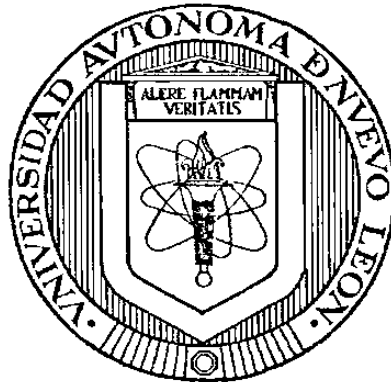
2001

S342



FONDO
TESIS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



COMPRESORES CENTRIFUGOS

POR:

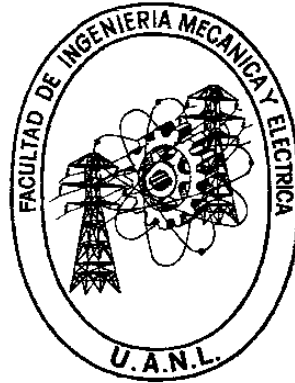
ING. RICARDO JOEL SALAZAR GARZA

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN
TÉRMICA Y FLUIDOS**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, N. L. MAYO DEL 2001

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



COMPRESORES CENTRIFUGOS

POR:

ING. RICARDO JOEL SALAZAR GARZA

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN
TÉRMICA Y FLUIDOS**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, N. L. MAYO DEL 2001

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIS DE POSTGRADO**

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis "Compresores Centrifugos" realizada por el alumno **Ing. Ricardo Joel Salazar Garza** con numero de matricula 0179988 sea aceptada para su defensa como opción al grado de **Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con Especialidad en Térmica y Fluidos**

El comité de Tesis

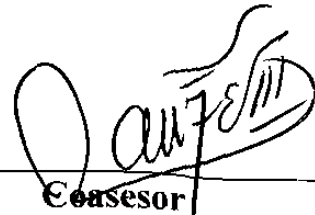


Asesor

M.C. Roberto Villarreal Garza



M.C. Moisés Espinosa Esquivel



M.C. Daniel Ramírez Villarreal



Vo.Bo.

**M.C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Postgrado**

DEDICATORIAS

A MI ESPOSA LAURA:

Por todo el apoyo que me ha brindado durante mi carrera profesional y en la realización de esta tesis.

A MIS HIJAS:

Aurora Samira
Laura Ivette

A MIS HERMANOS:

Sóstenes
Idalia
Aurora

A mis familiares y amigos por impulsarme en la realización de esta tesis.

Gracias.

AGRADECIMIENTOS

AL ING. ROBERTO VILLARREAL GARZA.

Por el apoyo y orientación que me brindo para realizar este trabajo.

A MIS COASESORES:

M.C. MOISES ESPINOSA ESQUIVEL

M.C. DANIEL RAMIREZ VILLARREAL

Por el apoyo y facilidades que me brindaron para realizar esta Tesis.

A MIS MAESTROS Y COMPAÑEROS

Gracias

PRÓLOGO

La tendencia en la industria es construir plantas cada vez más grandes con equipo de un solo componente, más grande y confiable.

La confiabilidad del equipo rotativo siempre se debe definir en términos de la duración esperada de la planta y el tiempo de amortización requerido para producir utilidades al propietario, esto se define en ahorro de energía.

Muchas plantas de productos químicos tienen una duración esperada de cinco años de promedio, pues el proceso ya será anticuado al cabo de ese tiempo, mientras que las refinerías o las plantas petroleras tienen un tiempo de amortización de diez a quince años.

Las preguntas primordiales para seleccionar el equipo adecuado, pueden ser.

La planta tendrá un proceso continuo.

Se cuenta con personal capacitado para la operación y mantenimiento.

El costo de la operación, contra el costo del capital.

Con este razonamiento se podrán encontrar equipos adecuados en el mercado.

En los procesos industriales, en cualquier área de producción, el equipo que más problemas puede presentar es el COMPRESOR.

Cuando se selecciona un compresor, es indispensable contar con todo el equipo de condiciones del proceso, si hay un especialista en la planta debe estar informado de esas condiciones, para seleccionar el compresor adecuado a las necesidades y evitar problemas posteriores.

INDICE

CAPITULO

SÍNTESIS

- 1. INTRODUCCIÓN**
 - 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**
 - 1.2 OBJETIVO**

- 2. HUMEDAD DEL AIRE**

- 3. ATMÓSFERA NORMAL**

- 4. COMPRESORES CENTRIFUGOS**

- 5. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**
 - 5.1 OPERACIÓN**
 - 5.1.1 METODOS DE COMPRESION**

5.1.2 LOS PRINCIPALES TIPOS DE COMPRESORES

**5.1.3 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE LOS
COMPRESORES**

5.2 LUBRICACIÓN DE COMPRESORES DE AIRE

5.2.1 PROBLEMAS DE LUBRICACIÓN

5.2.2 LUBRICANTES RECOMENDADOS

5.2.3 PELIGRO DE INCENDIO

5.3 MANTENIMIENTO

**6. SELECCIÓN DE UN COMPRESOR
CENTRIFUGO**

6.1 APLICACIONES

6.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

6.3 CARGA Y CABALLAJE DEL COMPRESOR

6.4 VELOCIDAD ESPECIFICA

6.5 SELECCIÓN DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

**6.6 COMPRESORES CENTRIFUGOS DE ETAPAS
MÚLTIPLES**

6.7 MÉTODOS PARA CÁLCULOS

**6.8 CONTROL DE LOS COMPRESORES
CENTRIFUGOS**

**6.9 CONTROL DE OSCILACIONES EN
COMPRESORES CENTRIFUGOS**

7. SELECCIÓN DE COMPRESORES

7.1 TIPOS DE COMPRESORES DE AIRE

7.2 PARTES DE UN COMPRESOR

7.3 DISEÑO GENÉRICO

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABLAS

AUTOBIOGRAFIA

SÍNTESIS

El desarrollo de esta tesis se enfoca a la selección de los compresores de aire.

En la industria se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases.

En este trabajo se presenta una descripción general de los tipos de compresores que pueden ser seleccionados por los ingenieros de proyectos.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA

En el mercado no existe material de información para la selección de compresores y mantenimiento. Por lo cual será de interés para las personas relacionadas con los compresores.

1.2 OBJETIVO:

El material de esta tesis servirá de apoyo para ingenieros de proyecto industriales y en la reutilización de compresores. Así como material de respaldo didáctico en estudiantes de las carreras de ingeniería.

El aire comprimido tiene una gran cantidad de aplicaciones, debido a su adaptabilidad y facilidad de transporte. Tiene una gran aplicación dentro de la industria, en los procesos químicos y del área médica.

EJEMPLOS.-

- Accionamiento de taladros
- Martillos neumáticos
- Limpieza por chorro de arena
- Pulverizadores

- Bombas
- Conducción de gases, etc.

La compresión del aire constituye un factor importante en los motores de combustión interna y turbinas de gas.

Para el transporte del gas natural, y otros gases se utilizan tuberías rígidas ó flexibles, los compresores son parecidos a los empleados para el aire.

La obtención de oxígeno, nitrógeno, y gases raros se realiza comprimiéndolos, enfriándolos hasta alcanzar el punto de licuefacción.

Los compresores se clasifican en compresores de Desplazamiento Positivo y Compresores Dinámicos.

Los Compresores de Desplazamiento Positivos, funcionan absorbiendo una cantidad de gas en un espacio cerrado dentro del cual le reducen el volumen y aumentan su presión.

Los Compresores Dinámicos, el gas circula a través de la máquina ya sea por una acción mecánica o por la corriente de aire gases vapor ó líquidos que se mezclan con el gas a comprimirse.

Los Compresores de Desplazamiento Positivo se clasifican en:

Compresores de Movimiento Alternativo o de Embolo. En la industria se encuentran denominados como Rotativos o Reciprocantes.

Rotativos.-

Los cuales se clasifican de la siguiente forma:

Un rotor en los cuales tenemos, de paletas, de anillo liquido espiral.

Dos rotores: tornillo rotativo, lóbulos rotativos.

Reciprocantes.-

En este tipo contemplamos los siguientes:

tropical, cabeza en x, pistón libre, laberinto, diafragma

Compresores de Movimiento Alternativo

Las características de estos compresores son muy extensas, ya que su aplicación es desde un compresor pequeño, como para la aplicación de pinturas, inflado de neumáticos, como grandes unidades para aplicación de la industria minera, refrigeración, etc. dichos compresores prestan un servicio muy confiable para todas las presiones de trabajo.

Se encuentran contruidos para presiones de carga de 0.07 Kg. / cm^2 hasta presiones de 350 Kg. / cm^2 o mayores.

Compresores rotatorios

Se construyen para presiones desde 7 Kg. / cm^2 ó mayores.

Se utilizan comúnmente para dar servicio en los hornos, para evacuación de aguas negras, ventilación gral.

Compresores Dinámicos

1. – Ventiladores:

El cual consta de una tobera de vapor, una cámara de aspiración y un tubo difusor.

El vapor de agua entra en la cámara de aspiración de alta velocidad pasa al difusor donde su energía cinética se transforma en presión, posteriormente es descargado a una presión mayor que la de la cámara de aspiración.

2. - Centrífugos:

Se les conoce también como circulación axial o mixta.

CAPITULO 2

HUMEDAD DEL AIRE

El aire atmosférico normalmente nunca esta seco, siempre tiene alguna humedad, y cuando nos referimos que es seco quiere indicar que es menos húmedo que alguno que tomemos de referencia.

Se dice que el aire esta saturado cuando contiene el 100 % de humedad. El punto de saturación varia con la temperatura y con la presión pero la causa principal es la temperatura.

Un aire saturado puede retener mas humedad si aumenta la temperatura o descende la presión o si baja la temperatura y aumenta la presión. Al comprimirse el aire va reduciendo su volumen y si no varia su temperatura disminuye proporcionalmente su humedad.

Si tiene un volumen de aire a la presión ordinaria, tiene el 50 % de humedad a la presión de dos atmósferas a tres atmósferas tendrá el 150 % y así sucesivamente se incrementara. Sin embargo, como varia la temperatura la humedad también y lo hace

duplicándose cada 11° por cada 10° que aumenta, si comprimimos aire a 25° a 5 atmósferas tendremos 250° al final.

En la practica esto no sucede pues por el efecto de enfriamiento la temperatura final no pasa de 40° , por lo tanto no aumenta la retención de humedad que tuviera

cuando fue aspirado. Una parte de esta se deposita en el cilindro del compresor y lo demás en el recorrido que realiza hasta su punto de consumo.

El agua que se condensa debe ser expulsada para que no dañe las partes del equipo. Por lo general el aire comprimido llega a los motores casi saturado, aunque el peso de la humedad por unidad de masa gaseosa es menor que el que tenia al entrar al compresor a la presión ordinaria. Si hubiera posibilidad de trabajar con expansión isotérmica, al aumentar su volumen la humedad del vapor de agua quedaría muy por debajo de su punto de saturación. al aumentar el volumen de aire, adiabaticamente, existe un descenso en la temperatura bruscamente por lo tanto, el vapor de agua se condensara y además se congelara a la salida, alcanzando muy bajas (aproximadamente de -70° a -120°).

Si el aire trabaja a presión máxima, a la misma temperatura y presión inicial, tendremos temperaturas inferiores a las anteriores en el rango de -35° a -60° aproximadamente. en este caso la expulsión es mayor que en el primer caso la temperatura final será menor por lo cual será menor la formación de hielo.

Un procedimiento para evitar la formación de hielo es calentar el aire antes que entre a los motores sin correr el riesgo de la formación de hielo. Otra forma seria trabajar con una presión más alta y cuando la temperatura descienda a lo normal se condensara la mayor parte de la humedad eliminándola, y posteriormente bajar la presión con alguna válvula próxima a la salida de los motores. Aumentando el volumen con lo cual se

reduce la humedad relativa la cual ya no produce hielo a la salida aunque baje la temperatura.

La humedad relativa es la relación entre el peso específico del vapor de agua en estado de saturación y el peso específico del vapor del agua no saturado o la relación siguiente.

$$\varphi = \frac{p_o}{p^s}$$

p_o : es la presión parcial del vapor de agua

p^s : presión de saturación

CAPITULO 3

ATMÓSFERA NORMAL

Si un compresor se instala a diferentes altitudes, el volumen de descarga será siempre el mismo, si consideramos el peso específico del aire con la altitud encontramos que, son distintos y además menores cuanto más alto sea el lugar debido a que el peso específico del aire disminuye con la altitud, al nivel del mar son menores los pesos encontrados en cada punto, ya que varían con la altitud.

Por lo tanto, los compresores sufren variaciones con la altitud, y es difícil compararlos si no tomamos la precaución de tener las mismas características al mismo nivel y a una misma temperatura. Como norma se establece hacer la referencia al nivel del mar y a una temperatura de 15° .

A medida que un compresor se eleva, se aspira menos peso del aire puesto que la presión atmosférica de que se parte es cada vez más pequeña, o sea que el aire que se

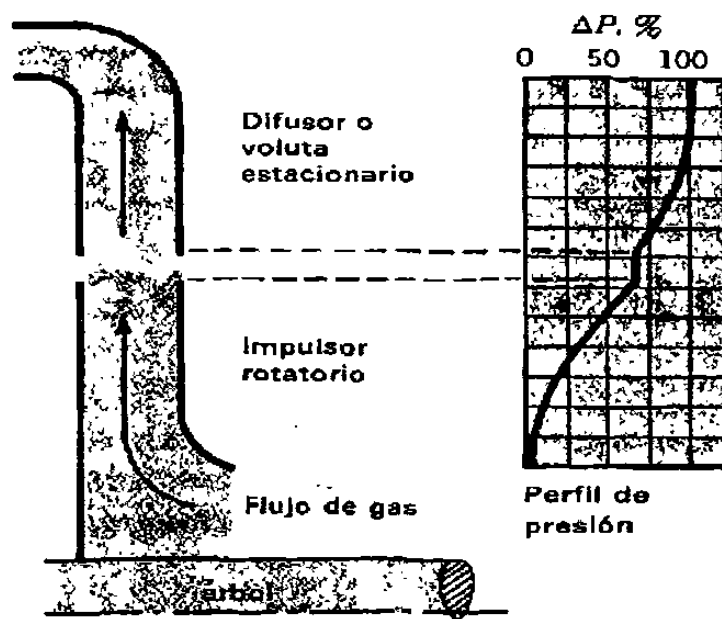
aspira va siendo menos denso, y por lo tanto para una misma presión final el volumen comprimido disminuye con la altitud.

Para conocer el grado de capacidad con relación al nivel del mar, a cualquier altitud, se calcula el peso del volumen del aire que se descarga considerándole al estado libre y con la temperatura del ambiente; es decir, que se halla el peso de la capacidad volumétrica, después se determina el volumen que corresponde a dicho peso al nivel del mar y una temperatura de 15° , con este nuevo volumen veremos que el rendimiento volumétrico que le pertenece es menor que el verdadero al nivel del mar, restando ese nuevo volumen, que en definitiva es una nueva capacidad volumétrica, de la que caracteriza al compresor al nivel del mar, tendremos la pérdida de capacidad que se experimenta en la altitud que se considere.

CAPITULO 4

COMPRESORES CENTRIFUGOS

En un compresor centrífugo se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor, después se recupera en forma controlada para producir el flujo y presión deseada.



Flujo de gas en un compresor centrífugo

Estos compresores suelen ser unitarios, a menos que el flujo sea muy grande o que las necesidades del proceso requieran otro tipo.

Los impulsores para la industria química son del tipo de inclinación hacia atrás o inversa, con lo que permite mejor control porque su curva de rendimiento tiene mayor pendiente. La velocidad en las puntas del impulsor convencional es de 800 a 900 ft/s. Con lo cual el impulsor produce alrededor de 9500 ft de carga, dependiendo del gas que se comprima. Cuando se necesitan valores mas altos, se emplean compresores de etapas multiples.

Los gases pesados como el propano, propileno ó el freón, tienen velocidades mas bajas, comparadas con el aire.

Cuando se evalúa un compresor centrifugo se requiere mucha atención al porcentaje de aumento en la presión, desde el punto normal de funcionamiento hasta el punto de oscilación.

El punto de oscilación se define, como el lugar donde una reducción adicional en el flujo ocasionará inestabilidad en forma de flujo a pulsaciones y pueden ocurrir daños por sobrecalentamiento, falla de los cojinetes o por vibración excesiva.

Por la velocidad tan alta del compresor centrifugo se debe tener cuidado con el balanceo del rotor, la siguiente formula se utiliza en la industria para calcular los limites de vibración permitidos en el eje del compresor:

$$Z = \sqrt{12000/n}$$

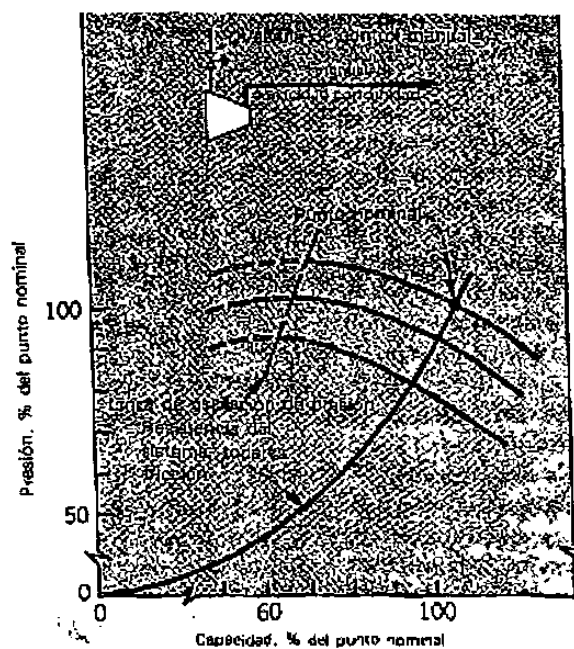
En donde:

Z = limite de vibración permisible en milésimas de pulgada (máximo 2 milésimas de pulgada)

n = velocidad en r.p.m.

Es conveniente colocar monitores de vibración para detectar las vibraciones excesivas del eje.

De acuerdo al sistema de proceso se requieren diferentes controles contra la oscilación para evitar que el compresor alcance el valor que produce la oscilación, normalmente se utiliza un factor de seguridad de un 5 a un 10%, para controles automáticos.



La resistencia al flujo se debe sólo a la fricción

Cuando se aplica una contrapresión fija en el compresor, se debe tener cuidado especial para seleccionar la curva de rendimiento de pendiente pronunciada. O sea cuando se tiene un aumento en la carga de un 10 al 15% de su punto nominal hasta el punto de oscilación.

Cuando se recircula el gas en el circuito de oscilaciones, es necesario enfriarlo antes de regresarlo a la entrada del compresor, cuando se desea velocidad variable se requiere un control de presión para controlar la velocidad de la unidad motriz.

El proceso de un compresor centrífugo tiene la ventaja de que envía gas libre de aceite.

La selección de los sellos depende de la presión de succión del compresor, todos tienen la descarga equilibrada contra la presión de succión.

TIPOS DE SELLOS Y SUS LIMITEN DE PRESION

SELLO	PRESION APROXIMADA (psi)
Laberinto	15
Anillo de carbón	100
Contacto mecánico	500
Película de aceite	3000 ó mayor

La ventaja del sello de laberinto, es que es del tipo de holgura sin piezas sin rozamiento y es el más sencillo de todos sus ventajas es la gran cantidad de fugas que permite, las cuales no se permiten cuando se utilizan gases como el nitrógeno o el oxígeno, por ser muy costosos.

Los sellos de anillo de carbón se utilizan cuando el gas está limpio o hay un medio amortiguador limpio que incluya un lubricante. , Estos sellos son de mínima holgura, sufren mucho desgaste.

En el sello de contacto mecánico, hay una película de aceite que se mantiene entre sus caras estacionaria y giratoria. Tiene la ventaja de que minimiza el paso de aceite hacia el lado del gas. Su desventaja es la pérdida de la película de aceite. lo cual ocasiona serios daños.

En el sello de película de aceite, como en el de contacto mecánico, la película de aceite se utiliza para sellar el gas comprimido de la atmósfera, es del tipo de holgura reducida y se requiere una diferencia muy precisa entre la presión de succión y la de sellamiento para minimizar las fugas de aceite. En la industria química se utilizan por las altas presiones de succión. La desventaja de los sellos de película de

y de contacto mecánico es que se requieren controles complicados, bombas adicionales y un enfriador, un filtro del aceite, si es que se emplea un sistema separador para ello.

Las carcasas de los compresores pueden ser del tipo dividido o partido, horizontales ó verticales con respecto al eje.

Para el mantenimiento, los que tienen la carcasa dividida horizontalmente tienen más fácil acceso al rotor que los verticales

Los de carcasa horizontal tienen capacidad limitada de presión debido a la superficie tan grande en la unión

La selección del material de las carcazas y rotores depende del gas que se comprime, por lo cual se tiene que informar al fabricante del compresor, de todos los componentes del gas a comprimir y las condiciones de operación.

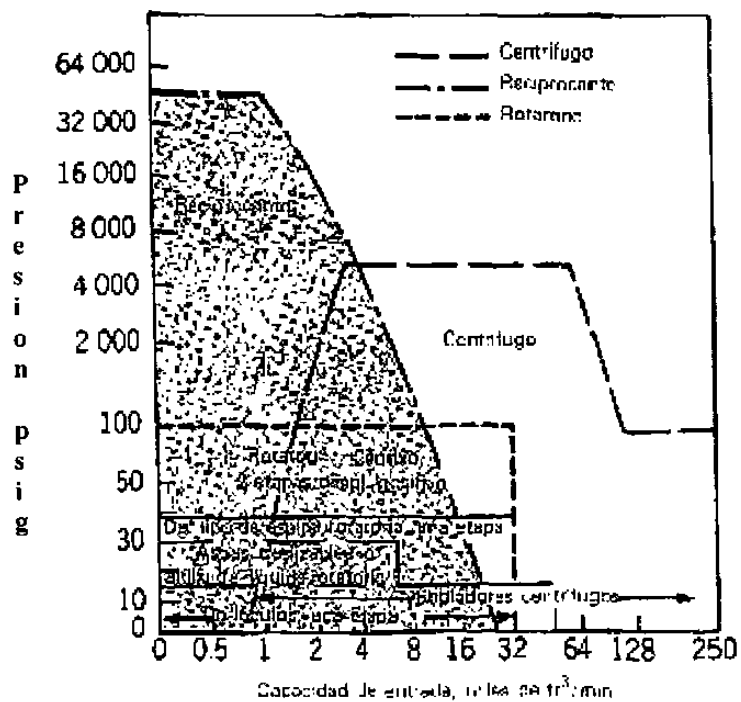
Ventajas de un compresor centrífugo:

1. Cuando se tiene de 2000 a 200,000 ft/ min. Según sea la relación de presión, el compresor es más económico, porque se puede instalar una sola unidad.
2. Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un pequeño cambio en la carga.
3. La ausencia de piezas rozantes permite trabajar más tiempo entre los intervalos de mantenimiento.
4. Cuando el terreno es costoso, se pueden obtener mayores volúmenes en un lugar pequeño.

Cuando se genera vapor en el proceso, será adecuado para moverlo una turbina de vapor de conexión directa.

Desventajas:

1. Los compresores centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. (Los cambios en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean altas o bajas).
2. Se requieren velocidades muy altas, por lo tanto hay que tener cuidado de balancear muy bien los rotores y con los materiales empleados en las componentes.
3. Un aumento en la caída de presión en el sistema puede ocasionar reducción en el volumen del compresor.
4. Se requieren sistemas para aceite lubricante y aceite para sellos.



Los compresores cubren límites amplios para uso en procesos

CAPITULO 5

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

5.1 OPERACIÓN

La compresión se realiza con diversos propósitos entre los cuales están los siguientes:

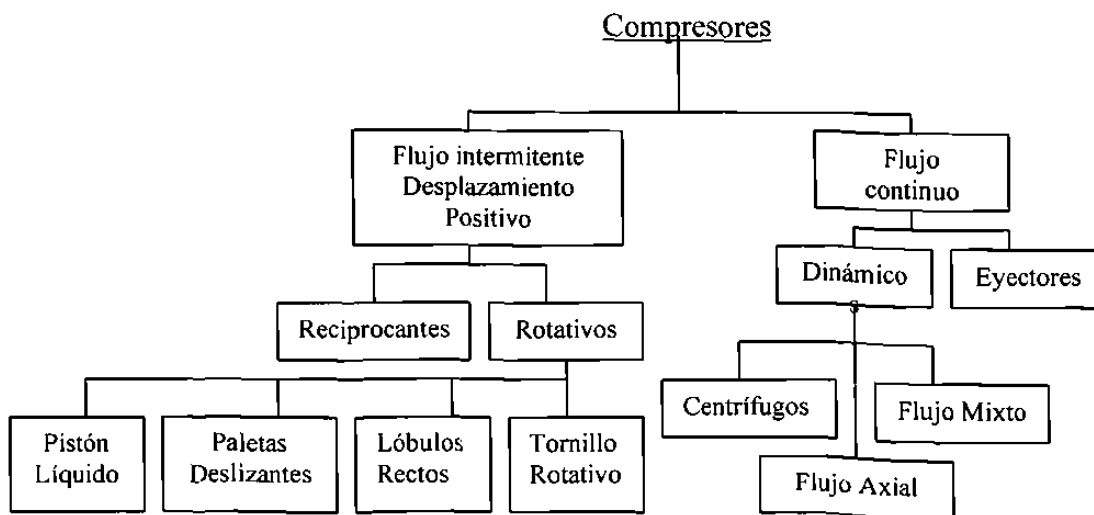
- Transmisión de Potencia
- Alimentación de un proceso de combustión
- Transporte y distribución de gas
- Hacer circular un gas a través de un proceso o sistema
- Obtención de condiciones más favorables en una reacción química
- Obtención y mantenimiento de niveles de presión reducidos mediante la remoción de gases del sistema

5.1.1 MÉTODOS DE COMPRESIÓN

Se utilizan cuatro métodos para comprimir un gas. Dos son de flujo INTERMITENTE y los otros dos son de FLUJO CONTINUO los cuales consisten en:

Desplazamiento positivo (flujo intermitente)

- ❑ Atrapar cantidades consecutivas de gas en una cámara gas, reducir el volumen (incrementando así la presión) y empujar luego el gas comprimido fuera de la cámara
- ❑ Atrapar cantidades consecutivas de gas en un espacio cerrado, trasladarlo sin cambio de volumen a la descarga de un sistema de alta presión, comprimir el gas por contraflujo del sistema de descarga y finalmente empujar el gas comprimido fuera de la cámara.



Flujo continuo

Compresores Dinámicos:

- Comprimir el gas por la acción mecánica de un impulsor o rotor con paletas en rápida rotación, el cual imparte velocidad y presión al gas que está fluyendo (la velocidad se convierte en presión en difusores estacionarios o paletas)

Eyectores:

- Utilizar un chorro de gas o vapor que arrastre el gas a comprimir para luego convertir la alta velocidad de la mezcla en presión en un difusor localizado
- corriente abajo. Los Eyectores normalmente operan con una presión de admisión inferior a la atmosférica.

5.1.2 LOS PRINCIPALES TIPOS DE COMPRESORES SE CLASIFICAN DE LA SIGUIENTE MANERA:

Desplazamiento Positivo (Flujo intermitente): son aquellos en los cuales volúmenes sucesivos de gas son confinados dentro de un espacio cerrado y elevados a una mayor presión.

Compresores Resiprocantes: son maquinas en las cuales el elemento que comprime y desplaza al gas es un pistón que efectúa un movimiento recíprocante dentro de un cilindro.

Compresores Rotativos de Desplazamiento Positivo: son maquinas en las cuales la compresión y el desplazamiento son efectuados por la acción de desplazamiento de elementos que están en rotación.

Compresores de Paletas Deslizantes: son maquinas rotativas en las cuales, paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor excéntrico montado en una carcaza cilíndrica. El gas atrapado entre las paletas es comprimido y desplazado.

Compresores de Pistón Líquido son maquinas rotativas en las cuales agua u otro líquido hace las veces de pistón para comprimir y desplazar el gas que se maneja.

Compresores de Lóbulo Recto: son maquinas en las cuales dos impulsores rotativos de lóbulos rectos encajados atrapan el gas y lo trasladan desde la admisión hasta la descarga. En estos no hay compresión interna; el aumento de presión se debe al contraflujo.

Compresores de tornillo rotativo o de lóbulos helicoidales: son maquinas en las cuales dos rotores de forma helicoidal encajados entre sí, comprimen y desplazan el gas.

Flujo continuo:

Compresores dinámicos: son maquinas rotativas en las cuales un impulsor en rápida rotación acelera el gas que pasa a través de este, la cabeza de velocidad es convertida en presión, parcialmente en el elemento rotativo y parcialmente en los difusores estacionarios o paletas.

Compresores centrifugos: son maquinas en las cuales uno o más impulsores aceleran el gas; la energía cinética adquirida se transforma en presión en un difusor corriente abajo. El flujo es radial.

Compresores axiales: son maquinas en las cuales el gas se acelera y desacelera por la acción conjunta de paletas móviles montadas sobre un estor, este cambio continuo genera un aumento en la presión. El flujo principal es axial.

Compresores de flujo mixto: son maquinas con un impulsor que combina características de los tipos centrífugo y axial.

Eyectores: son aparatos que se valen de un chorro de gas o vapor a alta velocidad para arrastrar hacia su interior al gas que se comprimir, un difusor localizado corriente abajo convierte la velocidad de la mezcla en presión.

5.1.3 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE COMPRESORES:

Un compresor básico consta de una etapa de compresión, la cual a su vez esta conformada por uno ó más elementos básicos, sin embargo, muchas aplicaciones involucran condiciones que están fuera de la capacidad práctica de una sola etapa, debido a que se presenta una relación de compresión (relación entre las presiones absolutas de descarga y de admisión) muy alta, lo cual puede causar una temperatura de descarga excesiva y otros problemas de diseño. En estos casos se hace necesario utilizar dos ó más etapas de compresión. Normalmente el gas es enfriado entre etapas para reducir su temperatura y volumen antes de entrar a su siguiente etapa; el interenfriamiento aumenta también la eficiencia del proceso de compresión.

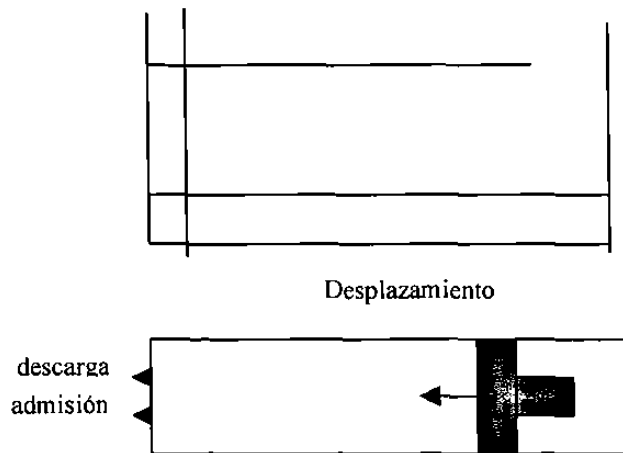
□ Compresor reciprocante

Un compresor reciprocante está compuesto básicamente por un cilindro dentro del cual el gas es comprimido por un pistón que efectúa un movimiento reciprocante en dirección axial. El aumento de presión se consigue mediante una reducción del volumen.

La admisión y la descarga del gas se hacen a través de válvulas automáticas, las cuales se abren únicamente cuando existe una presión diferencial adecuada a través de la válvula.

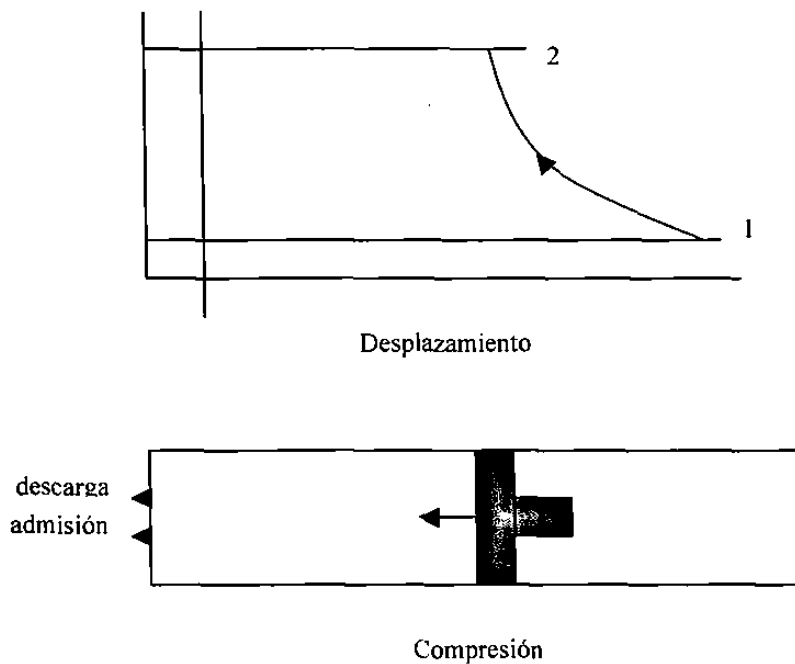
Las válvulas de admisión se abren cuando la presión en el cilindro es ligeramente menor que la presión de admisión. Las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro está un poco arriba de la presión de descarga.

En la siguiente figura, se muestra el elemento básico con el cilindro lleno de aire atmosférico (inicio de ciclo). Diagrama teórico de presión contra volumen. Ambas válvulas están cerradas.



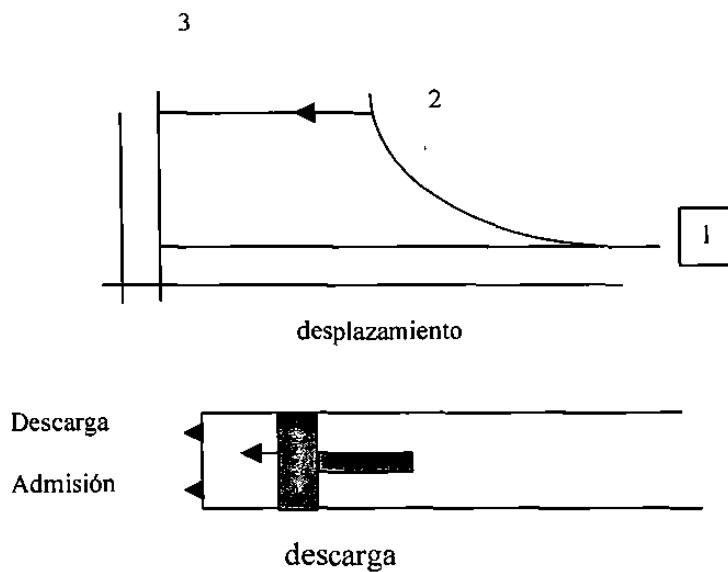
En la siguiente figura se muestra la carrera de compresión; el pistón se mueve hacia la izquierda reduciendo el volumen original de aire, esta reducción de volumen viene acompañada por un aumento en la presión. Las válvulas permanecen cerradas. El

diagrama muestra la presión en el interior del cilindro igual a la presión de descarga al sistema.

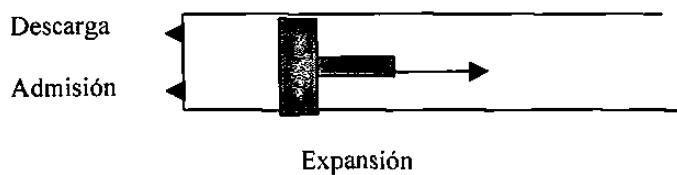
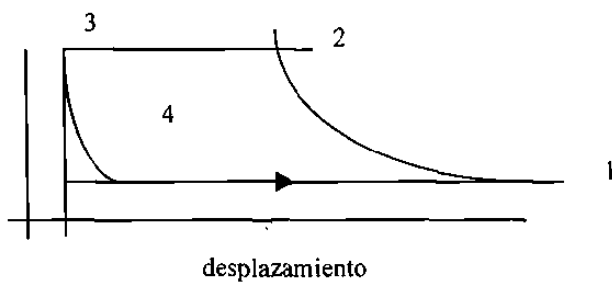


El pistón completa la carrera de descarga. Las válvulas de descarga se abren justo después que el ciclo alcanza el punto 2 y el aire comprimido fluye a través de estas hacia el sistema.

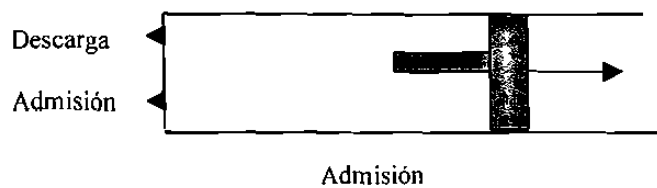
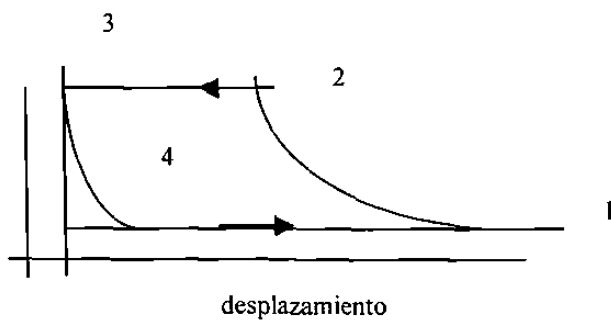
El diagrama siguiente nos muestra el pistón completando la carrera de descarga. Las válvulas de descarga se abren justo después de que el ciclo alcanza el punto 2 y el aire comprimido fluye a través de estas hacia el sistema.



Después que el pistón alcanza el punto 3 las válvulas de descarga se cierran dejando el espacio muerto lleno de aire a la presión de descarga. Durante la carrera de expansión, tanto las válvulas de admisión como de descarga permanecerán cerradas y el aire atrapado en el espacio muerto aumenta de volumen causando una reducción en la presión. La reducción de presión continúa a medida que el pistón se mueve a la derecha,. Hasta que la presión en el cilindro queda por debajo de la presión de admisión en el punto 4 ; en este punto, las válvulas de admisión se abren y el aire fluye hacia el cilindro, hasta que la carrera de admisión, termina en el punto 1.



En este punto, las válvulas de admisión se cierran y el ciclo completo se repite con la siguiente revolución del cigüeñal.

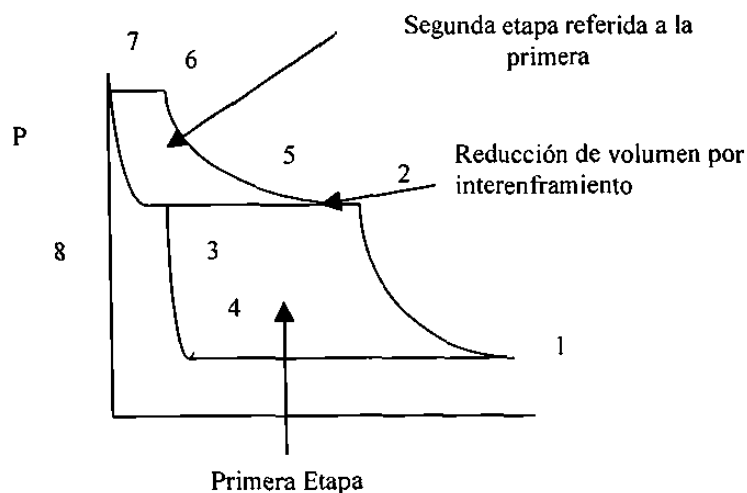


En un compresor recíprocante de dos etapas, los cilindros están proporcionados de acuerdo con la relación de compresión total; la segunda etapa es más pequeña que la primera, debido a que el gas habiendo sido ya parcialmente comprimido y enfriado, ocupa menos volumen que en la primera etapa de admisión.

Observando el diagrama presión contra volumen : las condiciones antes de empezar la compresión son los puntos 1 y 5, para la primera y segunda etapa

respectivamente, después de la compresión los puntos 2 y 6, y después de la descarga los puntos 3 y 7 . La expansión del aire atrapado en el espacio muerto a medida que el pistón se regresa nos lleva a los puntos 4 y 8, y en la carrera de admisión los cilindros son llenados nuevamente; el ciclo se repite nuevamente a partir de los puntos 1 y 5.

Cualquier compresor de desplazamiento positivo de varias etapas sigue el patrón descrito en el siguiente diagrama.

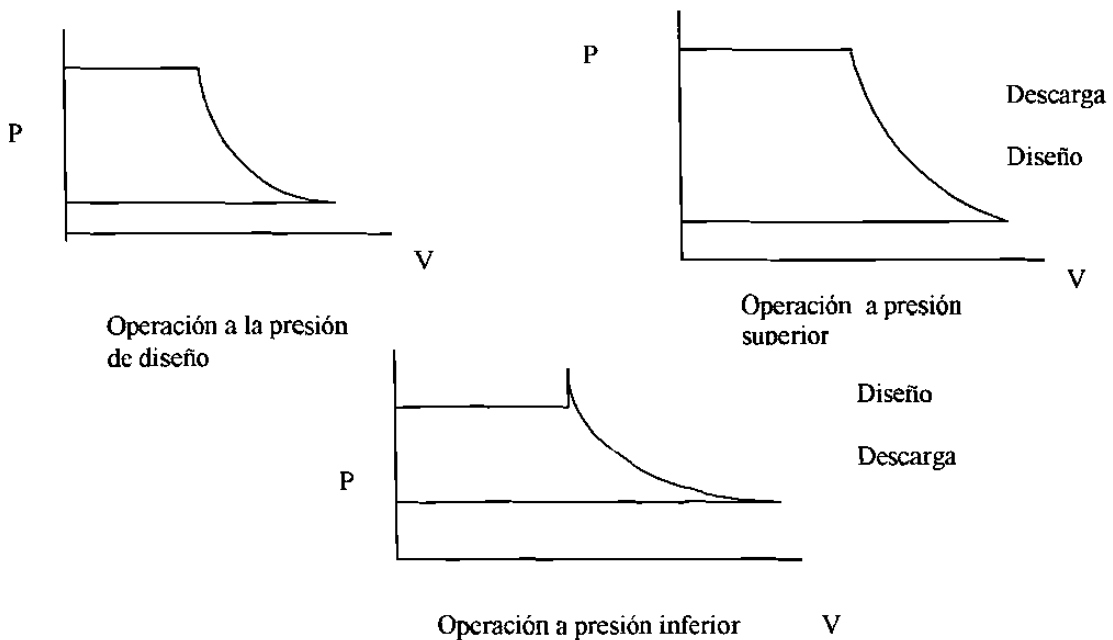


□ Compresor de Paletas Deslizantes

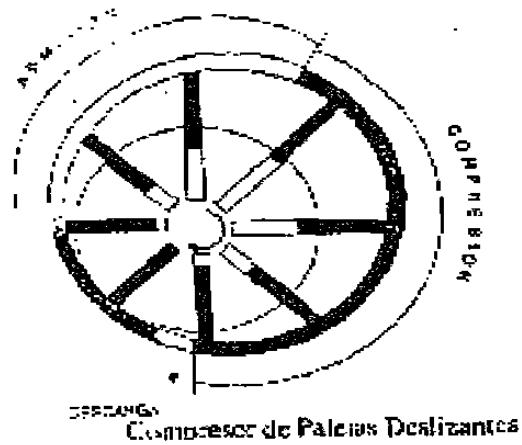
El compresor rotativo de paletas deslizantes tiene como elemento base una carcasa cilíndrica y un rotor, no tiene válvulas y los momentos del ciclo en los cuales se efectúa

la admisión y la descarga están determinados por la localización de las aberturas por donde pasan las paletas.

Cada vez que una paleta pasa por el borde anterior de una abertura permite que el gas fluya hacia la cámara formada entre dos paletas consecutivas (cámara abierta). La cámara se cierra cuando la paleta posterior rebasa el extremo de la abertura. La abertura de admisión es normalmente amplia esta diseñada para admitir gas hasta el punto donde la cámara entre dos paletas es más grande, para aprovechar la máxima diferencia posible en volúmenes. A medida que el rotor gira, el volumen de las cámaras disminuye y el gas es comprimido. La compresión continúa hasta que la abertura de descarga queda al descubierto por la paleta delantera de la cámara, este punto es determinado durante la etapa de diseño o es ajustado durante la manufactura de la unidad. De manera que el gas sea siempre comprimido a la presión del diseño, independientemente de la presión a la cual se este descargando, lo anterior nos da como resultado los diagramas siguientes, los cuales son aplicables a cualquier unidad con aberturas fijas, compresión interna y sin válvulas.

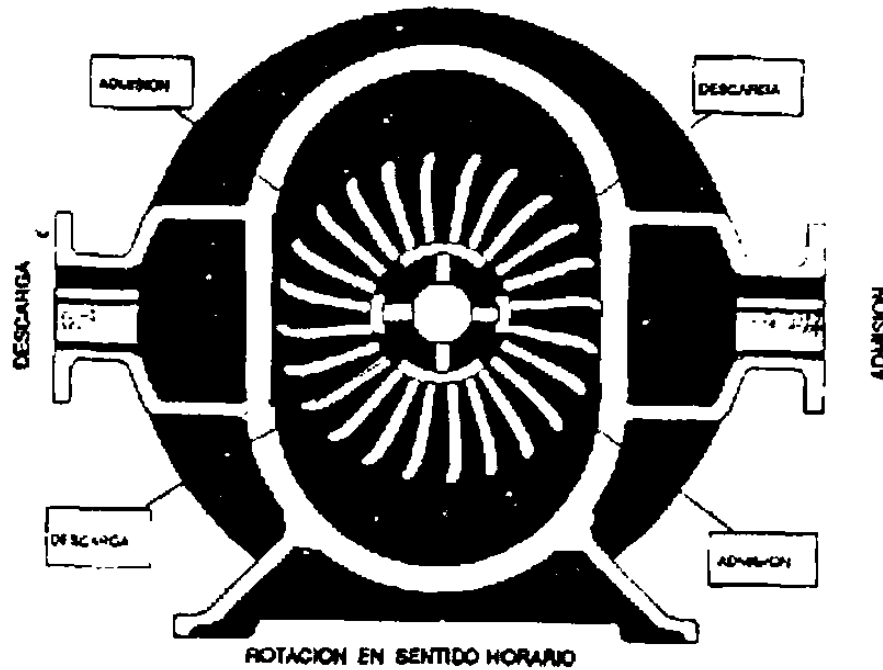


Para trabajar con relaciones con compresión más altas o para mejorar la eficiencia de operación de hace necesario la utilización de varias etapas de compresión. Como en el caso del compresor recíprocante, la segunda etapa es básicamente es otro compresor diseñado para operar en serie con la primera etapa.



Compresor de Pistón Líquido

El compresor de pistón líquido utiliza un rotor con paletas curvadas hacia delante alrededor de un cuerpo central que tiene aberturas de admisión y de descarga; las paletas actúan sobre un anillo de líquido atrapado en el interior de la carcasa elíptica. Los elementos básicos son la carcasa, las tapas y el ensamble del rotor.



Compresor de Pistón Líquido

Una cierta cantidad de líquido está atrapado entre las paletas adyacentes, a medida que el rotor gira la cara del líquido se mueve hacia adentro y hacia fuera de este espacio debido a la forma de la carcasa. El principio de operación es que las paredes de líquido son las que se mueven y hacen que el volumen de las cámaras que se forman entre dos paletas consecutivas, disminuyan al pasar de la abertura de admisión a la descarga. El líquido en movimiento recíprocante ejerce un efecto de pistón sobre el aire atrapado en las cámaras, las aberturas de admisión y descarga en el centro son fijas y no hay válvulas. En cada revolución se completan dos ciclos de compresión en cada cámara del compresor.

El enfriamiento en los compresores de anillo líquido se hace directamente entre la frontera física del gas y el líquido que comprimen en lugar de hacerse a través de las paredes de la carcasa, por lo tanto, la temperatura de descarga final se puede mantener muy cerca de la temperatura de admisión.

La cantidad de líquido que puede pasar a través del compresor no es crítica, la unidad no sufrirá daños.

Es posible lograr dos etapas colocando dos unidades en serie.

□ Compresor de doble impulsor y Lóbulo recto

Un compresor de desplazamiento positivo de doble impulsor y lóbulo recto consta de una carcasa que contiene dos o tres rotores simétricos idénticos que tienen una sección transversal en forma de ocho. Estos se mantienen encajados en fase mediante piñones exteriores acoplados y rotan en sentidos opuestos.

No hay compresión o reducción del volumen del gas durante el giro de los rotores; estos últimos simplemente mueven el gas desde la admisión hasta la descarga. La compresión tiene lugar cuando los lóbulos entregan el gas al sistema de descarga o tanque receptor; el aumento de presión no se debe a la reducción de volumen para una cantidad fija de gas, sino al aumento en el número de moléculas de gas presente en un volumen fijo. Hemos identificado este proceso con el nombre de contraflujo.

El sellamiento se consigue mediante tolerancias muy estrictas y no se requiere lubricación dentro de la cámara de compresión. Un impulsor es movido directamente, mientras que el otro es movido por medio de piñones acoplados.

Puesto que ambos impulsores hacen la misma cantidad de trabajo, cada piñón transmite el 50 % de la potencia total suministrada.

La operación puede ser visualizada en los diagramas sig.

El sombreado claro indica el gas a la presión de admisión. El sombreado oscuro indica el gas a la presión de descarga.

Diagrama A

La cámara del lóbulo A está llena de gas a la presión de admisión y la entrada de gas está a punto de terminar. El lóbulo B está entregando gas a la presión de descarga.

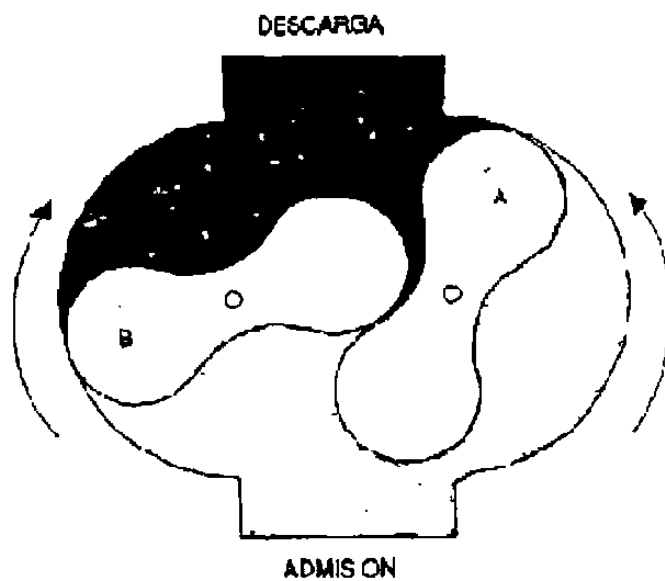


Diagrama A del Compresor de Lóbulo Recto

Diagrama B

El lóbulo A ha cerrado la admisión pero aun no ha pasado el bordé de la abertura de descarga. El lóbulo B aun está descargando.

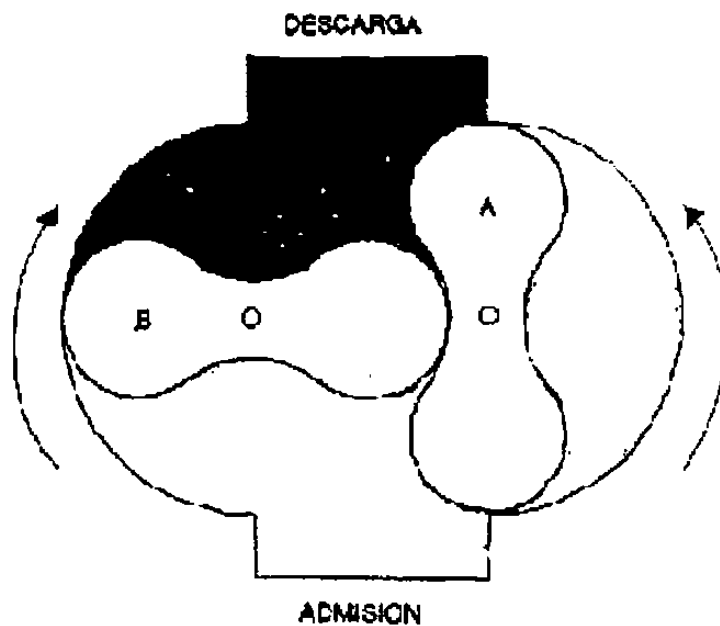


Diagrama B del Compresor de Lóbulo Recto

Diagrama C

El lóbulo A ha pasado la abertura de descarga permitiendo que el gas fluya a la cámara, comprimiendo el gas que allí se encuentra. El otro lado del lóbulo A está empezando el ciclo de admisión. El lóbulo B aun está descargando.

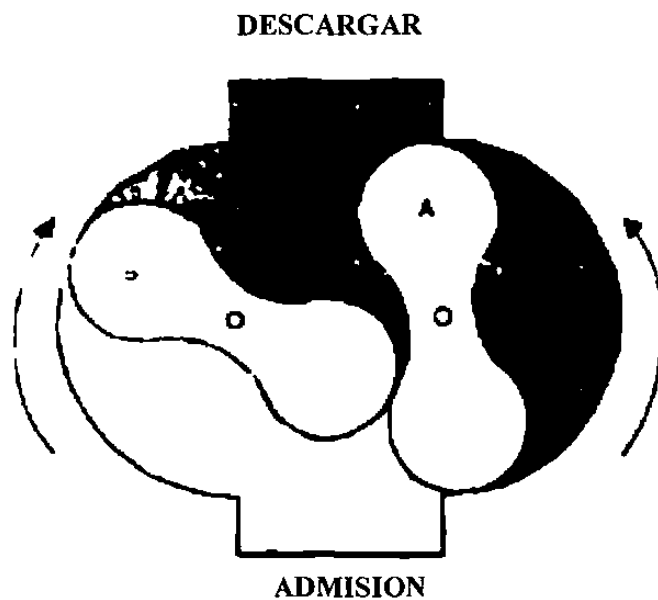


Diagrama C del Compresor del Lóbulo Recto

Diagrama D

El lóbulo A aun está descargando en un lado y llenando su otra cámara con gas de admisión. El lóbulo B ha completado la admisión para su segunda cámara y está a punto de pasar por la abertura de descarga.

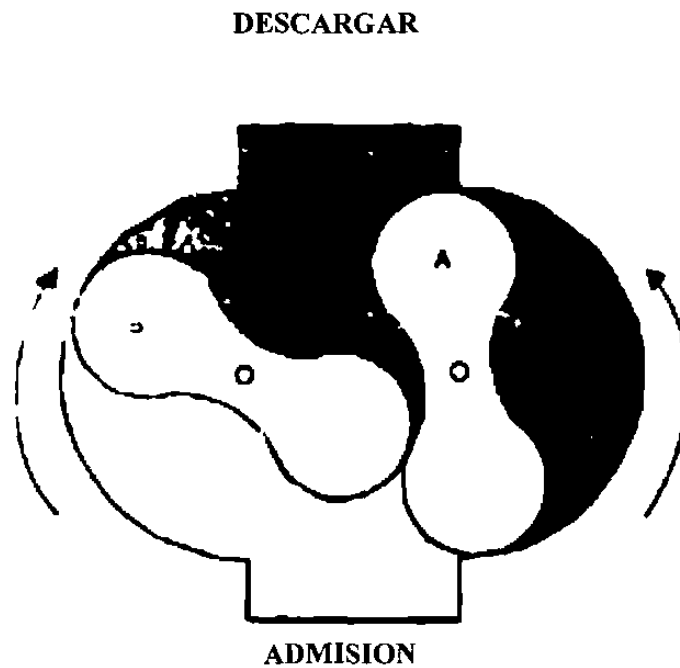


Diagrama D del Compresor del Lóbulo Recto

A lo largo de este ciclo, los rotores han girado aproximadamente 90 grados.

Los 90 grados siguientes completan un ciclo similar, en el cual el lóbulo B realiza lo que en este cuarto de vuelta hizo el lóbulo. Hay cuatro entregas por revolución.

El diagrama PV teórico es un rectángulo debido a que los cambios de presión y los cambios de volumen se realizan en forma independiente.

Algunos diseños pueden manejar una cantidad de líquido considerable con el gas de admisión, otros deben ser protegidos. Estas unidades generalmente son enfriadas por aire. Se puede tener doble etapa colocando dos unidades en serie.

□ El Compresor de Tornillo Rotativo

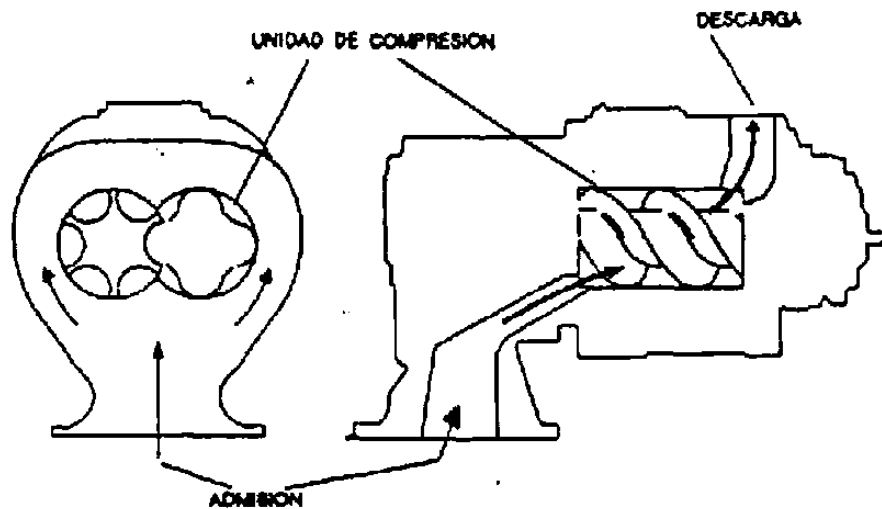
Esta máquina es una unidad rotativa de desplazamiento positivo con dos rotores helicoidales que comprimen el gas en las cámaras que se forman entre las caras de los lóbulos helicoidales encajados y la carcasa. El elemento básico es la carcasa con un ensamble de rotores. Los lóbulos en los rotores no son idénticos. El rotor macho o guía tiene una forma que coincide en la cavidad del rotor hembra o guiado. Alrededor del 85 al 90 % de la potencia es utilizada por el rotor principal; el guiado requiere entre 10 y 15 por ciento a lo sumo.

Hay dos tipos de mecanismo de tornillo rotativo: uno utiliza piñones acoplados para mantener los dos rotores en fase todo el tiempo; esta clase no requiere lubricación y el sello se consigue mediante tolerancias ajustada. El segundo tipo usa un baño de aceite a lo largo de la máquina para lubricar, sellar y refrigerar el gas comprimido; este tipo de mecanismos los piñones acoplados generalmente son omitidos.

Estas unidades tienen compresión interna. La relación de compresión está determinada por la localización de los bordes de las entradas, la abertura de descarga y el ángulo de enrollamiento de los lóbulos. No hay válvulas.

Usualmente el rotor principal tiene menos lóbulos que el guiado y por lo tanto opera a mayor velocidad. Los diseños varían en el ángulo de hélice y en el contorno de los lóbulos.

Esto muestra dos secciones transversales, en la sección radial el área de admisión en un extremo. La sección longitudinal muestra flujo del gas a lo largo de la máquina.



Selecciones de un Compresor de Tornillo Rotativo

Las porciones sombreadas muestran que el gas ha sido comprimido paso a paso considerando una sola de las cámaras formadas entre los rotors y la carcasa durante una revolución completa del rotor principal.

1. La cámara del rotor guiado está totalmente abierta y llena con el gas de admisión. La cámara del rotor principal está abierta hacia la admisión, pero todavía no está llena en su totalidad.
2. La cámara del rotor guiado se ha cerrado y la cámara del rotor principal se ha llenado aunque aun está abierta hacia la admisión.
3. Los lóbulos se han entrelazado, las cámaras que casan se juntan y comienzan a disminuir su volumen.
4. Las cámaras espirales se hacen más pequeñas. El gas se comprime a medida que es llevado en dirección axial hacia el extremo de descarga. A lo largo de la

secuencia de 1 a 4 la cubierta del extremo de descarga ha estado sellando la cámara.

5. La abertura de descarga se descubre y el gas comprimido es entregado al sistema.

Mientras esto ocurre con una cámara, las demás están siguiendo el mismo ciclo.

El diagrama PV es similar al del compresor recíprocante para el caso en el cual la relación de compresión es igual a la de diseño. Si la relación de compresión real varía, la unidad sobre o sub comprimirá. El efecto en la eficiencia es pequeño para un intervalo más bien amplio de relaciones de compresión.

Es posible tener doble etapa haciendo un arreglo de dos unidades de compresión en serie. Ocasionalmente las dos etapas están en la misma carcasa comunicadas por conductos internos.

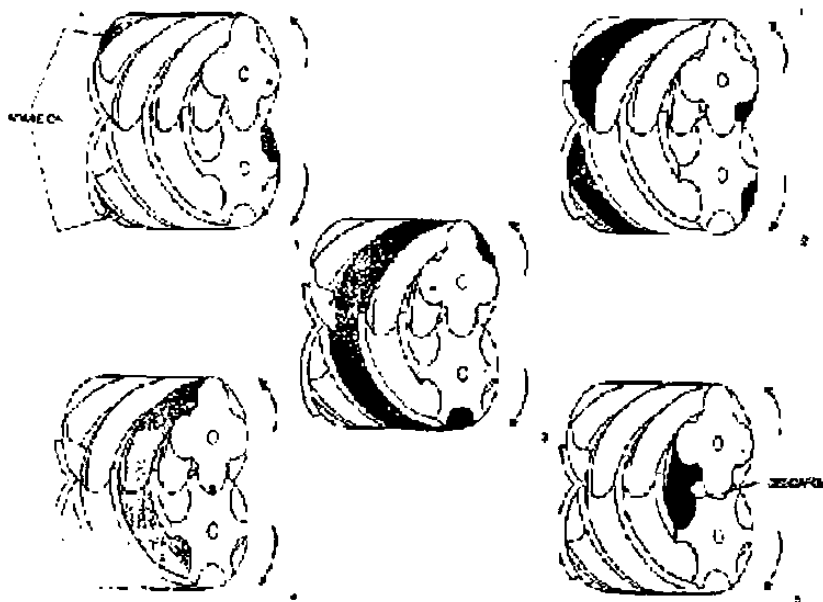


FIGURA 11-10 Compresor de Tornillo Rotativo

□ Compresor Dinámico

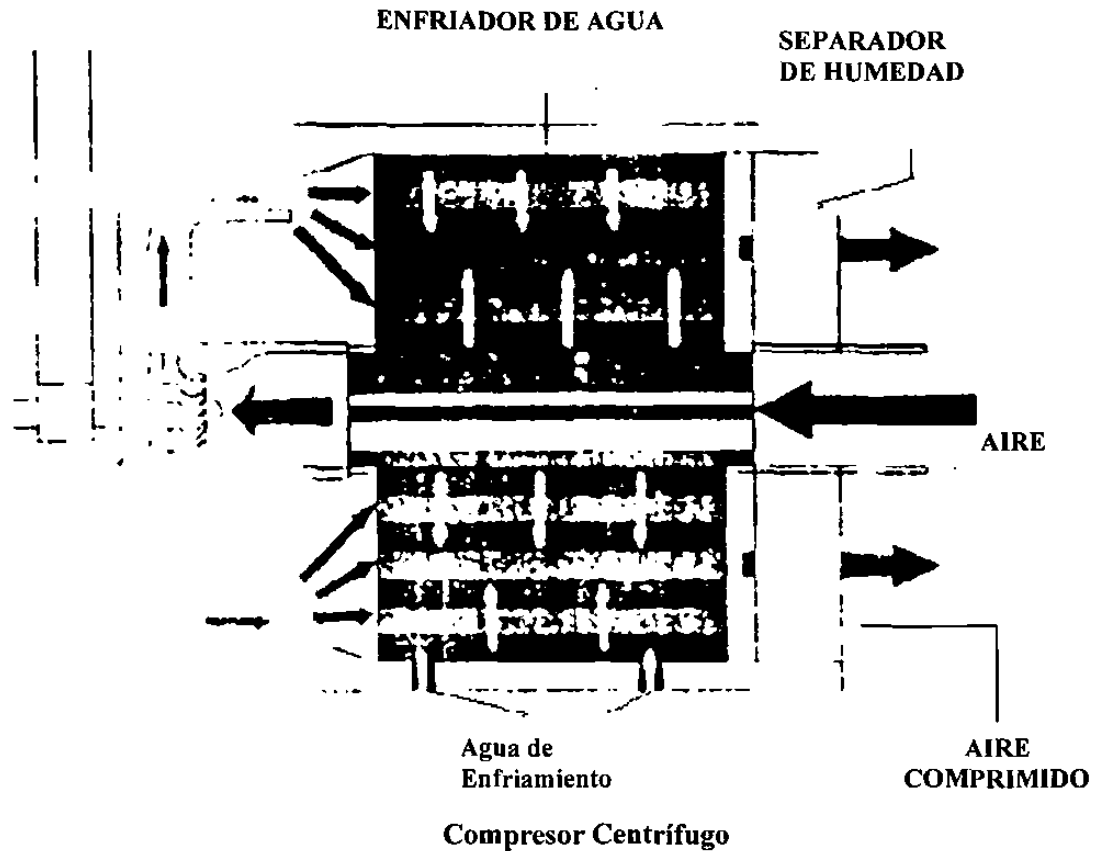
El aumento de presión en un compresor dinámico es consecuencia de la transferencia de energía entre un juego de aspas giratorias y el gas. El rotor realiza esta transferencia de energía induciendo cambios en el momento del gas. El momento es convertido en energía de presión mediante la desaceleración del gas en un difusor estacionario o en otro juego de aspas corriente abajo.

La designación centrífuga se usa cuando el flujo de gas es radial; la designación axial se usa cuando el flujo de gas es paralelo al eje del compresor, y la designación de flujo mixto se usa cuando el flujo del gas tiene componentes axiales y radiales. A pesar de que estos diferentes tipos de compresores se construyan de manera distinta, se basan en la misma teoría aerodinámica.

Los compresores dinámicos no requieren lubricación interna y pueden suministrar gas libre de aceite.

□ Compresor Centrífugo

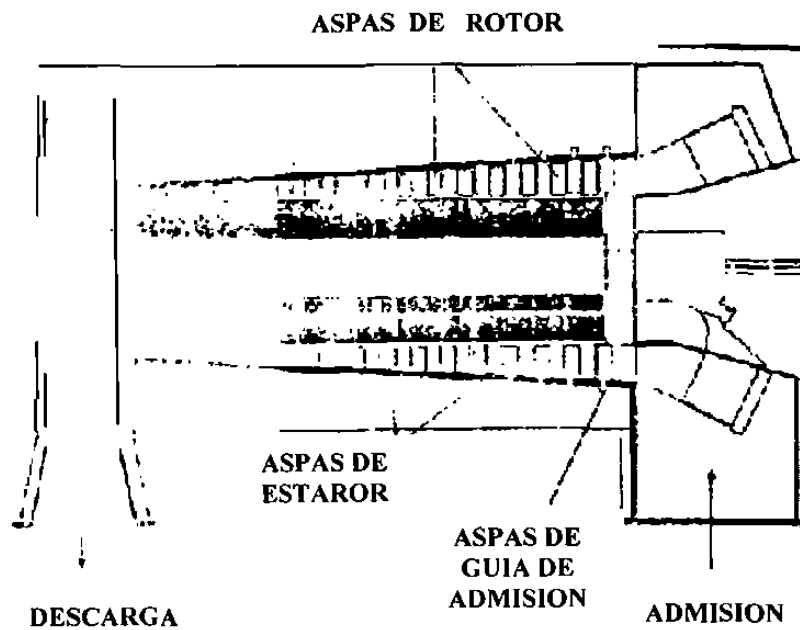
El compresor centrífugo tiene un impulsor con aletas radiales. El gas es inducido a pasar a través del impulsor por acción de las aletas del rotor, las cuales giran rápidamente, impartándole energía sintética al gas. La velocidad así generada se convierte en presión, parcialmente en el impulsor y parcialmente en los difusores estacionarios que siguen corriente abajo.



Los compresores centrífugos de varias etapas utilizan dos o más impulsores dispuestos a operar en serie, cada uno previsto de un difusor radial, y conectados mediante interenfriadores, los cuales remueven el calor de compresión entre etapas para optimizar la eficiencia.

□ Compresores de Flujo Axial

El compresor dinámico de flujo axial es una máquina de gran capacidad y de alta velocidad con características diferentes a las máquinas centrífugas.



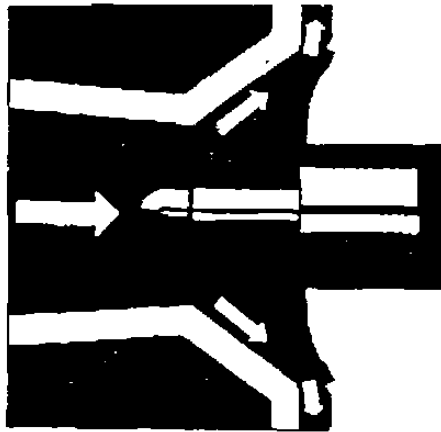
Compresor Axial

Cada etapa consta de dos filas de aspas: una fila giratoria y la otra estacionaria.

Las aspas del rotor imparten velocidad y presión al gas a medida que el rotor gira, la velocidad se convierte en presión en las aspas estacionarias (generalmente la mitad de la presión se alcanza en la mitad del rotor y la otra mitad en el estator).

- **Compresor de flujo Mixto**

Entre los dos anteriores diseños se encuentra el compresor dinámico de flujo mixto el cual combina características de diseño del centrífugo y el axial. Sus características de flujo hacen de este compresor el equipo ideal para aplicaciones de baja presión. El impulsor de flujo mixto puede manejar entre dos y tres veces el flujo que manejaría el impulsor de un compresor centrífugo de igual diámetro.



Compresor de Flujo Mixto

- **El eyector**

Un eyector está constituido por una boquilla que descarga un chorro de vapor o gas a una presión relativamente alta y a gran velocidad a través de una cámara de succión en un difusor con forma de venturi. El gas cuya presión se va a incrementar, es arrastrado por el chorro en la cámara de succión. La mezcla en este punto tiene alta velocidad y está a la presión del gas inducido. La compresión tiene lugar a medida que la energía de velocidad se transforma en presión dentro del difusor ubicado al final de la unidad.

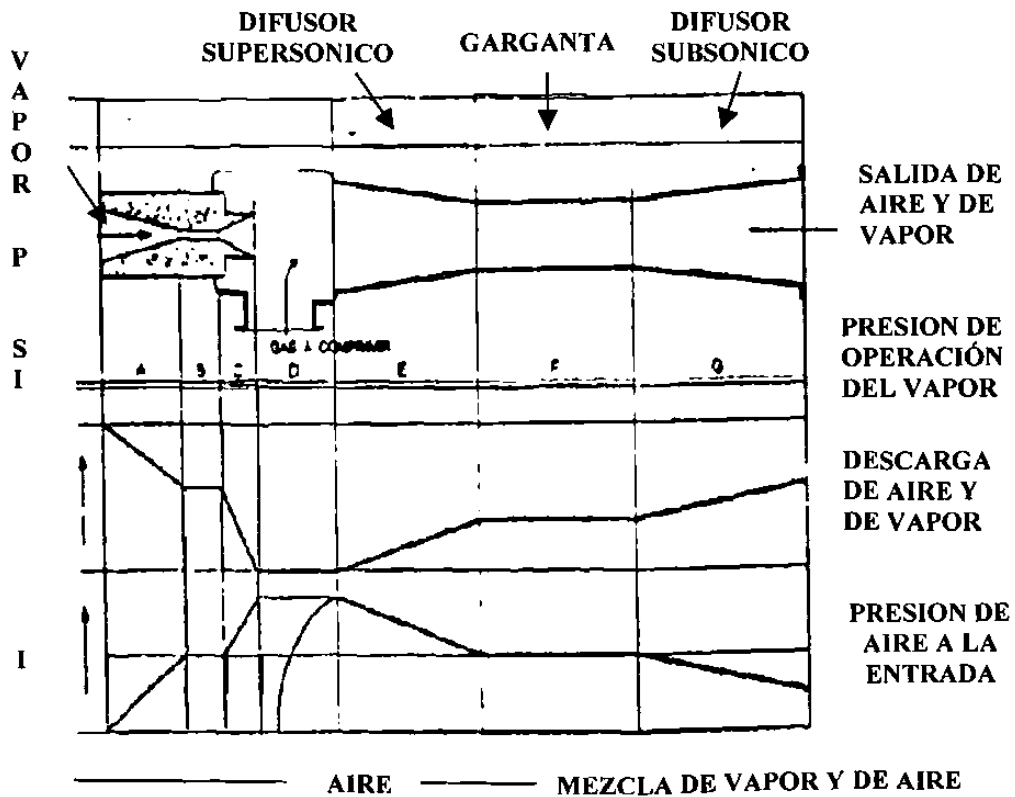
Los Eyectores son usados principalmente para llevar un gas de presiones por debajo de la atmosférica (vacío) a presiones de descarga cercanas a la atmosférica; los

eyectores, sin embargo, pueden efectuar la compresión desde una presión de admisión de aire cercana a la atmosférica a un nivel de presión un poco más alto, en cuyo caso son conocidos como compresores térmicos. A pesar de los principios de

operación son idénticos para ambos tipos, las velocidades y otras características de operación varían entre uno y otro.

El principio de operación de este tipo de compresor se muestra un inyector de vacío que utiliza vapor como fluido motor y aire como fluido como inducido.

Los cambios de presión, velocidad y temperatura se muestran en el siguiente diagrama en el cual observamos los cambios de los mismos.



Descripción del Funcionamiento de un Eyector

- La velocidad (subsónica) del vapor aumenta gradualmente hasta Mach 1 en una boquilla convergente a medida que la presión del vapor disminuye.
- El flujo de vapor se estabiliza a presión constante y velocidad de Mach 1.
-

- La velocidad del vapor aumenta en la boquilla divergente a medida que la presión disminuye.
- Puesto que la cámara de succión está a una presión más baja que la admisión, el aire fluye hacia la cámara y es arrastrado por el chorro de vapor.
- El flujo de la mezcla se estabiliza a presión constante y velocidad de Mach 1.
- La presión de la mezcla a velocidad subsónica se incrementa en el difusor divergente a medida que la velocidad disminuye.

5.2 LUBRICACIÓN DE COMPRESORES DE AIRE

El sistema de lubricación de un compresor es un aspecto decisivo para su buen funcionamiento. Sirve para reducir la fricción, transferir el calor al sistema de enfriamiento, sellar contra escapes de aire y arrastrar cuerpos extraños.

Los sistemas de lubricación de los compresores de aire, por lo común deben efectuar importantes funciones en atmósferas con contaminantes sólidos o con vapores corrosivos que atraviesan el filtro de admisión de aire y llegan a la cámara de compresión.

Los compresores modernos alcanzan velocidades altas donde la lubricación se hace mas crítica.

El compresor de aire centrífugo, con engranaje integral, se utiliza cada vez más. El sistema de lubricación debe servir para piñones que funcionan a velocidades desde 30,000 a 50,000 r.p.m.

Hay también compresores de espiral rotatoria inundados de aceite, los cuales presentan otras exigencias, porque el aceite arrastra el polvo y los contaminantes que atraviesan el filtro de admisión de aire.

Los fabricantes de aceites lubricantes tienen productos más eficientes para que funcionen a condiciones ambientales más adversas. Los cuales puedan alargar los cambios de aceite, en la mayor parte de los casos.

5.2.1 PROBLEMAS DE LUBRICACIÓN

Los factores de lubricación más importantes son:

- a). - Temperatura del aire de entrada
- b). - Contaminación atmosférica
- c). - Condensación
- d). - Temperatura de funcionamiento
- e). - Temperatura de descarga
- f). - Presión de descarga

La contaminación ambiental en la entrada influye en el desgaste del compresor, en la oxidación del aceite, y en los depósitos en las válvulas de descarga. La cantidad de

contaminantes de la industria en el aire, a aumentado mucho y muchas veces no tienen olor y son invisibles, comparándolo con el cuerpo humano, tenemos que es más tolerante que un compresor.

Cuando la humedad del aire es elevada y la temperatura del cilindro durante la carrera de succión es menor que la del aire, habrá una condensación, para evitar la condensación las paredes del cilindro en la primera etapa de un compresor se debe tener una temperatura de unos 100° F. cuando pasa demasiada agua fría por las

camisas de enfriamiento, se condensa el agua en los cilindros y barre el aceite, lo cual crea óxido que ocasiona abrasión durante el funcionamiento.

Las altas temperaturas ocasionan que la viscosidad del aceite se adelgace, lo cual permite que exista contacto de metal con metal. Por lo cual es muy importante el índice de viscosidad del aceite.

El trabajo prolongado a temperaturas de 140 y 160° F aumenta la oxidación del aceite, por lo cual se tienen que hacer periódicamente los cambios de aceite recomendados.

La temperatura de descarga del aire se refleja en la cantidad de depósitos en las válvulas de descarga y en la tubería.

Las altas temperaturas producen oxidación rápida del aceite, y los residuos se sedimentan en las válvulas, las cuales no trabajan correctamente, con lo cual se crean fugas. Después el aire precalentado aumenta más la temperatura de descarga y aumenta la oxidación y se forman más depósitos, con lo cual se ocasionan fallas y en casos serios hay puntos muy calientes.

Un Compresor Reciprocante de una etapa tiene una temperatura teórica de descarga de 400 a 450 ° F, uno de dos etapas tiene de 250 a 300 ° F.

Algunos Compresores Reciprocantes, tienen lubricación por salpicado a presión, tienen enfriamiento por aire y algunos por agua. En algunos se utiliza un solo aceite para todas las piezas móviles, otros requieren diferentes aceites para los cilindros y el mecanismo.

Los Compresores de Espiral rotatoria inundados de aceite tienen otros requisitos, debido a que el aire y la humedad succionados a la entrada se mueven junto con el aceite, los cuales se separan después del ciclo de compresión. Como el

aceite se enfría en forma continua, la temperatura interna se puede mantener muy baja; sin embargo, es peligroso por la condensación del agua, por ello los fabricantes recomiendan temperaturas de 170 a 200 ° F, en la descarga de aire.

5.2.2 LUBRICANTES RECOMENDADOS

a)- Aceite derivados del petróleo

Con la abundancia que hay de crudo en el mercado, los precios para obtener aceites derivados del petróleo son más bajas de los aceites sintéticos, siendo esta una de las razones por las cuales muchos de los usuarios desechan la utilización de los lubricantes sintéticos, a pesar que el costo del lubricantes representa una mínima fracción del costo total del costo de manufactura.

Los lubricantes se prueban y se clasifican de acuerdo con las siguientes pruebas:

- Viscosidad
- Índice de Viscosidad
- Número SAE

Viscosidad

Es la propiedad más importante de los lubricantes y se usa de manera universal. La viscosidad es una medida de resistencia a fluir o de la fricción interna de un aceite, un aceite espeso tiene alta viscosidad y un aceite ligero baja viscosidad. Generalmente se especifica como el tiempo en segundos que tarda para que una cantidad determinada de aceite fluya por gravedad a través de un orificio de tamaño estándar a una temperatura determinada.

En el sistema Saybolt Universal, el agujero tiene un diámetro de 0.1765 cm. y la cantidad de aceite es de 60cm³ a una temperatura por lo general de 0 a 210° F la cual depende del aceite que va a probarse si es ligero, espeso o mediano.

Una característica importante de los aceites es que su viscosidad disminuye si a medida que la temperatura se eleva y baja a medida que la temperatura disminuye.

Índice de Viscosidad

No todos los aceites se adelgazan o se hacen menos viscosos en el mismo grado a medida que la temperatura se eleva. Para tomar en cuenta este factor se emplea otro medio para graduar los aceites, al que se le conoce como índice de viscosidad.

A cada lubricante se le da un número determinado para indicar el grado al que se adelgaza a medida que se eleva la temperatura o el grado al que se espesa a medida que la temperatura disminuye. Se utiliza el grado de cambio de viscosidad entre las temperaturas de 100 a 210° F como base para determinar este valor. Entre menor sea el grado de cambio mayor será el índice de viscosidad.

Número SAE

Los aceites lubricantes se encuentran en el mercado por su número de viscosidad SAE recomendado por la sociedad de ingenieros de automóviles.

LIMITES DE GRADOS SAE DE VISCOSIDAD

Número SAE	Viscosidad a 0° F (Segundos Saybolt)	Viscosidad a 210° F (Segundos Saybolt)
5 W	4,000" max.
10 W	12,000" max.
20 W	48,000" max.
20	45" a 58"
30	58" a 70"
40	70" a 85"
50	85" a 110"

Aceite de Viscosidad múltiple

La última clasificación SAE de grado de viscosidad de los aceites se basa en los límites máximos de viscosidad a 0° F para los aceites de grados ligeros y las gamas de viscosidad a 210° F para los aceites de grado más pesado. Es posible hacer aceites de múltiples grados de viscosidad. Si un aceite tiene una Viscosidad menor que 4000 seg. a 0° F y una viscosidad mayor de 45 seg. a 210° F, llenan los requerimientos de grado tanto para el SAE 5W como para el SAE 20 por lo que un aceite puede ser designado con grados de Viscosidad múltiple por ejemplo el número SAE 5W-20.

LIMITES DE VISCOSIDAD PARA ACEITES CON GRADOS DE VISCOSIDAD MULTIPLE

Clasificación de grado SAE	Viscosidad a 0° F	Viscosidad a 210° F	Indice de Viscosidad
10W-20	12,000" max	45" min.	95 min.
20W-30	48,000" max	58" min.	95 min.
20W-40	48,000" max	70" min.	113 min.
10W-30	12,000" max	58" min.	132 min.
5W-20	4,000" max	45" min.	140 min.

b)- Aceite lubricante sintético

Los aceites sintéticos del tipo de Polialfaolefinas, Diésteres, Poliglicoles entre otros, se manejan en diferentes grados de viscosidad, para cubrir una amplia gama de aplicaciones dentro de los diferentes tipos de compresores, tanto alternativos, rotativos tipo tornillo, centrífugos, de aspas, lóbulos, etc., de las marcas más comunes del mercado.

Entre los beneficios más comunes que se obtienen al utilizar aceites sintéticos por los del petróleo, son los siguientes:

Intervalos de cambio de aceite más largos, 4 a 8 veces mayor tiempo de vida del lubricante. Los lubricantes sintéticos mantienen las válvulas limpias, al combinarse con aditivos antioxidantes permiten tener los cambios de aceite más largos(en algunos casos hasta 8000 horas), y una reducción en las partes de repuesto, con lo cual se reduce los costos totales de mantenimiento.

Ahorro de energía de un 3 a 7 %. Los lubricantes sintéticos, tienen aproximadamente un coeficiente de fricción 20 % menor comparado con los aceites derivados del petróleo.

Menor número de paros del equipo.

Menores costos de mantenimiento por salarios al personal.

Operación del equipo a menores temperaturas. (Coeficientes de fricción más bajos).

Reducción de formación de barnices y carbón.

Mayor seguridad de operación (mayores puntos de ignición y auto-ignición). El punto de inflamación de los lubricantes sintéticos es de un 37.8°C mayor que los lubricantes derivados del petróleo, la temperatura de auto-ignición es aproximadamente de 65.6°C superior en todas las presiones, la mayoría de los incendios y explosiones están relacionados con depósitos de carbón y exceso de lubricante.

Ahorro al desechar el aceite usado (por la menor frecuencia de los cambios de aceite). Las excelentes propiedades de los lubricantes sintéticos a la estabilidad térmica, baja volatilidad y resistencia al corte, así como su elevada resistencia a la oxidación dan

como resultado una reducción en el consumo de aceite, cuando se les compara con los lubricantes derivados del petróleo.

Mayor capacidad demulsificante, (habilidad para separar el agua).

Clasificación de los Aceites Sintéticos:

Los lubricantes de la serie SH están elaborados con hidrocarburos sintetizados (polialfaolefinas) y están recomendados para compresores de tornillo, centrífugos y reciprocantes, tienen muy bajos puntos de fluidez, índices de viscosidad altos y excelente separación del agua.

Los lubricantes de la serie DSL tienen como base diéster son estables a la oxidación y poseen excelente estabilidad térmica, solubilidad natural y una lubricidad superior, se les añade aditivos anti-desgaste para proteger los compresores al arranque y bajo condiciones de cargas elevadas y eliminando depósitos de carbón, barniz y lodos normalmente se recomiendan para compresores rotativos del tipo tornillo, paletas y para reciprocantes

Lubricantes Coolant se utilizan para compresores rotativos tipo tornillo, para fabricantes que requieren un fluido enfriador, es una mezcla de poliglicol / ester. Tienen resistencia a la oxidación ya la formación de depósitos.

La serie PS son una mezcla de base sintética y de derivados del petróleo, son excelentes para el control de residuos y depósitos normalmente se utilizan para compresores de tornillo y de paletas.

Los lubricantes de hidrocarburos sintéticos serie R, se usan en sistemas de refrigeración, tienen un índice de viscosidad alto y son compatibles con refrigerantes fluorinados, amoníaco, cloruro de metilo, y bióxido de carbono.

La serie RAB son de base alquilbenceno, se utilizan en compresores de refrigeración recíprocos rotativos y centrífugos que usan amoníaco. R12, R22, R114 y R502, son solubles con los gases refrigerantes y reducen la formación de depósitos en ares de alta y bajas temperaturas.

La serie RPE están diseñados para usarse en compresores de refrigeración que utilizan R134A como refrigerante, tienen una excelente estabilidad tanto química como térmica, así como características superiores de lubricidad con el acero y el aluminio.

Los lubricantes grado alimenticio serie FG, están diseñados para compresores rotativos tipo tornillo, aspas y recíprocos, utilizados en la industria alimenticia

5.2.3 PELIGRO DE INCENDIO

En cualquier compresor de aire hay el llamado TRIANGULO DE FUEGO:

Oxígeno

Combustible

Una fuente de inicio

El aire aporta el oxígeno y los aceites de petróleo constituyen el combustible. Las temperaturas normales de descarga nunca son lo bastante altas para iniciar un incendio o una explosión.

La temperatura de inflamación de la mayor parte de los lubricantes para cilindros es mas alta que las temperaturas normales del funcionamiento del compresor. Sin embargo, los depósitos carbonosos de los aceites se acumulan en las válvulas, las

cabezas y las tuberías de descargas. Los cuales puede ocasionar fugas por las válvulas de descarga ya que se desvía aire caliente y sigue aumentando la temperatura la cual puede causar la auto-ignición.

Estas causas normalmente es el resultado del mal mantenimiento dado a los compresores en los cuales tenemos: aletas sucias en los compresores enfriados por aire, interenfriadores sucios, camisas de agua obstruidas, válvulas rotas, válvulas con fugas y otros.

Los lubricantes sintéticos se desarrollaron para minimizar los incendios en los compresores porque tienen cualidades de resistencia al fuego, su punto de ignición es alrededor de un 50% mayor que los aceites derivados del petróleo y además tiene excelente resistencia de película.

Las desventajas de los aceites sintéticos son que su viscosidad no es tan alta como los aceites derivados del petróleo, son susceptibles a la acción del agua cuando existe condensación de la misma, sus costos son mayores.

Los aceites sintéticos son disolventes muy fuertes que pueden remover la pintura en los conductos de aire, la cual ensuciara los interenfriadores y causara daños al compresor, hay que consultar al fabricante para ver que tipo de aceite es el más adecuado para el compresor.

También existen los considerados super-aceites que son de petróleo con aditivos que duran más que el estándar y su costo menor que el de los sintéticos.

El compresor centrifugo es el que menos exigencias presenta para la lubricación, recordando que este tipo de compresor de aire es sin lubricación, no hay aceite en las cámaras de compresión, solamente se utiliza aceite para los engranajes de impulsión.

En este caso la exigencia es mantener buena resistencia de la película bajo carga, con inhibidores para evitar el derrumbe, la formación de lodo y la espuma.

Los compresores de espiral inundados con aceite son muy sensibles a la calidad y a la condición del aceite. No existen altas temperaturas, pero está expuesto al aire que se comprime y a los contaminantes que atraviesan el filtro de admisión. Debido a que una parte del aceite va a los cojinetes, la humedad que se colecta en la unidad puede ser perjudicial para la duración de los mismos.

Algunos fabricantes ofrecen un programa de muestreo de lubricante, se envían muestras del aceite y se envía un análisis al usuario con lo cual se permite programar un mantenimiento adecuado, antes de que ocurra una falla en los cojinetes.

En los compresores de pistón, las altas temperaturas que varían de 300 a 400° F, la lubricación es crítica. La selección de lubricantes sintéticos o derivados del petróleo con aditivos en comparación con los convencionales, puede ser los costos es decir determinar si sus ventajas de larga duración compensan el precio.

5.3 MANTENIMIENTO

Un mantenimiento adecuado a los compresores y a sus componentes nos permite un mayor rendimiento de utilidad por lo cual se requiere de un mantenimiento preventivo y de un mantenimiento correctivo.

El mantenimiento preventivo consiste en verificar el aceite, filtros, bandas, fugas de aceite, de aire, válvulas y de más accesorios los cuales se revisan

periódicamente para la buena utilización del compresor y tener menores costos de mantenimiento de los elementos del compresor.

El mantenimiento correctivo es necesario cuando no se realiza un mantenimiento preventivo adecuadamente ya que las partes internas del compresor se dañan y se tienen que reemplazar elevando nuestros costos y causándonos demoras en nuestro proceso o sistema de planta.

CAPITULO 6

SELECCIÓN DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

6.1 APLICACIONES

El manejo de gases en la plantas de proceso va desde presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. Se presenta un análisis de las características del equipo para hacer una selección preliminar del compresor de tipo y tamaño adecuados.

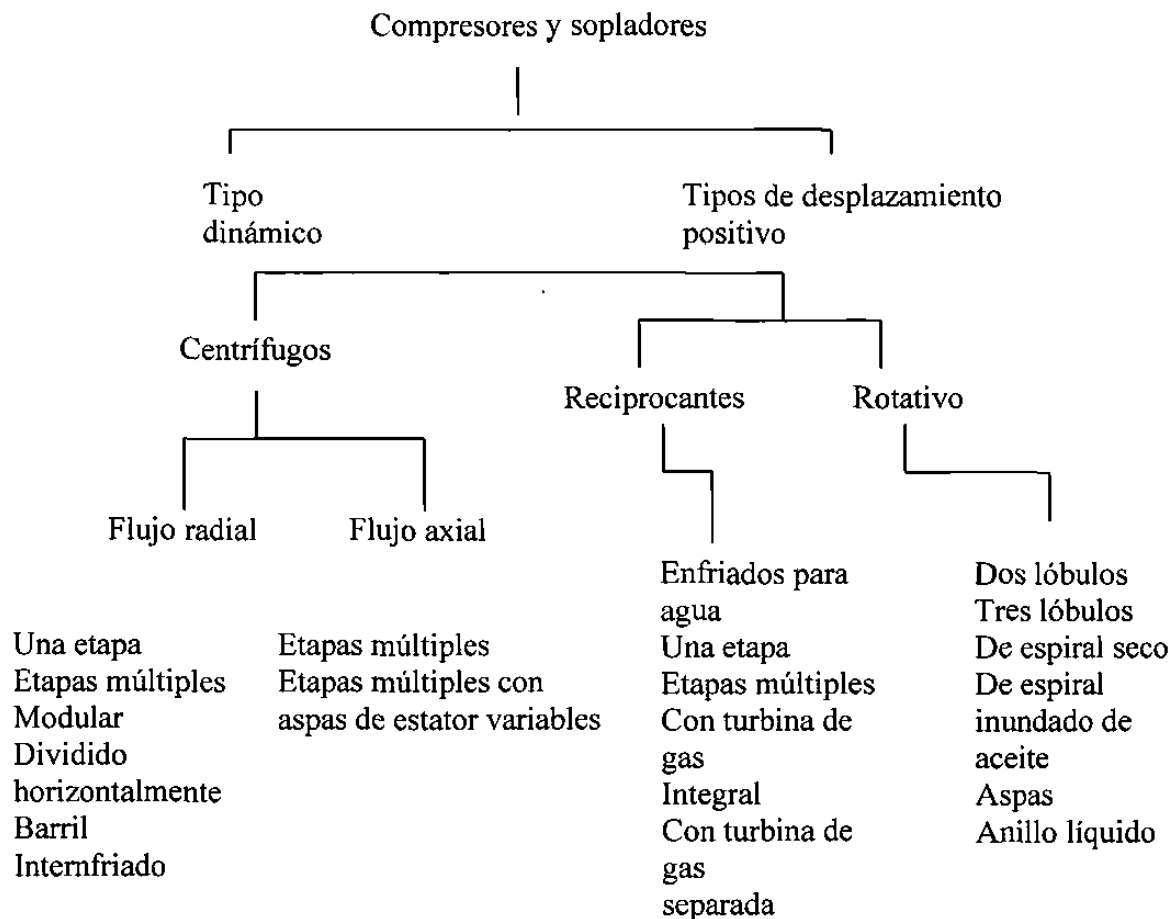
En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todo tipos tamaños para aire y gases.

Algunas aplicaciones típicas son:

- Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta.
- Sopladores sencillos en plantas de recuperación azufre.
- Sopladores grandes en unidades de craqueo catalítico.
- Compresores de refrigeración de baja temperatura en unidades para etileno, polietileno, o p-xileno.

- Compresores de alta presión para gas de alimentación, reforzadores y para gas recirculado en plantas de hidrocarburos, amoniaco y síntesis de metanol.

COMPRESORES PARA PROCESOS QUÍMICOS



Los compresores son del tipo dinámico o d sitivo.

Los compresores dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y axial, en menor grado, los de emisión parcial para bajo flujo.

Los tipos de desplazamiento positivo son de dos categorías básicas: reciprocantes y rotatorios.

Los reciprocantes tienen uno o más cilindros en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un movimiento positivo en cada carrera. Los rotatorios incluyen los tipos de lóbulos, espiral, aspas o paletas y anillo de líquido, cada uno con carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entresí como los lóbulos o las espirales, odesplazan un volumen fijo en cada rotación.

6.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Se debe tener cierta información acerca de:

- Las condiciones de funcionamiento de cualquier compresor.
- Las propiedades del aire, gas o mezcla de gases que se va a comprimir.

El análisis del gas se suele expresar en porcentaje de volumen. Un análisis molal se puede convertir con facilidad en un análisis en porcentaje molal para determinar las propiedades de la mezcla de gases.

En los compresores de aire se requiere la humedad relativa o temperatura del bulbo húmedo en la entrada, con lo cual se puede determinar la cantidad de humedad que hay en el aire.

La siguiente tabla nos muestra el análisis de gases y calculo para nuestro ejemplo:

Mezcla de gases		Peso molecular, M_w	Aportación*, % (M_w)/100	Calor específico a 150°F, c_p , Btu/(lb-mol) (°F)	Aportación*, % (c_p)/100	Presión crítica, P_c psia	Aportación*, % (P_c)/100	Temperatura crítica, T_c , °F	Aportación*, % (T_c)/100
Componente,	Moles, %								
Hidrógeno	85	2.016	1.714	6.94	5.899	327	278	83	71
Metano	9	16.04	1.444	8.95	0.805	673	61	344	31
Etano	3	30.07	0.902	13.77	0.413	708	21	550	17
Propano	2	44.09	0.882	19.53	0.390	617	12	666	13
Isobutano	0.5	58.12	0.291	25.75	0.128	529	3	735	4
n-Butano	0.5	58.12	0.291	25.81	0.129	551	3	766	4
Total	100		5.524		7.764		378		140

*Al multiplicar la composición de cada componente en la mezcla por la propiedad de ese componente se obtiene la aportación de esa propiedad correspondiente a la cantidad de ese componente en la mezcla.

La razón de los calores específicos, k se puede expresar a la temperatura de succión. Para un cálculo más exacto, k debe ser a la temperatura promedio durante el ciclo de compresión.

$$K = \frac{c_p}{c_v}$$

c_p se le conoce como calor específico a presión constante.

c_v se le conoce como: calor específico a volumen constante.

Los factores de compresibilidad, que indican la desviación con respecto a un gas ideal, se dan o calculan en las condiciones de succión y de descarga. Para el aire o para un gas puro hay disponibles gráficas de factores de compresibilidad, como funciones de la presión y temperatura reales. Si no se cuentan con estas gráficas para gases mezclados, se acostumbra utilizar las tablas generales de compresibilidad^{1,2,3,4}, que requieren calcularla presión reducida P_r , y la temperatura reducida, T_r .

Estos términos se definen mediante:

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad T_r = \frac{T}{T_c}$$

Donde; P_r y T_r , son la presión y la temperatura reducida.

P = presión en psia.

T = temperatura °R

(En condiciones reales de funcionamiento)

Donde ; P_c y T_c , son la presión y la temperatura crítica

P_c = presión en psia.

T_c = temperatura en °R

Ejemplo:

Una mezcla de hidrogeno y gas hidrocarburo tiene la composición indicada en la tabla anterior.

El peso molecular, la razón de los calores específicos, la presión crítica y temperatura crítica se pueden obtener de la tabla anterior y la razón de los calores específicos, k , se calculan como sigue:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - 1.986} = \frac{7.764}{7.764 - 1.986} = 1.343$$

Para este ejemplo se tomó el calor específico molal C_p , como 150° F, supuesta como temperatura promedio típica durante el ciclo de compresión, con una temperatura de 100° F en la succión. Si la temperatura promedio varia mucho desde ese valor, se debe utilizar el calor específico molal para la temperatura promedio durante la compresión.

Las presiones y temperaturas se deben dar en las condiciones de succión, y las presiones en la descarga, incluso la presión de cualquier carga lateral o requisito intermedio en el ciclo total de compresión. No se da la temperatura de descarga, sino que se calcula para incluir los efectos del aumento de temperatura durante la compresión.

Las presiones, por general, se expresan en lb/in^2 manométricas (psia) o en lb/in^2 absolutas (psia).

Las capacidades se pueden expresar en diversas formas:

Flujo en peso, W en lb/h o lb/min .

Gasto, referidos a las condiciones estándar que suelen ser de 14.7 y 60° F, en las industrias de procesos químicos expresado como:

PCME: pies cúbicos estándar por minuto

PCHE: pies cúbicos estándar por hora

MMPCDE: millones de pies cúbicos estándar por día en 24 hrs.

El gasto, en relación con las condiciones en la succión que se expresan como:

PCMS, ft³/min o ft³/s

Q o Q_s, ft³/min o ft³/s

No importa en la forma que se exprese la capacidad, pues hay que convertirla a la capacidad en las condiciones de succión para seleccionar el compresor de tamaño correcto. Esta conversión se puede hacer con el empleo de las siguientes relaciones donde B es el volumen, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta, y z es el factor de compresibilidad el cual puede tener un valor de 1.0 si P₁ y T₁, están a las condiciones estándar de 14.7 psia y 520° R.

$$\frac{P_1 V_1}{T_1 z_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2 z_2}$$

$$PCMS = Q_s = w v = w/p$$

W es el flujo, lb/min.

V es el volumen específico ft³/lb

Q es la densidad lb/ft³

El volumen específico se puede calcular con:

$$v = z \frac{1.545 T}{M_w 144 p} \quad \text{en donde } M_w \text{ es el peso molecular}$$

$PCME=379.46M/60$ en donde M es el flujo. De mol/h

$W= M(M_w)$ en donde W es el flujo en peso , lb/h, M es el flujo, mol/h, M_w es el peso molecular.

$$Q_s=(PCMS)= \frac{MMPCDE \times 10^6}{60 \times 24} \frac{14.7 T_s Z_s}{P_s 520 1.0}$$

el subíndice s indica las propiedades en la succión

6.3 CARGA Y CABALLAJE DEL COMPRESOR

Para cualquier compresor el caballaje requerido es

$$(HP)_{g(ad)} = \frac{WH_{ad}}{33.000 n_{ad}} \quad H_{ad} = \frac{Z_s + Z_d}{2} \frac{1545}{M_w} T_s \frac{r_c^{k-1/k} - 1}{(k-1)/k}$$

Donde:

$(HP)_{g(ad)}$ es el caballaje adiabático, para el gas, HP

W es el flujo en peso, lb/min.

H_{ad} es la carga adiabática, (ft-lb)/lb

n_{ad} es la eficiencia adiabática

z_s es el factor de compresibilidad en las condiciones de succión

z_d es el factor de compresibilidad en las condiciones de descarga

M_w es el peso molecular

T_s es la temperatura de succión, en °R

R_c es la relación de compresión, es decir, P_d y P_s

La temperatura es carga adiabática, es $T_{d(ad)}$, °R, es:

$$T_{d(ad)} = T_s r_c^{(k-1)/K}$$

Ciertos tipos de compresores funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. En este caso las relaciones son:

$$(HP)_{(poli)} = \frac{WH_{poli}}{33.000n_{poli}} \quad H_{poli} = \frac{Z_s + Z_d}{2} \frac{1545}{M_w} T_s \frac{r_c^{n-1/n} - 1}{(n-1)/n}$$

En donde:

$(HP)_g$, es el caballaje politrópico para el gas, HP

W es el flujo en peso, lb/min.

H_{poli} es la carga politrópica, (ft-lb)/lb

n_{poli} es la eficiencia politrópica

z_s es el factor de compresibilidad en las condiciones de succión

z_d es el factor de compresibilidad en las condiciones de descarga

M_w es el peso molecular

T_s es la temperatura de succión, en °R

R_c es la relación de compresión

La temperatura de descarga politrópica T_d se calcula con:

$$T_{d(pol)} = T_s r_c^{(n-1)/n}$$

El valor de la cantidad n es las diversas relaciones politrópicas se obtiene con:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{n_{poli}}$$

Cuando se utilizan las tablas de las propiedades de los gases o los diagramas de Mollier para hacer los cálculos del compresor, la carga adiabática, H_{ad} se obtiene con:

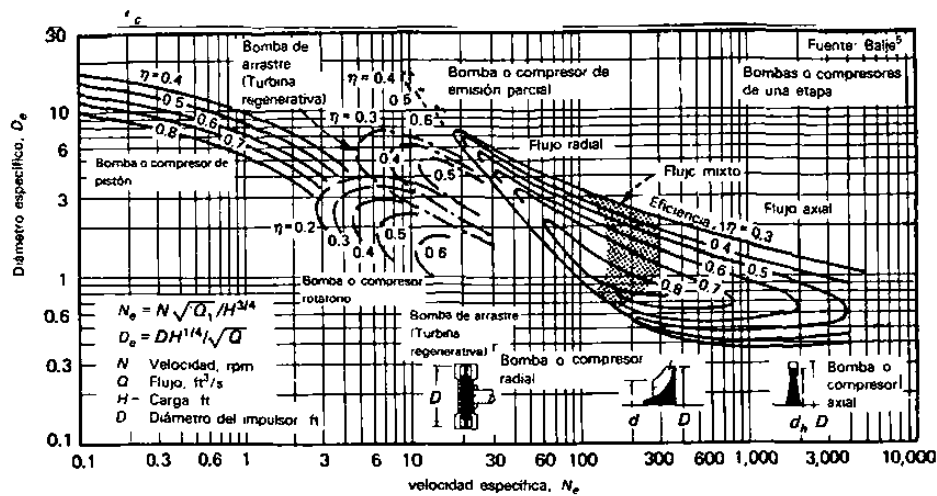
$$H_{ad} = 778 \Delta h$$

En donde:

h es la entalpía, Btu/lb

la relación de la eficiencia adiabática a la eficiencia politrópica es:

$$n_{ad} = \frac{r_c^{(k-1)/k-1}}{r_c^{(n-1)/n-1}}$$



*La velocidad específica y el diámetro específico permiten la selección inicial de un compresor de una etapa.

6.4 VELOCIDAD ESPECÍFICA

La velocidad específica, n_s es un número índice para los impulsores o rotores de los diversos tipos de bombas y compresores. La relación es la misma para ambos.

$$N_s = N \sqrt{Q} / H^{3/4}$$

Cuando se utiliza la ecuación anterior para compresores la velocidad N se expresa en r.p.m., la capacidad Q en ft^3/s en las condiciones de succión y la carga H , en $(\text{ft}\cdot\text{lb})/\text{lb}$.

Otra cantidad adimensional para impulsores o rotores es el diámetro específico, D_s se define con:

$$D_s = \frac{D H^{1/4}}{Q}$$

D es el diámetro del impulsor o rotor en ft.

Considerando la gráfica de velocidad específica (anterior) en las cuales se combinan las relaciones de las ecuaciones N_s y D_s . Si se utiliza esta gráfica, debe ser sobre la base de carga por etapa; es decir, se debe seleccionar cada impulsor o etapa con respecto a la capacidad de entrada y carga para esa etapa. Aunque la experiencia que se tenga con los compresores de tipos existentes muchas veces no requerirá consultar la gráfica de velocidad específica, esta ofrece una correlación lógica para seleccionar el tipo de compresor para una aplicación dada.

Ejemplo:

Se hará la selección preliminar para manejar 90,000 PCMS de aire cuando las condiciones en la succión son 14.3 psia, 90° F y 70% de humedad relativa. La presión de descarga será 22.3 psia, el peso molecular 28.59, $k=c_p c_v= 1.395$ Se supondrá un impulsor con diámetro de 55 in y velocidad de rotación n de 3,550 r.p.m.

Utilizando la gráfica de velocidad específica hay que encontrar la velocidad y el diámetro específico con las ecuaciones N_s y D_s . Para ello se calcula el flujo de aire de la entrada: $Q=90,000/60=1,500\text{ft}^3/\text{s}$ y la carga adiabática con la ecuación H_{ad} .

Los factores de compresibilidad son unitarios en estas condiciones:

$$H_{ad} = \frac{1545}{28.59} (550) \frac{(22.3/14.3)^{0.283} - 1}{0.283} = 14.072$$

$$N_s = \frac{3550 \cdot 1500}{(14072)^{3/4}} = 106.4$$

$$D_s = \frac{(55/12)(14072)^{1/4}}{\sqrt{1500}} = 1.29$$

Como empleo de estos valores de la gráfica de velocidad específica se encuentra que un compresor centrífugo con impulsor sencillo, de flujo radial será el que ofrezca máxima eficiencia.

6.6 SELECCIÓN DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Los compresores centrífugos son el tipo que más se emplea en las industrias de procesos químicos porque su construcción sencilla, libre de mantenimiento, permite un funcionamiento continuo durante largos periodos.

El compresor centrífugo más sencillo es el suspendido, de una sola etapa. Los hay disponibles para flujos desde alrededor de 3,000 hasta 150,000 PCMS. El impulsor convencional, cerrado o con placas, se utilizaría para cargas adiabáticas hasta de unas 12,000(ft-lb)/lb. El impulsor abierto, de alabes radiales produciría mas cargas con los mismos diámetros y velocidad; sus variantes, con inductor o con alabes tridimensionales produciría hasta 20,000 (ft-lb)lb de carga.

Se utilizan diseños similares, hechos con materiales más resistentes y a velocidades más altas, en aplicaciones especiales como compresores de aire con engranes integrales, para aplicaciones aeroespaciales, en los turbocargadores para motores de combustión, compresores de carga.

6.6 COMPRESORES CENTRÍFUGOS DE ETAPAS MÚLTIPLES

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor, la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples, que tienen muchas aplicaciones.

El mas común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo numero puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento. Hay disponibles

algunos para flujos desde 1,000 hasta 100,000 PCMS, con cargas politropicas totales de 20,000 a 100,000 (ft-lb)/lb con base en el numero de impulsores o etapas en cada carcasa.

En las carcasas divididas verticalmente o de barril, hechas con acero soldado, fundido o forjado, se utiliza una disposición similar en los impulsores; estas carcasas son mas adecuadas para altas presiones que las de divisiones horizontales.

La actual Norma API 617 para compresores centrífugos, especifica que las carcasas tipo barril se deben utilizar para presiones superiores a unas 200 a 250 psia si el contenido de hidrógeno de la mezcla de gases es de 70 % o mayor, para evitar las fugas; sus capacidades son entre 1,000 y 100,000 PCMS, y se han construido carcasa para presiones hasta de 1, 000 psia.

El compresor de aire más común en la actualidad es el de tres o cuatro etapas con inter enfriador, en tamaño que va desde 500 hasta 70,000 PCMS, basados en aire atmosférico comprimido a 125 psia.

En servicio con gases, en especial si son corrosivos, tóxicos o están sucios, no se utilizan mucho. En este tipo, los impulsores están montados sobre ejes de piñones que giran a diferentes velocidades en las etapas sucesivas. Esto le permite al diseñador lograr optimas dimensiones y eficiencia con un volumen de aire o de gas que se reduce en forma continua, debido a la compresión. Esto permite que el compresor sea más eficiente que los convencionales de un solo eje para gas o aire.

Un derivado del compresor de etapas múltiples, que se utiliza mucho, es el tipo de carcasa con tornillos externos o modular, destinado a servicio con aire o gas a bajo presión. Se utiliza para flujos de entre 400 y 20,000 PCMS con cargas hasta de 18,000 a 20,000 (ft-lb)/lb. La carcasa se ensambla por módulos, que son anillos en forma de rosca que contienen, cada uno, una selección de difusor y un impulsor; funcionan de 3,000 a 4,000 r.p.m., lo que permite el empleo de cojines de bolas con anillo de aceite o lubricados con grasa. Además, las bajas velocidades en la puntas permiten emplear

impulsores de aluminio fundido o fabricado, en vez de los mas costosos de acero forjado que se utilizan en compresores para velocidades mas altas.

También hay tipos modulares para velocidades más altas, para flujos de 500 a 15,000 ft/min. y cargas hasta 60,000 ft, con una sola carcasa. Este tipo modular tiene cojinetes, sellos, eje e impulsores para alta velocidad, pero cuesta mucho menos que el de etapas múltiples con carcasas dividida en sentido horizontal.

Todos estos tipos tienen limitaciones mecánicas, debidas a la rigidez del eje y cojines, flexión del eje, velocidad critica y problemas dinámicos con el rotor.

Cuando el proceso requiere mayor carga que la que se puede producir en el numero máximo de impulsores en una sola carcasa, se pueden utilizar dos o tres carcasas en serie hasta con 25 o 30 impulsores en serie es decir:

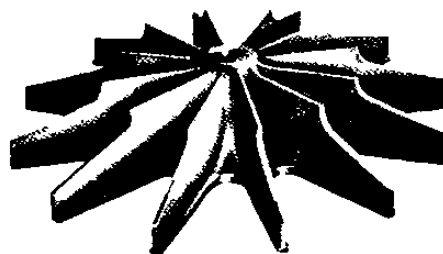
- ❑ Calcular los PCMS (ft/min. e la succión) con cualquier carcasa
- ❑ Carga adiabática o politropica total en esta etapa o sección
- ❑ Hacer concordancia los tamaños y velocidades

Antes de seleccionar un compresor de etapas múltiples, hay que tener muy en cuenta el aumento de temperatura durante la compresión. Si las temperaturas de descargas son superiores a 350°F, se debe incluir alguno sistema para enfriar el gas, en el fin de evitar el riesgo con los gases calientes de descarga o problemas con los materiales de construcción a altas temperaturas.

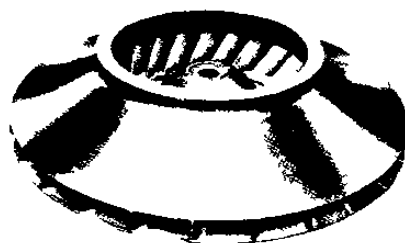
Por lo general, se necesitan interenfriadores para los gases después de cada etapa, antes de que haya compresión adicional (en algunos tipos) o después de cada cierto numero de etapas.



Impulsor con inductor abierto



Impulsor radial abierto



Impulsor cerrado

g. 3 Impulsores de una etapa para compresores

6.7 MÉTODOS PARA CÁLCULOS

El flujo en peso, la capacidad de succión, la carga adiabática o la politrópica y el caballaje aproximado se pueden calcular con rapidez mediante las relaciones básicas.

Hay que hacer una selección preliminar de un compresor centrífugo para manejar 80 MMPCDE de un gas recirculado con peso molecular de 5.524 se utilizaran los métodos para una carga politrópica total. En la tabla 1 aparecen otros datos pertinentes y los cálculos requeridos.

Se hará una selección preliminar de un compresor centrífugo para manejar una corriente principal de 64 200 lb/h y una corriente lateral adicional de 42 300 lb/h de propano. En la tabla 2 aparecen otros datos pertinentes y los cálculos requeridos.

En la tabla 3 y en la siguiente figura (Eficiencia de los compresores centrífugos) aparecen algunos valores representativos de la eficiencia politrópica, límites de flujo, diámetro del impulsor y coeficiente de carga para los compresores.

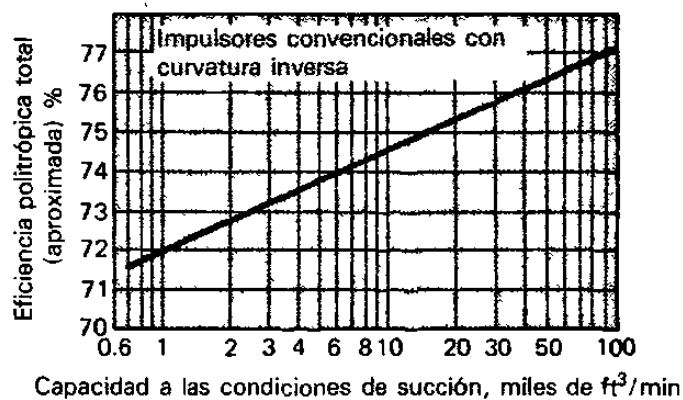
El coeficiente de carga μ y el coeficiente de flujo ϕ , son valores adimensionales que se utilizan para describir el rendimiento de cualquier impulsor sencillo o grupo de ellos en el compresor. La relación se puede presentar como curva de rendimiento. Se observa en la siguiente figura. (Rendimiento de un compresor centrífugo). Se escoge el valor de u a la máxima eficiencia, o cerca de ella, para la selección primaria. Los coeficientes de carga y de flujo se definen con:

$$\mu = H_s g / U^2$$

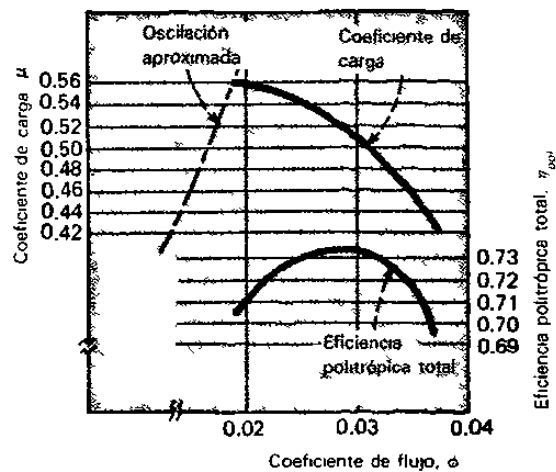
$$\phi = 700 Q_s / ND^3$$

En donde H_{ST} es la carga por etapa, ft; g es la constante de la gravedad, 32.2 ft/s^2 , U es la velocidad en la punta del impulsor, ft/s^2 , Q es la capacidad en la entrada, ft^3/min , N es la velocidad del impulsor, r.p.m., y D es el diámetro del impulsor, ft.

Los valores reales de μ y la forma de la curva dependen del diseño del impulsor⁷.



4 Eficiencia de compresores centrífugos de etapas múltiples



5 Rendimiento de un compresor centrífugo

Ejemplo 3. Método para carga politrópica Total

Calculo para compresor centrífugo

Tabla 1

Identificación	Compresor de recirculación	Selección alterna	Fuente o explicación
Capacidad MMPCDE	80	Misma	Dada
Capacidad, W lb/h	—	—	Dada (a veces)
Capacidad de succión, Q , PCME	—	—	Ecuación (5)
Presión de succión, P , psia	2 961	←	Dada
Temperatura de succión, °F	300	←	Dada
Temperatura de succión, °R	100	←	Dada
Humedad relativa, %	560	←	Dada (si es aire)
Presión de descarga, P_d , psia	—	←	Dada
Peso molecular, M_s	450	←	Dada
Constante de gas $R = 1 545/M$	5 524	←	Dada
Razón de calores específicos, k	279 69	←	Calculada
Compresibilidad en la succión, z	1 343	←	Dada o calculada. Véase tabla 1
Compresibilidad en la descarga, z_d	1 022	←	Dada o calculada. Véase tabla 1
Compresibilidad promedio $(z_s + z_d)/2$	1 016	←	Calculada
Volumen específico, \bar{v} , ft ³ /lb	3 66	←	Véase Ecuación (2)
Flujo en peso W , lb/min	809	←	Véase Ecuación (2)
Exponente del calor específico, $(k-1)/k$	0 255	←	Calculada
Velocidad acústica en la entrada, U_a , ft/s	2 616	←	$U_a = \sqrt{kgRT_s}$
Relación de compresión, $r = P_d/P$	1 5	←	Calculada
Coefficiente de carga, μ	0 49	←	Tabla IV
Eficiencia politrópica, η_{pol} , %	73	←	Figura 4
Diámetro nominal del impulsor, D , in	13	←	Tabla IV
Razón del exponente politrópico, $(n-1)/n = Y$	0 349	←	$Y = \frac{(k-1)/k}{\eta_{pol}}$
$(r)^Y$	1 152	←	Calculada
Temperatura de descarga, politrópica, T_d , °R	645	←	$T_d = T_s(r)^Y$
Temperatura de descarga, politrópica, T_d , °F	185	←	
Carga politrópica, H_{pol} , (ft lb)/lb	69 307	←	Ecuación (10)
Caballaje del gas, $(HP)_{gas}$, hp	2 328	←	Ecuación (9)
Pérdida de caballaje en cojinetes, hp	28	34	Selecciónese en la figura 6
Pérdida de caballaje en sellos, hp	27	35	Selecciónese en la figura 6
Pérdida de caballaje, caja de engranes	0	0	Ninguno. Empleése turbina de vapor. Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje total al freno, bhp	2 383	2 387	
Velocidad en la punta de impulsor, máxima, U , ft/s	900*		$U \leq 0 9$ a $1 0(U_a)$
Velocidad en la punta de impulsor, real, U , ft/s	807	871	$U = \sqrt{\frac{H_{pol} g}{N_{eff}}}$
Número de etapas, N_{et}	7	6	Con la relación precedente
Tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	# 2	# 2	Tabla IV o con el fabricante
Velocidad de rotación, N , rpm	10 267	11 081	$N = 229U/D$
Coefficiente de flujo en la succión, ϕ	0 0346	0 0321	Ecuación (17)
Coefficiente de flujo en la descarga, ϕ	0 0269	0 0249	Ecuación (17)

En este ejemplo, la velocidad máxima en la punta del impulsor se establece por las limitaciones en el esfuerzo en un impulsor convencional de aspas de curvatura inversa no por comparación con la velocidad acústica. Conclusión: la selección preliminar es un compresor centrífugo de 7 o de 6 etapas, sin interenfriamiento, que requiere alrededor de 2 400 bhp y funciona a 10 267 u 11 081 rpm.

Método del diagrama de Mollier
Cálculos para compresor centrífugo

Tabla 2

Sección o etapa	Primera	Carga lateral	Segunda	Fuente o explicación
Gas	Propano	←	←	Dada
Peso molecular M_w	44	←	←	Dada
Razón de calores específicos, K	1.13	←	←	Dada
Compresibilidad, z	0.95	---	0.915	Dada, o en tablas o el diagrama de Mollier
Carga W , lb/h	64 200	---	---	Dada
Carga W_1 , lb/min	1.070	---	---	
Carga agregada W_2 , lb/h	---	42 300	---	Dada
Carga agregada, W_2 , lb/min	---	705	---	
Carga total, $W_1 + W_2$, lb/min	1.070	---	1.775	
Presión de succión, P , psia	24	56	56	Dada
Temperatura de succión, t , °F	-20	+20	+35*	Dada (o calculada)
Temperatura de succión, T , °R	440	480	495	
Entalpia de succión h_1 , Btu/lb	104.5	115	122.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de succión, \bar{v} , ft ³ /lb	4.25		1.96	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de succión, Q , ft ³ /min	4.548		3.479	Ecuación (2)
Presión de descarga, P , psia	56		215	Dada
Entalpia de descarga, $h_{2,d}$, Btu/lb	123		151.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
Δh (adiabática), Btu/lb	18.5		29	$\Delta h = h_{2,d} - h_1$
Carga adiabática, (ft-lb)/lb	14 393		22 562	Ecuación (12)
Eficiencia politrópica, η_{pol} , %	73.5		73.3	Figura 4
Eficiencia adiabática, η_{ad} , %	72.5		71.5	Ecuación (13)
Δh (politrópica) Btu/lb	22.5		40.6	$\Delta h_{pol} = h_{2,d} / \eta_{ad}$
Entalpia politrópica, Btu/lb	127		162.8	$h_1 + \Delta h_{pol}$
Temperatura de descarga, °F	48		162	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de descarga, v_2 , ft ³ /lb	2.0		0.58	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de descarga Q_d , ft ³ /min	2.140		1.030	$Q_d = w_1 v_d$
Caballaje de gas, $(HP)_{gas}$, hp	644		1 697	Ecuación (6)
Pérdidas en cojinetes y sellos, hp		63		
Pérdida en engranes (si los hay), hp		47		Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje al freno total, bhp		2,451		
Tamaño o designación del cuerpo/carcasa:	#2		#2	
Numero de etapas, N	2		3	Estímense
Diámetro preliminar del impulsor, D , in	17.5		18	Tabla IV o datos del fabricante
Coefficiente preliminar de carga ϕ	0.50		0.49	Tabla IV o datos del fabricante
Velocidad preliminar en las puntas, U , ft/s	681		703	$U = \sqrt{H_{2,d} g / N_{10} z}$
Velocidad acústica, U_a , ft/s	731		761	$U_a = \sqrt{kgRTz}$
Relación U/U_a	0.932		0.924	≈ 0.9 a 1.0
Velocidad del eje, N , rpm	8 943		8 943	$N = 229U/D$

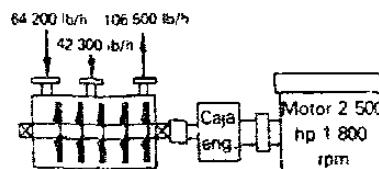


TABLA 3.
Valores Para La Selección Preliminar De Compresores Centrifugos De Etapas

Tamaño Nominal	Límites de flujo, ft³/min	Múltiples	
		Coefficiente de carga*, promedio μ	Diámetro nominal del impulsor, D In
1	800 a 2,000	0.48	14 a 16
2	1,500 a 7,000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4,000 a 12,000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6,000 a 17,000	0.51 a 0.52	24
5	8,000 a 35,000	0.51 a 0.52	32
6	35,000 a 65,000	0.53	42 a 45
7	65,000 a 10,000	0.54	54 a 60

*Con base en impulsores con álabes de inclinación en la capacidad y la carga , como función de la velocidad.

Se necesita información adicional respecto al punto de oscilación (inestabilidad) y el aumento en la carga, antes de tratar de calcular la forma de una curva real.

Después de terminar el caballaje por fricción en los cojines, sello y engranes de reducción. Todos estos tipos cálculos solo dan resultados preliminares. El diseñador del compresor hace determinaciones más exactas con base en los datos de un impulsor, lo cual permite una selección “rueda a rueda” en la que el rendimiento de cada una se determina sobre la base de sus condiciones específicas en la entrada y después se suman para obtener el rendimiento total.

6.8 CONTROL DE LOS COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Cuando cambia cualquiera de los siguientes parámetros: peso molecular, razón de los calores específicos, presión o temperatura de succión o descarga, con respecto al flujo, se llega a punto diferente en la curva de carga contra capacidad de cualquier compresor, pues este produce carga, pero no presión.

En los compresores y sopladores (ventiladores) centrífugos se aplican las “leyes de los ventiladores” o “leyes de afinidad” referentes a la variación en la capacidad y la carga, como función de la velocidad.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}$$

En donde N es la velocidad, Q es la capacidad en la entrada y H es la carga.

Por tanto, la forma más eficaz de hacer corresponder la característica del compresor con salida requerida, es cambiar la velocidad de acuerdo con la ecuación anterior.

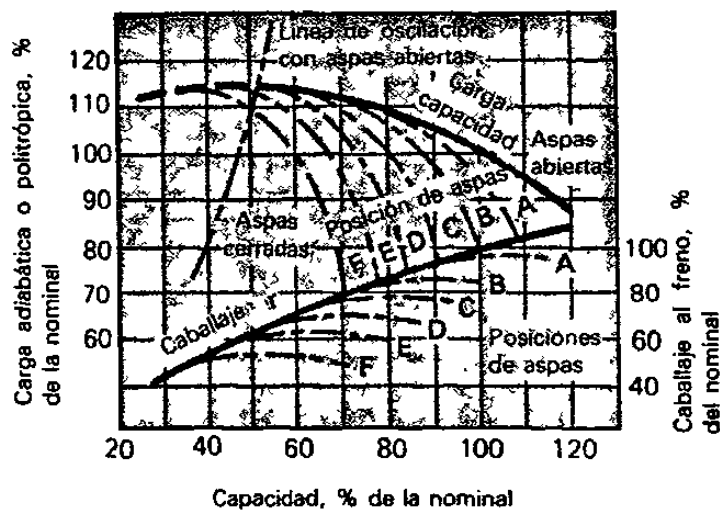
. Esta es una de las ventajas principales del empleo de turbinas de vapor o de gas para impulsar el compresor, por que son idóneas para funcionar con velocidad variable. Con estas unidades motrices, el operador puede controlar la velocidad en forma manual al ajustar el regulador de la turbina. O bien, el ajuste de velocidad puede ser automático con un controlador neumático o electrónico, que cambia la velocidad en respuesta a una señal de flujo o de presión.

Para unidades motrices de velocidad constante, como los motores eléctricos, el compresor de debe controlar en una de tres formas:

- Aspas de guía de la admisión (la más eficiente)
- Estrangulación de la presión de succión
- Estrangulación de la presión de descarga (la menos eficiente)

Las aspas o paletas de guía de la admisión son aspas fijas de ajuste manual o automático en la entrada a la primera etapa que hacen que cambie el ángulo de aproximación del gas con relación al impulsor giratorio. Esto cambia la característica de flujo en respuesta a las variaciones de los requisitos de la carga.

En la siguiente figura se observa el efecto de ese control sobre la carga y la capacidad



Las aspas de guía de entrada influyen en el rendimiento

Un término medio para lograr sencillez y eficiencia suele ser la estrangulación de la succión. Esto produce una presión de succión ligeramente más baja que la de diseño y produce una carga total más elevada si la presión de descarga permanece constante; lo

que se puede hacer concordar con la curva de carga contra la capacidad del compresor: es decir, mayor carga con flujo reducido.

Cuando se estrangula la succión, se reduce la densidad de gas y se llega a tener correspondencia entre el flujo en peso requerido con la capacidad de volumen de succión del compresor en otros puntos de la curva de carga contra capacidad.

El método de control menos eficiente es la estrangulación de la descarga. Con un flujo reducido, el compresor produce carga (y presión) mayores que las que necesita el proceso; estas se estrangulan antes de que se lleguen al equipo, pero el caballaje para la compresión se desperdicia y de ahí proviene la ineficiencia relativa.

Sin embargo, este método tiene la ventaja de que es muy sencillo, y se aplica a menudo en compresores de poco caballaje, en donde no importa la ineficiencia

6.9 CONTROL DE OSCILACIONES EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS.

Todos los compresores dinámicos tienen un intervalo limitado de capacidad, a velocidad fija, para una selección dada de impulsores. Por debajo del valor mínimo, que suele ser de 50 a 70% del nominal, el compresor tendría oscilaciones; es decir, inestabilidad de funcionamiento. Entonces, pueden ocurrir vibraciones excesivas y fallas o repentinos.

Es esencial diseñar todos los sistemas de compresores para evitar oscilaciones (inestabilidad) cuando funcionan, por general, se logra utilizando algún tipo de control antioscilación.

El más sencillo se utiliza en los compresores de aire y consiste en una válvula de purga automática, que se abre y deja salir el exceso de capacidad a la atmósfera, si el flujo requerido en el proceso es muy bajo. A veces, se utilizan métodos más eficientes a base de válvulas de control de la succión

Con un gas que no se puede desperdiciar, el control antioscilación más común es un control de derivación, o sea el que devuelve el flujo indeseado a la fuente de succión. Como este gas ya ha sido comprimido y su temperatura es mas alta, hay que enfriarlo antes de que entre por segunda vez en el compresor, y se puede necesitar un

enfriador en la derivación. En sistemas en donde la fuente de succión es de tamaño suficiente o está a cierta distancia, con lo cual el calor se disipa por mezclado o radiación, quizá no se necesite el enfriador.

Hay en el mercado algunos sistemas antioscilación, que fabrican empresas especializadas en control de procesos. Quizá sea preferible comprar el sistema que diseñarlo.

CAPÍTULO 7

SELECCIÓN DE COMPRESORES

7.1 TIPOS DE COMPRESORES DE AIRE

- ❑ Compresores de Tornillo
- ❑ Compresores Reciprocantes
- ❑ Compresores de Paletas Rotativas
- ❑ Sopladores Rotativos
- ❑ Compresores Tipo Espiral
- ❑ Compresores Rotativos Tipo Diente
- ❑ Compresores Centrífugos

7.2 DISEÑO GENÉRICO

El aire atmosférico entra por el filtro de admisión, se combina con el aceite refrigerante, se comprime, entra al separador a temperatura aproximada de 80 °C se divide el aire hacia el enfriador, posteriormente a la descarga, el aceite por decantación baja con calor de compresión sale hacia el filtro de aceite deposita impurezas, pasa por una válvula térmica donde se divide una pared a la unidad y la otra al enfriador y del enfriador regresa a la unidad y se repite el ciclo.

Evolución de los Perfiles de los Compresores de Tornillo:

Perfil simétrico

Perfil asimétrico

Perfil sigma

Ventajas en la Eficiencia del Perfil Sigma Mas Aire Comprimido por Menos Energía

Calculo de eficiencia:

$$\text{Consumo Especifico De Potencia} = \frac{p^*}{v}$$

*p: potencia en HP

v : entrega de aire libre en CFM.

También depende del punto de referencia, potencia de la ficha del compresor, potencia en salida del compresor y de la entrada de la potencia eléctrica

7.3 PARTES DE UN COMPRESOR

- Unidad de compresión
- Motor eléctrico
- Lubricación externa
- Válvula de admisión
- Válvula de presión mínima y check
- Válvula térmica
- Válvulas de control térmico y ventilación
- Interruptor de presión
- Manómetro de filtro de admisión
- Interruptor de presión diferencial
- Panel filtrador de aire de enfriamiento
- Filtro de aire de dos etapas
- Filtro de aceite
- Filtro de sep. / aceite
- Tanque sep. / aceite
- Indicador de nivel de aceite
- Válvula de seguridad
- Postenfriador de aire comprimido
- Intercambiador de aceite con dren
- Tensionador automático de bandas
- Cojines antibibradores
- Control kaeser
- Cronómetro de servicio de carga
- Material atenuador de ruido

FUNCIONES DEL LUBRICANTE EN COMPRESORES DE TORNILLO INYECTADOS CON ACEITE.

- ❑ Enfriamiento
- ❑ Lubricación
- ❑ Prevención Del Contacto De Metal Con Metal, Sellado
- ❑ Entre Rotores Y Carcasa
- ❑ Remoción De Microcontaminantes

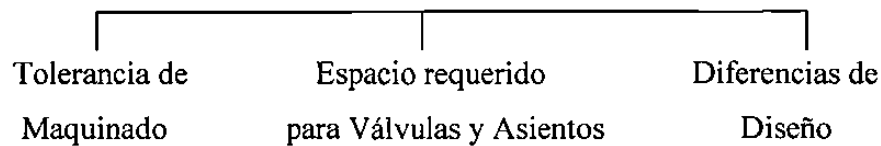
CARACTERÍSTICAS DESEABLES EN LOS COMPRESORES DE TORNILLO

- ❑ Pre-Filtro De Aire De Enfriamiento
- ❑ Intercambiadores De Calor Abatibles Para Facilitar Él
- ❑ Mantenimiento
- ❑ Bajas Temperaturas De Descargas Y De Operación
- ❑ Separación Eficiente Del Aceite
- ❑ Aislamiento De Vibración
- ❑ Tubería Rígida Con Conexiones Flexibles
- ❑ Dispositivos De Monitores (Indicadores De Protección.
- ❑ Indicadores Preventivos).
- ❑ Acoplamiento Por Bandas (Con Sistema Auto Tensionador)
- ❑ Boquillas Externas De Lubricación Del Motor
- ❑ Motor Tipo TCCV De Alta Eficiencia

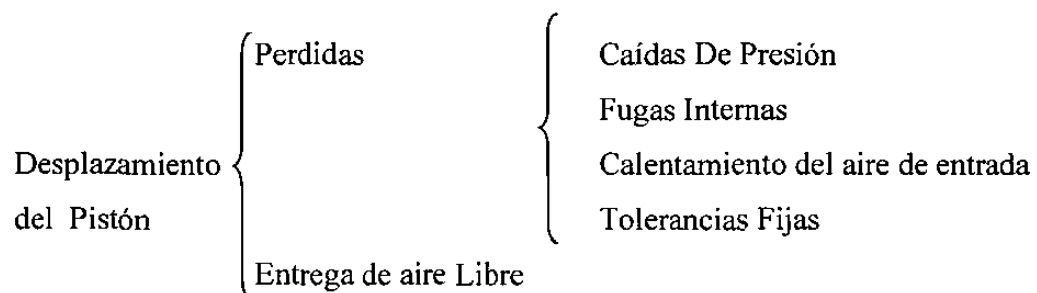
COMPRESORES RECIPROCANTES

Diseño básico:

- Una Etapa, Acondicionamiento Sencillo
- Una Etapa, Acondicionamiento Doble; Con Cabezal Cruzado
(Enfriamiento Con Agua)
- Doble Etapa, Accionamiento Sencillo
- Doble Etapa, Accionamiento Doble
- Enfriados Por Aire
- Enfriados Por Agua
- Portátiles
- Estacionarios
- Rangos De Presión Variables
- Tolerancias fijas
- Tolerancia Del Cilindro (Espacio Muerto)



ENTREGA DE AIRE LIBRE CON COMPRESORES RECIPROCANTES



Succión: causadas por control y contaminación del filtro de aire

Compresión: el aire escapa por los anillos al cárter fugas internas

Tolerancias

- De cilindro (espacio muerto)
- Desplazamiento (punto muerto superior y punto muerto inferior)
- Expansión (volumen perdido por el desplazamiento del pistón)
- Eficiencia volumétrica de los compresores recíprocos de una y dos etapas:
- Eficiencia volumétrica / desplazamiento teórica

COMPRESORES DE PALETAS ROTATIVAS

Compresores rotativos de una flecha

Altos costos de mantenimiento para mantener eficacia

Alto contenido de aceite en el aire

Baja eficiencia a altas presiones

Aplicaciones principales: de 30 – 125 psi y aplicaciones de vacío

SOPLADORES DE LÓBULOS ROTATIVOS

Características de capacidad:

Hasta 30,000 CFM

Presión hasta 15 PSI

Vacío: hasta 15 HG

Una etapa: 900 a 5600 RPM

Inherentemente aire libre de aceite

COMPRESORES DE ESPIRAL

Entrega de aire: hasta 18 CFM

Flujo : constante sin pulsaciones

Presión : hasta 150 PSI

velocidad : hasta 3100 RPM

COMPRESORES DE DIENTE ROTATIVO

Ventajas : operación más silenciosa que los recíprocos

Desventajas : alto consumo de energía, alto consumo de adquisición,

Presión máxima hasta 125 psi, dos etapas.

COMPRESORES CENTRÍFUGOS

□ Diseño radial: características: capacidad de 500 a 30,000 CFM

Presiones: de 30 a 600 PSI

Velocidad: de 3,000 a 80,000 RPM

□ Diseño axial: características: capacidad: hasta 60,000 CFM

etapas: 10 y más

presiones: 0 –alta presión

velocidades: 6,000 a 20,000 RPM

□ Impulsor radial

□ Impulsor axial

- ❑ Etapa de compresión (centrifugo radial)
- ❑ Velocidades del impulsor centrifugo (en la entrada y la salida)
- ❑ Perfil del impulsor (alabes con inclinación posterior)
- ❑ Regulación de un compresor centrifugo
- ❑ Control de aceleracion (carga parcial o plena carga)
- ❑ Control de volumen (guías de flujo), carga parcial y plena carga

TIPOS DE CONTROLES PARA COMPRESORES

- ❑ Controles internos
- ❑ Control dual
- ❑ Control dual - modulación
- ❑ Velocidad variable
- ❑ Control dual – c.f.
- ❑ Control dual – doble velocidad
- ❑ Control por supervisión
- ❑ Control dual (control de plena carga, operación en vacío y paro)
- ❑ Control dual- modulación (control de presión constante y entrega continua con proporcional controlador)
 - ❑ Control dual – cf. modulación (convertidor de frecuencia, entrega continua de aire por medio de variaciones de velocidad del motor)
 - ❑ Control por convertidor de frecuencia (principal, rectificador, filtro convertidor, convertidor)
 - ❑ Control dual – doble velocidad (intercambio de pares de polos, cambio de velocidad del motor)

ESTRUCTURA DE LOS COSTOS DEL AIRE COMPRIMIDO

Para operación en turnos múltiples

Electricidad 70 %, mantenimiento 15%, equipa 15 %

Costos típicos anuales: compresores de 100hp, 5 días/ semana (dos turnos)

Costo de electricidad: US \$ 0.08 KW

ENTREGA DE AIRE Y ESTÁNDARES

Eficiencia del motor- Energía de Aire-Potencia de motor-PTC9-Modificada

MEDICIÓN DE LA ENTREGA DE VOLUMEN DE AIRE

Temperatura de admisión:	t_1
Presión de admisión:	p_1
Humedad de admisión:	f_{rel}
Consumo de energía en KW:	v_1
Presión de descarga:	p_2
Temperatura de descarga:	t_2
Volumen de descarga:	v_2

$$v_1 = \frac{v_2 p_2 t_1}{t_2 p_1}$$

DISTRIBUCIÓN DE POTENCIA EN LOS COMPRESORES

Potencia en la flecha del compresor en kw., en la flecha de la unidad de compresión.

Perdidas de transmisión de bandas o engranes

Requisitos de potencia del ventilador

Potencia del motor en KW. en la flecha (potencia del motor especificada: potencia mecanica en la flecha en KW. que el motor puede suministrar al 100% de la carga indicada en la característica del motor).

Perdidas internas del motor tomadas en cuenta en la eficiencia del motor

Consumo total de energía eléctrica en KW

FACTOR DE CARGA DEL MOTOR (%)

HP de salida

A presión máxima (BHP)

HP nominal (HP)

Formula: $\text{HP de salida} / \text{HP nominal} \times 100 = \% \text{ Factor de carga}$

EJEMPLO:

motor de 100 HP, factor de servicio 10%, motor 9% de eficiencia, factor de utilización 80%, 540 CFM, ventilador adicional con motor de 4HP con una eficiencia de 80%

$$\frac{100}{.91} + \frac{4}{.8} = 125.88 \text{ BHP}$$

$$125.88 \text{ BHP} \times 746 = 93.96 \text{ KWH}$$

Diferentes factores de carga de los motores efectos en la eficiencia

EJEMPLO

Un motor de 30 HP potencia especificada correspondiente a una salida de motor de 30 HP más 10% de pérdidas internas, es igual tener un consumo 33 HP de potencia del motor.

Factor de carga es:

$$\frac{33HP}{30HP} \times 100 = 110\%$$

CALCULO DEL COSTO DE LA ENERGÍA

Datos

Motor impulsor

Potencia de salida a presión máxima indicada en HP

Eficiencia en %

Ventiladores adicionales (sí aplica) cantidad:

Potencia de salida del ventilador HP

Eficiencia en %

Formula:

Potencia del motor impulsor / eficiencia del motor impulsor

HP de los Ventiladores / Eficiencia de los Ventiladores = Consumo Eléctrico

CONSUMO ESPECIFICO DE ENERGÍA

Potencia requerida por CFM – FAD

Datos:

Entrega de aire conocida:

Consumo de energía total / CFM- FAD del paquete HP / CFM-FAD

Entrega efectiva del compresor:

Potencia / presión máxima indicada HP / CFM-FAD

Costos de energía por año (a plena carga)

Datos:

Capacidad CFM

HRS de Servicio. HRS / Años

x año, 1, 2, 3 turnos

Costo de Energía \$ / KW/H

Formula

Potencia x Capacidad x
Especifica

HRS de Servicio x Costo / KWH
por año

= Costo de Energía Anual

Calculo :

$HP \times 746 = KW / CFM \times CFM \times CFM = \text{Costo de Energía}$

Costo de energía por año (carga parcial)

Datos:

Capacidad CFM

HRS de Servicio. HRS / Años

x año 1,2,3 turnos

costo de HRS / KW/H

Energía

Formula

Potencia x Capacidad x Factor
Especifico (carga parcial)

HRS de Servicio x Costo / KW/H por año
= Costo de Energía Total

Calculo:

$HP \times 746 = KW / CFM \times CFM \times CFM$

$H/Año \times \$/KWH = \$/Año \text{ Costo de Energía}$

CARACTERÍSTICAS DE RENDIMIENTO

Compresores Centrífugos Vs , Compresores De Tornillo

1. - Relación: entrega de aire referida al volumen (SCFM o a la masa del flujo de aire) a potencia efectiva en temperaturas de admisión variables

2. - Compresores de tornillo: enfriados por aceite Vs. Libres de aceite a 100 psi potencia en BHP/ 100 CFM

3. - Comparación de los costos promedio de mantenimiento para diferentes sistemas de compresión: Comparación de los costos promedio anuales de mantenimiento entre compresores de tornillo y compresores con cámara de compresión libre de aceite, sobre la base de 2000 HRS por año y un periodo de 10 años.

Inyectados con aceite = a mayor entrega de aire en CFM, mayor costo promedio anual por CFM de aire libre.

Libre de aceite: a mayor entrega de aire en CFM, mayor costo promedio anual por CFM de aire libre.

Centrifugas: a mayor entrega de aire en CFM, menor costo promedio anual por CFM por aire libre.

TRATAMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO

1. Impurezas en el aire: todos los tipos de compresores ingieren impurezas contenidas en el aire ambiental y estas se concentran en mayor cantidad en el proceso de compresión de aire.

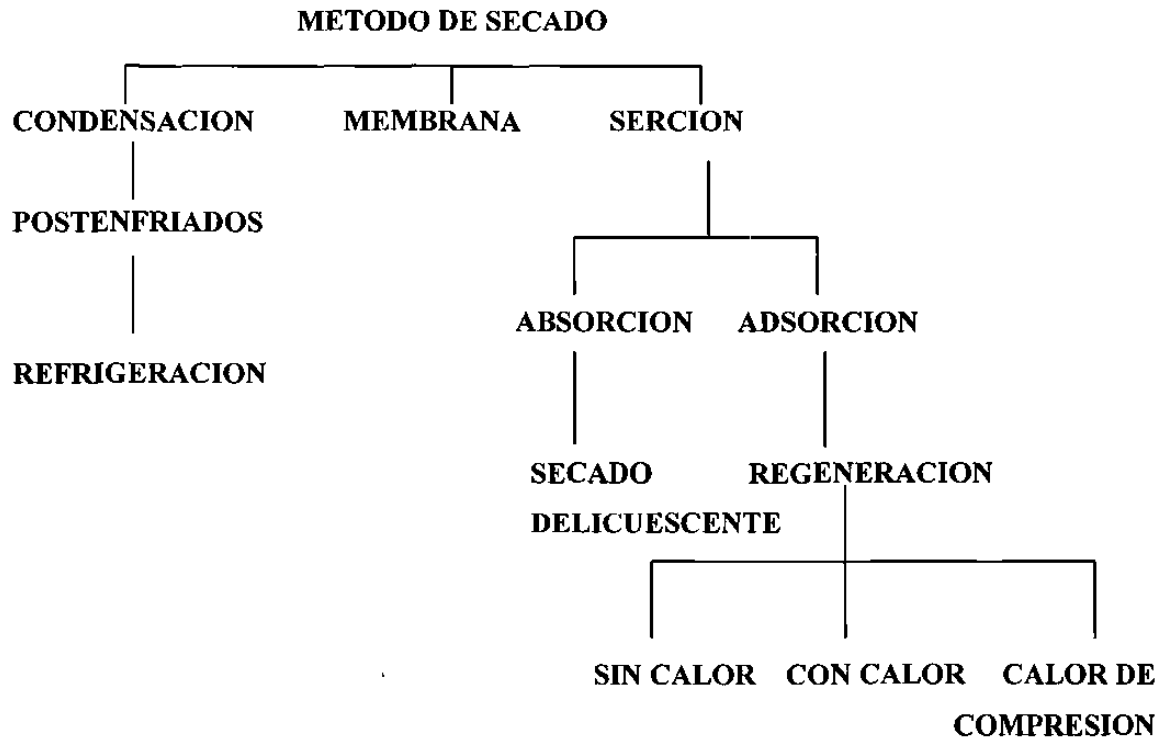
2. Partículas sólidas en el aire: 0.5 micrones = 40%, 5-10 mic=19%, 10-20 mic=17%, 20-40 mic=18%, 40-80 mic=10%.

3. Clasificación de la calidad del aire comprimido norma ISO

Paso de Aceite		Paso de Polvo		Paso de Agua	
<u>Clase</u>	<u>PPM</u>	<u>Micrones</u>	<u>PPM</u>	<u>TPR(°F)</u>	<u>PPM</u>
1	0.01	0.1	0.1	-100	0.003
2	0.1	1	1	-40	0.12
3	1	5	5	-4	0.88
4	5	15	8	+37	6
5	25	40	10	+47	7.8
6	-	-	-	+50	9.4
7	-	-	-	no especificado	

4. Condensadas: En un día normal a 75 ° F (24 ° C) con 75% de humedad relativa, un compresor puede introducir hasta 18 galones (68.5 litros) de agua por día por cada 100 CFM de aire comprimido.

Aproximadamente del 50% al 80% de esta humedad se condensa en el Postenfriador de aire. A medida que el aire se va enfriando el resto del agua se acumula en los puntos bajos del sistema de aire comprimido (esto resulta con altos costos de mantenimiento, reparación y a efectos de producción).



5. ¿ Por que secar el aire comprimido?

Sin tratamiento, hay suciedad, aerosoles de aceite perdidos de presión, condensación, congelación, y mantenimientos costosos.

Problemas de producción, contaminación, desgaste de herramienta, rechazos de productos y paros de producción.

6. Utilización de condensadores: Para asegurar suficiente separación, de los líquidos y partículas pesadas son sujetas a fuerza centrifugas, a altos rangos de flujo. El grado de separación es de aproximadamente 92% bajo condiciones específicas.

El aire comprimido que sale que sale del Postenfriador esta normalmente saturado al 100% con vapor de agua. Si la temperatura de salida del aire comprimido baja, habrá condensación adicional del vapor.

Una separación burda se puede lograr en el tanque de aire y en puntos de drenado, si las tuberías son instaladas con una pendiente de aproximadamente del 2%.

Utilizando un filtro fino en el punto de uso acción centrífuga, placa deflector, dren de condensados se obtienen buenos resultados.

SECADO POR REFRIGERACION

(Refrigerante utilizado en los secadores: R12, R22 o R134A)

Entrada de aire comprimido

Intercambiador de temperatura aire/aire

Intercambiador de temperatura refrigerante/aire

Compresor de refrigerante

Drene automático de condensados

Salida de aire comprimido

¿Cuales son las limitantes de cada refrigerante y la compatibilidad con medio ambiente?

R12/CFC	R22/H-CFC	H134/H-CFC	
No hay producción	Cantidades abajo	Cantidades abajo	sin limite
Uso en secadores	de 5 KG. hasta 1995	hasta 2,000	de tiempo
Nuevos de desde			hasta ahora

12 / 93

Degradación del ozono	100%	5%	0%
Y daño a la capa de ozono			
Potencial de efecto	100%	12%	8%
De invernadero, daños climatológicos			

- Sistema de separación para secadores refrigerativos (filtro separador centrifugo)

1° Etapa de separación: Un elemento especial de acero inoxidable separa utilizando el principio básico de fuerza centrifuga y deflector de las partículas mayores de 10 micrones.

- Sistema de separación para secadores refrigerativos

- ZENTRI DRY (Carcaza de acero inoxidable, entrada en parte inferior, deposita condensados hacia abajo y el aire sube por una malla fe acero inoxidable para retener impurezas y sale al sistema.)

- Secado por absorción (proceso químico) material de secado sólido y soluble, renovación periódica del material de secado. Punto reconocido de 20-40°F debajo de la temperatura del aire de entrada.

- Secado por adsorción sin calor utilización: exterior, altas temperaturas ambientales, requisitos de alto grado de calidad de aire comprimido.

- Secado por adsorción-calentamiento

- Interno: tubos de calentamiento integrados bajo requisitos de aire de purga (enfriamiento y represurización). Requisitos de alto grado de calidad de aire comprimido.

- Secado por adsorción-calentamiento externo

- Secado por adsorción-regeneración con calentamiento externo

- Puntos de rocío para diferentes aplicaciones

AREA DE UTILIZACION	PUNTO DE ROCIO EN °F
Aire de planta inferior	50 a 14
Pintura	50 a 13
Aire de instrumentos	50 a 40
Motores de aire	50 a 40
Granalla SANDBLAST	40 a 32
Herramienta neumática	40 a 13
Empaque	40 a 13
Industria de plástico	40 a 40

- Temperatura de punto de rocío para varias aplicaciones

AREA DE UTILIZACION	PUNTO DE ROCIO EN °F
Area de Transporte Neumático	40 A 76
Pintura en Polvo	40 A 76
Purificación de Sistemas Ópticos	2 A 28
Pruebas de Gases Inertes	2 A 12
Producción de Fibras Ópticas	4 A 31
Secado de Piezas Electrónicas	4 A 40
Aire de Planta: Exterior	4 A 40
Química y Farmacéuticos	13 A 40
Túneles de Viento	40 A 85
Producción de Guías De Onda	40 A 94

Ensamble de superconductores	40 a 150
Procesos infrarrojos	58 a 85
Investigación espacial	85 a 150
Contenedores de secado	85 a 150
Licuado de gases	94 a 112

¿Qué tan grandes son las impurezas en el aire?

De 0.001 a 1000 micrones de vapor, brisa, humo, polvo, niebla, lluvia etc.

- Tamaños admisibles de partículas

USO DEL AIRE COMPRIMIDO	TAMAÑOS ADMISIBLES DE PARTICULAS (MICRONES)
Motores de paletas rotativas	40-20
Cilindros controladores	20-5
Sistemas de control, instrumentos	5-1 (pistolas de pintar)
Farmacéuticos	<-1
Electrónica	0.01

- Límites de actuales de paso de aceite para diferentes aplicaciones utilización
paso máximo de aceite en el aire comprimido (PPM).

Aire de planta	< 5
Aire de prueba	< 1
Aire respirable	< 0.5
Aire libre de aceite	< 0.1

□ Filtro separador centrífugo: para 3 micrones y más grandes utilizado como filtro burdo para aire comprimido 100% saturado. Remueve el 99% de las gotas de agua y 40% de los aerosoles de aceite

□ Filtro de aire: para partículas de un micrón y mayores utilizando como filtro de partículas, remueve el 70% de los aerosoles y 99% de las gotas de agua

□ Filtro coalescente: para remoción de aceite de .025 micrones y mayores. Remueve el 100% de las partículas de 0.025 micrones y mayores. Remueve el 99.9997% de los aerosoles de aceite. Calidad del aire de 0.1 PPM

□ Filtro de adsorción de vapor de aceite. (retención de vapores de aceite y olores):

1º Etapa: adsorción preliminar por medio de difusión del flujo de aire en los gránulos, burdos de carbón activado.

2º Etapa: adsorción final con un largo periodo de intercepción a través de los gránulos finos de carbón activado.

Filtro de adsorción de carbón activado (con post-filtro)

Extenso periodo de contacto del aire comprimido con la cama de carbón activado. Larga vida de servicio y alta confiabilidad operacional.

Verificación continua de la calidad del aire por medio del indicador de prueba de aceite.

Aire de descarga técnicamente libre de aceite.

Drenes de condensado: drenado con flotadores.

El drenado ocurre solo cuando se acumula suficiente condensado.

No hay pérdida del aire comprimido.

Dren de condensados con control de solenoides: drenado regular automático, intervalo de drenado de 1.5 a 30 minutos.

Periodo de drenado de 0.4 a 10 segundos, el condensado puede ser dirigido a un recipiente, posibles perdidas de aire comprimido durante el periodo del drenado.

Razón para el tratamiento del condensado: todos los compresores ingieren impurezas contenidas en el aire y las concentran en grandes cantidades.

¿Por qué se necesitan sistemas de tratamiento de condensados?

Los contaminantes y aceites contenidos en el aire comprimido, son considerados como desperdicios peligrosos o dañinos para el medio ambiente.

¿Cómo se forman las emulsiones de los condensados?

□ La adhesión del aceite y el agua se presenta debido a la electricidad estática causada por el flujo turbulento influyendo alta temperatura de descarga del compresor, mala desemulsificación de los aceites, sustancias químicas en la entrada del aire del compresor que promueve la emulsión (solventes). Drenes de condensados activados por solenoides debido al flujo turbulento. Mezcla de condensado y aire comprimido.

- Recuperación de calor
- La mejor solución: el reciclaje
- Aplicaciones de calor recuperado: áreas para calefacción, aire caliente para procesos de secado, para cortinas de aire caliente, aire precalentado para combustión, etc.

Calculo de la presión máxima del sistema de aire comprimido

Presión de control

Presión de conexión: 100 PSIG

Presión de Corte: 110 PSIG

Presión máxima indicada del compresor

=Presión de trabajo requerida por el usuario
+ Suma de todas las pérdidas de presión
(Tubería, Tratamiento de Aire) + Presión
De Control del Compresor.

CAPITULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

EVALUACION DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

Cuando se retira del servicio un compresor queda como equipo sobrante. Un compresor en buenas condiciones se puede vender como chatarra o bien se puede recuperar adecuándolo a un servicio diferente, sin cambio en los componentes importantes

Presentare un procedimiento para evaluar las características de rendimiento de un compresor centrifuga de etapas múltiples para un nuevo servicio.

Se requiere conocer los datos del fabricante del rendimiento para la aplicación original, por ejemplo las curvas de carga contra volumen y de potencia contra volumen o sus equivalentes, como curvas para diferentes velocidades, algo que también es muy

importante es la información sobre las propiedades del gas para el servicio original que tuvo el compresor. Cuando se tienen todos esos valores es posible evaluar las posibilidades de que pueda ser útil para un nuevo servicio. Por ejemplo, en el que el gas que se vaya a comprimir sea diferente peso molecular, razón de los calores específicos y temperatura y presión de admisión.

El análisis que estudiaremos es de tipo termodinámico, pero también es muy importante observar otras características mecánicas, térmicas, de los materiales y su funcionamiento en general. Antes de tomar la decisión.

El procedimiento consiste en transformar las curvas globales dadas de un compresor de etapas múltiples para un conjunto de condiciones en la entrada (o sea composición del gas, temperatura y presión) en nuevas curvas para un conjunto de nuevas condiciones. La base para la transformación supone un grupo de componentes aerodinámicos (impulsores, difusores, diafragmas, aspas de guía y carcaza).

La base para la correlación es en que para cada punto de rendimiento seleccionado para el gas original hay un punto correspondiente para el nuevo gas. Estos puntos tienen el mismo valor del coeficiente Q/ND^3 del flujo de entrada al primera etapa y el mismo valor para la relación total del volumen; es decir, la que hay entre el volumen en la entrada a la primera etapa y en la salida de la última etapa, Q_1/Q_2 . Con lo cual se pueden mostrar las relaciones de volumen de cada etapa dentro del grupo y dentro de las componentes de cada etapa, son casi idénticas para el gas original y el nuevo gas. Los coeficientes de flujo en cada etapa con el gas nuevo son los mismos que con el gas original en el punto seleccionado de funcionamiento.

Las relaciones vectoriales entre la velocidad del compresor y la velocidad de la rueda dentro del compresor, se repiten en todos los lugares con respecto a los ángulos y las relaciones de velocidad. La geometría del flujo en el interior del compresor se repite en todos los lugares para el nuevo gas en ese punto.

Como resultado, se reproducen los coeficientes de carga y las eficiencias de las etapas, excepto por posibles ajustes menores debidos a pequeños cambios en los números Mach y de Reynolds. Estos parámetros son de importancia secundaria.

Dado que se reproducen los rendimientos de las etapas individuales, lo mismo ocurre con el rendimiento total del compresor de etapas múltiples. Por ello solo se necesita manejar las características totales, porque se conserva la equivalencia de la geometría del flujo.

El siguiente ejemplo es sobre un compresor que se utilizaba para gas amoníaco y ahora lo utilizaremos para aire, en diferentes condiciones de funcionamiento. Las curvas de rendimiento para el servicio original se presentan en la siguiente figura, en la cual se obtienen los datos siguientes en un punto de funcionamiento.

$N = 6700$ r.p.m.

$PCMS = 16000 \text{pies}^3 / \text{min.}$

$H = 57000$ pies-lb. / min.

$HPG = 1670$ HP.

Para resolver este ejemplo se utilizan las siguientes ecuaciones. para calcular trabajo de compresión, W , la eficiencia politrópica, η_{poli} , el exponente n politrópico de presión-volumen y la relación de las presiones, p_2 / p_1

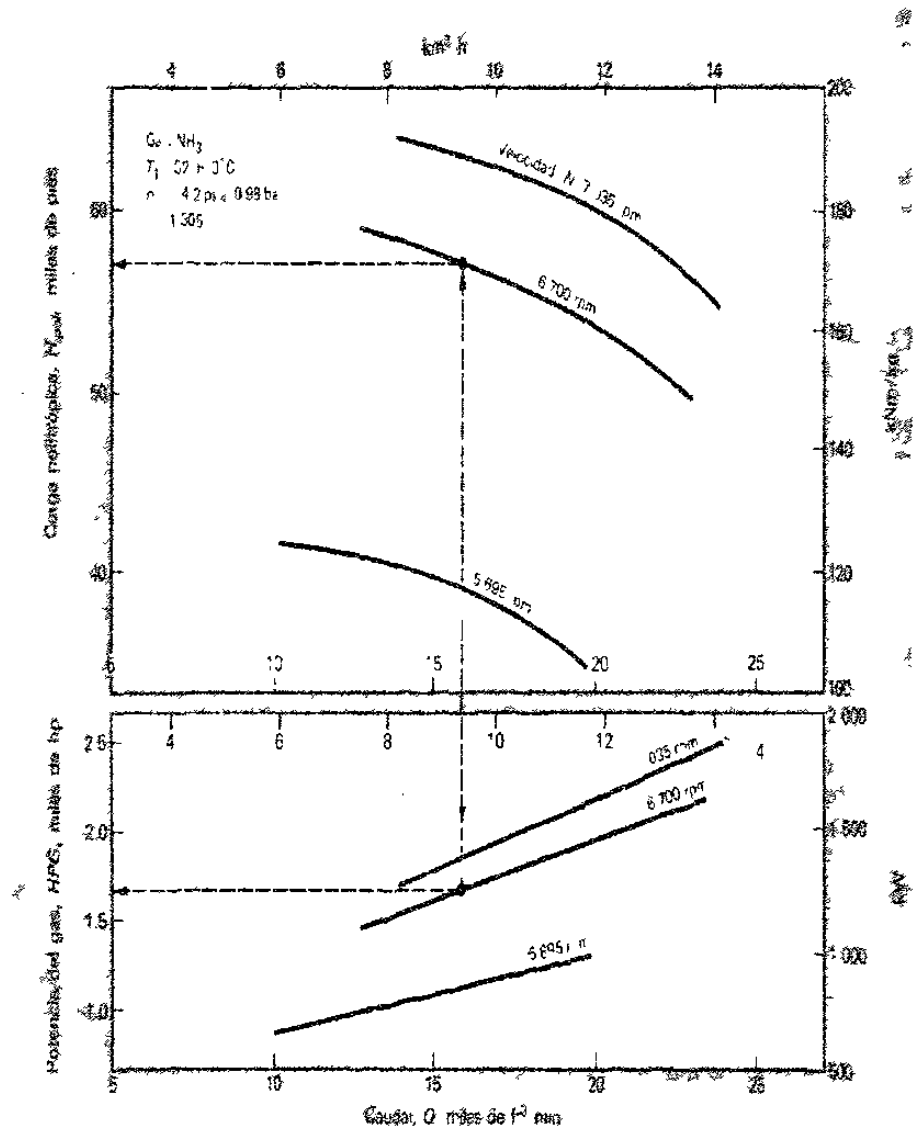
$$W = \frac{3000(HPG)v_{el}}{(PCMS)} \quad (1)$$

$$\eta_{poli} = H_{poli} / W \quad (2)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \left(\frac{1}{\eta_{poli}} \right) \quad (3)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{[(n-1)/n]H_{poli}}{144p_1v_{el}} \right)^{n(n-1)} \quad (4)$$

Rendimiento del compresor centrífugo para las condiciones originales de servicio



SIMBOLOGIA

D	Diámetro del impulsor
HPG	Potencia para comprimir el gas, hp
H_{poli}	Carga politrópica
PCMS	Flujo de volumen en la succión, pies ³ /min.
K	Exponente isotópico de presión – volumen (por la razón de los calores específicos)
N	Velocidad, r.p.m.
η	Exponente politrópico de presión – volumen
p	Presión, psia
Q	Caudal, pies ³ /min.
R	Constante de los gases, con el valor de 1545 / peso molecular, pies / °R
T	Temperatura, °R
v_e	Volumen específico
W	Trabajo, pies-lb./lb
η_{poli}	Eficiencia politrópica
Subíndice	
1	Entrada (succión)
2	Salida (descarga)

Utilizando las ecuaciones anteriores y sustituyendo los valores numéricos tendremos:

$$W = \frac{33000(1670)(21.5)}{16000} = 74054 \text{ pies-lb / lb}$$

El volumen específico del amoníaco: Entrada = 14.2 psia, Succión = 32°F , es de 21.5 pies³ / lb

$$\eta_{pol} = \frac{57200}{74054} = 0.772$$

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{1.305-1}{1.305} \right) \left(\frac{1}{0.772} \right) = 0.3027$$

$$\eta = 1.434; \quad \frac{n-1}{n} = 0.3027; \quad \frac{n}{n-1} = 3.304$$

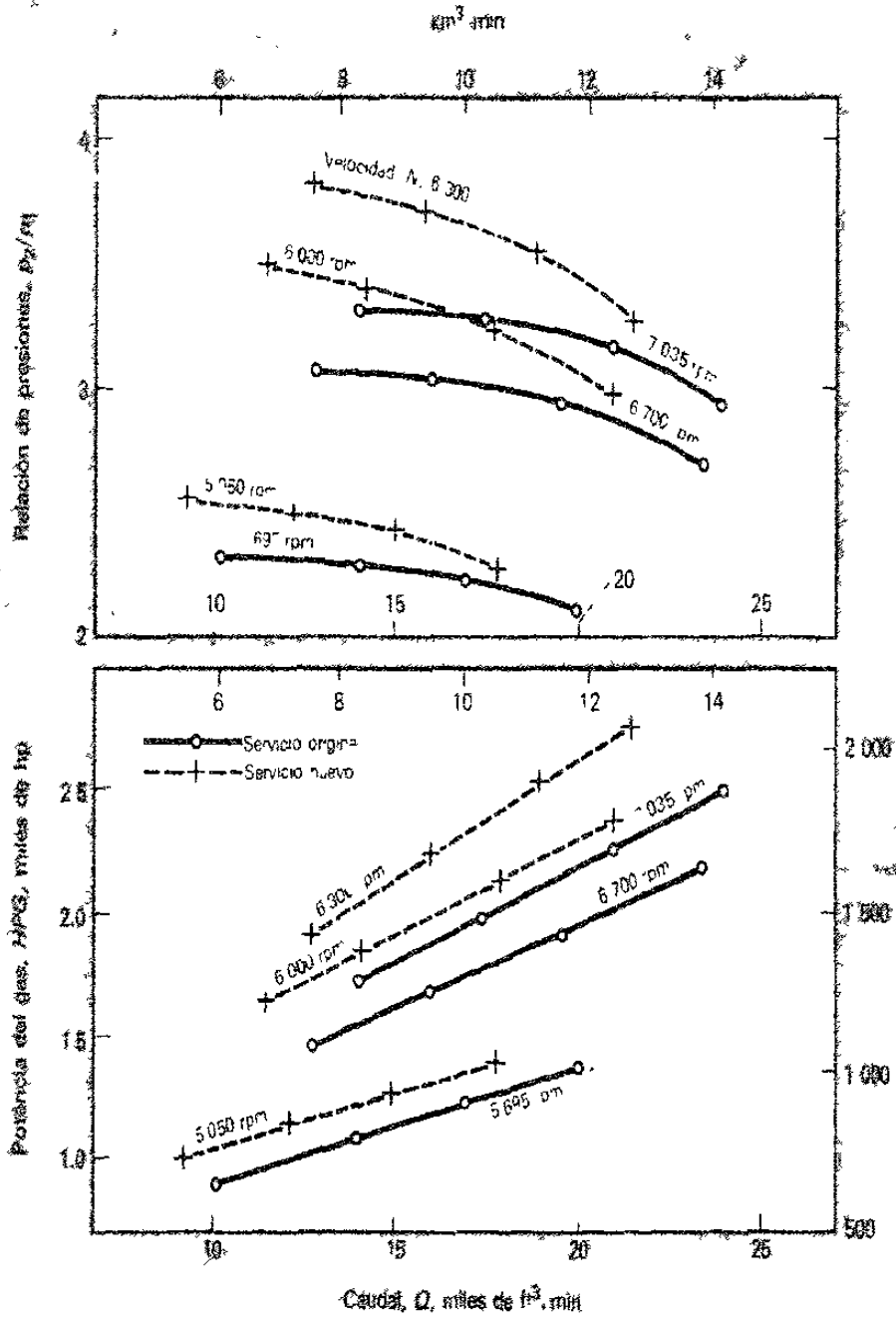
$$\frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{(0.3027)(57200)}{144(14.2)(21.5)} \right]^{3.304} = 3.0$$

Con la relación de presiones, se calcula la relación de volúmenes con:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{v_{e1}}{v_{e2}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = (3.0)^{1/1.434} = 2.15$$

En la siguiente tabla tenemos el rendimiento del servicio con amoníaco, y el nuevo servicio de aire

Comparación de rendimiento entre el servicio nuevo y el original



El coeficiente de flujo, Q_1 / ND^3 y el coeficiente de carga $H_{poli} / N^2 D^2$ se pueden reducir a Q_1 / N y H_{poli} / N^2 , porque no cambia el diámetro de la rueda. El valor del coeficiente de flujo que se requerirá es:

$$\frac{Q_1}{N} = \frac{16000}{6700} = 2.39 \text{ pies}^3 / \text{rpm}$$

El valor del coeficiente de carga que se conservará es:

$$H_{poli} / N_2 = \frac{57200}{(6700)^2} = 1.274 \times 10^{-3} \text{ pies} / (\text{r.p.m.})^2$$

Ahora se determina el punto de funcionamiento para el aire, que corresponda a los valores calculados de las relaciones de volúmenes y velocidades en las condiciones de entrada para el nuevo servicio:

aire a 14.7 psia y 100 °F, con $k = 1.40$ y $R = 53.3 \text{ pies-lb} / (^\circ\text{R})(\text{lb})$.

Con la misma relación de volúmenes, la η_{poli} será la misma de 0.772. Entonces, para calcular el exponente de presión – volumen para el aire, se sustituye en la ecuación (3) para obtener:

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{1.40-1}{1.40} \right) \left(\frac{1}{0.772} \right) = 0.370 \quad n = 1.587$$

Se conserva la relación de volúmenes, $\frac{V_{e1}}{V_{e2}}$ en 2.15 y se obtiene la relación de presiones para el aire, que es de $(2.15)^{1.587} = 3.370$. Con el empleo de esta relación, se sustituyen los valores requeridos en la ecuación (4). Después de reacomodar términos y despejar la carga politrópica para el aire, se obtiene:

$$H_{poli} = \left[\frac{(53.3)(560)}{(1.587-1)/1.587} \right] \left[(3.370)^{(1.587-1)/1.587} - 1 \right] = 45780 \text{ pies-lb} / \text{lb}$$

Para tener semejanza dinámica, H_{poli}/N^2 debe ser 1.74×10^{-3} , y para la igualdad de la relación de velocidades, Q_1/N debe ser 2.39. con el empleo de estas condiciones y la carga politrópica para el aire, se obtienen la velocidad de rotación del compresor y el caudal (o gasto) como:

$$\frac{45780}{N^2} = 1.274 \times 10^{-3}, \quad N = 5994 \text{ r.p.m.}$$

$$Q_1 = 2.39 \times 5994 = 14326 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Estos son los valores del flujo, carga y velocidad para el punto equivalente con el aire, que es el gas nuevo.

El Caballaje del gas HPG y la temperatura T_2 de descarga son otros valores importantes. Para obtener el HPG se sustituye en:

$$(\text{HPG}) = \left(\frac{144 p_1}{RT_1} \right) \left(\frac{Q_1 H_{poli}}{33000 \eta_{poli}} \right) \quad (5)$$

$$(\text{HPG}) = \left(\frac{144 \times 14.7}{5303 \times 560} \right) \left(\frac{14326 \times 45780}{33000 \times 0.772} \right) = 1825 \text{ hp}$$

La temperatura de descarga de un gas se puede estimar con:

$$T_2 = T_1 + \frac{H_{poli}(k-1)}{R \eta_{poli} k} \quad (6)$$

Para obtener la temperatura de descarga del aire en este ejemplo se sustituyen los valores apropiados en la ecuación (6):

$$T_2 = 100 + \frac{45780(0.4)}{53.3(0.772)(1.4)} = 418^\circ F$$

La Temperatura de descarga del aire es mayor que la del amoniac, que se calcula para $R = 90.9$ como:

$$T_2 = 32 + \frac{57200(0.305)}{90.9(0.772)(1.305)} = 223^\circ F$$

Este procedimiento se puede utilizar punto por punto para transformar las curvas dadas en las correspondientes de la relación de cargas o presiones, potencia y temperatura de descarga para el nuevo servicio. En la figura 2 aparece la comparación de las curvas de la relación de presiones y de potencia de los dos gases.

Análisis de los resultados:

Examinar la gráfica transformada para el nuevo gas en las nuevas velocidades del compresor para ver la forma en que este se adapta a los nuevos requisitos y para determinar cuales serán los límites requeridos de velocidad y temperatura de descarga. Aunque el grupo de curvas sea adecuado, se necesitan otras evaluaciones para determinar la capacidad por diseño mecánico y de los materiales de construcción respecto a su compatibilidad con el nuevo servicio y sus presiones y temperaturas.

Los parámetros adicionales que se deben evaluar son la relación entre los límites propuestos de velocidades críticas, y los cambios en las cargas en los cojinetes de empuje, momentos de torsión en el árbol y acoplamiento, presión y temperatura en la carcasa.

Por supuesto, las velocidades las velocidades críticas del rotor no cambian. Las nuevas velocidades de funcionamiento propuestas, determinadas por la gráfica transformada, se deben comparar con las velocidades críticas para tener márgenes adecuados.

La carga de los cojinetes de empuje depende de la diferencia entre las presiones de descarga y de succión. Si el aumento de presión en el compresor con el gas nuevo es

casi igual o menor que en el servicio original, entonces será adecuada la capacidad de los cojinetes.

Por lo general, habrá un cambio en el par motor del árbol, debido a los nuevos valores de la potencia y la velocidad, que afectara los cojinetes de empuje si se produce un empuje en el enclavamiento con acoplamiento de engranes.

Si el nuevo par es mayor que el original es necesario revisar los efectos en el par motor sobre el diseño del cubo del acoplamiento utilizado.

Los limites de presión y temperatura para la carcasa del compresor se deben consultar con las especificaciones para el servicio original, y las condiciones nuevas se deben comparar con esos limites.

Quizá el diseño del sistema de sellos, de control contra las oscilaciones de presión y tubería de derivación del compresor no sea el adecuado, y se deben evaluar los cambios necesarios.

Las posibilidades para utilizar un compresor para un servicio nuevo son mayores cuando el peso molecular del nuevo gas es casi igual o mayor que el original. Cuando el nuevo peso molecular es mas bajo, la velocidad de funcionamiento puede exceder los limites de la velocidad en la punta del impulsor o la velocidad crítica.

Este método se puede utilizar a sistemas de compresores que tienen interenfriamiento entre los grupos de etapas o para los que tienen corrientes laterales. Se consideran como grupos separados de etapas que abarcan todas las que hay entre los enfriadores laterales. Cada sección tiene sus parámetros de operación para el nuevo gas.

En algunos casos quizá no sea posible encontrar parámetros equivalentes, por ejemplo la velocidad, que sean compatibles entre una sección y otra cuando se utiliza este método, en particular, cuando hay desigualdades en las relaciones de temperatura entre los gases original y nuevo.

BIBLIOGRAFIA

COMPRESORES

AUTOR: RICHARD W. GREENE
EDITORIAL: MC. GRAW HILL
1992

MANUAL DEL AIRE COMPRIMIDO
INGERSOLL RAND

TRIBOLOGIA Y LUBRICACIÓN

VOLUMEN 1
AUTOR: PATRICK JOHON DOUGLAS
MIEMBRO DEL STLE
1994

SUMMIT INDUSTRIAL PRODUCTS
SYNTHETIC LUBRICANTS CROSS REFERENCE GUIDE
THE KLUBER GROUP
1999

MECANICA AUTOMOTRIZ
PRINCIPIOS Y PRACTICAS
AUTOR: JOSEPH HEINTNER
EDITORIAL DIANA
1979

MANUAL DE AUTOMOVILES
AUTOR: ARIAS – PAZ
EDITORIAL: DOSSAT
1975

INDICE DE FIGURAS

FIGURAS	PAGINA
Flujo de gas en un compresor centrífugo	10
Resistencia al flujo	12
Limites para procesos de compresores	16
Diagrama teórico de presión contra volumen	22
Carrera de compresión	23
Carrera de descarga	24
Diagrama de descarga cerrado	25
Ciclo completo	25
Desplazamiento positivo de varias etapas	26
Ciclo de admisión y descarga	27
Compresor de paletas deslizantes	28
Compresor de pistón líquido	29
Diagrama de compresor de lóbulo recto	31
Diagrama B de compresor de lóbulo recto	32
Diagrama C de compresor de lóbulo recto	32
Diagrama D de compresor de lóbulo recto	33
Compresor de tornillo rotativo	35
Proceso de compresor de tornillo rotativo	36
Compresor centrífugo	38
Compresor axial	39

Compresor de flujo mixto	40
Cambios de presión velocidad y temperatura	41
Velocidad específica y diámetro específico	63
Impulsores	68
Eficiencia de compresores centrífugos de etapas múltiples	70
Rendimiento de un compresor centrífugo	70
Aspas de guía de entrada	75
Rendimiento de un compresor centrífugo para condiciones Originales de servicio	102
Comparación de rendimiento entre el servicio nuevo y el original	105

INDICE DE TABLAS

TABLA	PAGINA
Tipos de sellos de presión	13
Compresores	18
Limites de grados SAE de la viscosidad	47
Limites de viscosidad para aceites con grados de viscosidad múltiple	48
Compresores para procesos químicos	56
Análisis de gases y cálculo	57
Carga politrópica	71
Método del diagrama Mollier	72
Selección de compresores centrífugos de etapas	73
Clasificación de aire comprimido norma ISO	91
Limitantes de cada refrigerante y compatibilidad del medio ambiente	93
Puntos de rocío para aplicaciones	95
Temperatura del punto de rocío para varias aplicaciones	95

AUTOBIOGRAFIA

Nombre	Ricardo Joel Salazar Garza
Lugar y fecha de Nacimiento	Monterrey Nuevo León 6 de Agosto de 1950
Grado de Escolaridad	Ingeniero Mecánico y Electricista
Campo Profesional	Catedrático de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Universidad Autónoma de Nuevo León, impartiendo clases de: Álgebra, Física, Química y Dibujo.
Título que desea obtener	Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con Especialidad en Térmica y Fluidos
Nombre de la Tesis	Compresores Centrífugos

