

2 E^o No. 30



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Química

**CRITERIOS DE DISEÑO Y PROCEDIMIENTOS DE
CALCULO BASICOS DE COMPRESORES
CENTRIFUGOS**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
GLORIA ELENA PEREZ CAMPOS



México, D. F.

**EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA**

1984



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	PAG.
I.- INTRODUCCION - - - - -	1
a) Objetivo - - - - -	2
b) Generalidades - - - - -	2
II.- TEORIA BASICA	
a) Principios de operación de los compresores centrífugos - - -	10
b) Procesos de compresión -- - --	17
c) Terminología - - - - -	20
III.- DEFINICIONES Y ECUACIONES UTILES - - -	28
IV.- PROCEDIMIENTOS DE CALCULO	
a) " N " o del exponente - - - - -	61
b) Por diegrama de Mollier - - - - -	77
c) Por gráficas secuenciales - - - - -	85
d) Recomendaciones para el usuario - - -	96
V.- COMPONENTES BASICOS DEL COMPRESOR CENTRIFUGO - - - - -	111
1.- Carcasa - - - - -	112
2.- Rotor - - - - -	114
3.- Flecha - - - - -	115
4.- Impulsor - - - - -	115

	PAG.
5.- Diafragma - - - - -	117
6.- Sellos - - - - -	118
7.- Rodamientos (cojinetes) - - - - -	119
8.- Sistema de enfriamiento - - - - -	120
9.- Sistema de lubricación - - - - -	122
VI.- ACCIONADORES	
a) Motor eléctrico de inducción - - -	128
b) Motor eléctrico síncrono - - -	128
c) Turbinas de vapor - - - - -	130
d) Turbinas de gas - - - - -	132
e) Motores de combustión interna - - -	133
VII.- CONCLUSIONES.- - - - -	136
VIII.- BIBLIOGRAFIA.- - - - -	140

CAPITULO I

INTRODUCCION

a) OBJETIVO.

El objetivo principal de esta tesis, es proporcionar (sobre todo al estudiante de Ingeniería Química), varios métodos prácticos para el cálculo de Compresores Centrífugos, así como algunos criterios de diseño.

Para simplificar los cálculos, se incluyen tablas y gráficas y se resumen las ecuaciones involucradas en los procesos de compresión.

Adicionalmente, se da una visión general de los compresores centrífugos, haciendo una breve descripción de las partes básicas de que consta y de sus principales aplicaciones en la industria, así como de los diversos tipos de accionadores que pueden ser usados.

b) GENERALIDADES.

Propósitos de la compresión.

Los compresores de gas y aire tienen una finalidad básica: proporcionar dichos fluidos a una presión mayor que la existente para utilizarse en una amplia variedad de propósitos, por ejemplo:

- 1.- Para transmitir potencia (como en los sistemas hidroneumáticos).
- 2.- Para suministrar aire para operar instrumentos neumáticos y aire de plantas.

- 3.- Para proporcionar aire para combustión.
- 4.- Para transportar y distribuir gas, como en sistemas de distribución de gas en ciudades.
- 5.- Para circular gas a través de un proceso o un sistema.
- 6.- Para producir condiciones más favorables en reacciones químicas.

La compresión de gases y vapores, también es una importante operación en plantas químicas y petroquímicas. En la tabla 1 se indican algunas de las aplicaciones.

T A B L A 1

INDUSTRIA O APLICACION	SERVICIO O PROCESO	GAS TIPICO MANEJADO
Acetileno	Oxidación Recuperación de gas	Oxígeno Acetileno
Butadieno	Regeneración catalítica Compresión del gas Refrigeración	Aire Hidrocarburos Propano
Cloro	Licuefacción	Cloro
Etileno	Alimentación de gas	Hidrocarburos
Oxido de etileno	Alimentación de gas	Hidrocarburos

Acido nítrico	Oxidación	Aire
Refinación	Reformación catalítica. Alquilación Recuperación de gas Cracking catalítico Refrigeración	Mezcla de varios hidrocarburos Hidrocarburos Mezcla de varios hidrocarburos Aire y mezcla de hidrocarburos Propano y otros vapores
Acido sulfúrico	Proceso de contacto	Aire
Síntesis de amoníaco	Suministro de aire Gas de síntesis Recirculación	Aire Gas de síntesis Gas de síntesis con amoníaco
Gas natural	Represurización de cajas de aceite	Gas natural
Gas natural	Distribución Refrigeración	Gas natural Propano y Metano
Refrigeración Química	Varios procesos	Butano, Propano, Etileno, Amoníaco- Refrigerantes especiales (Freones)
Generadores de vapor	Sopladores de hollín Combustión Producción de vapor	Aire Aire Gas combustible
Plantas en general	Equipo o herramientas neumáticas Instrumentos	Aire Aire

Como puede verse, los fluidos manejados varían ampliamente, y para efectuar el cálculo del compresor se requerirá información detallada - del gas manejado en cada caso.

Los principales tipos de compresores usados en la industria son: - Los reciprocantes, los centrífugos, y los de flujo axial. En adición para servicios especiales, se usan los compresores rotatorios. Los límites de operación dentro de los cuales se aplican los tres primeros se muestran en la figura 1, la cual se basa en la práctica actual.

Los compresores centrífugos son usados para aplicaciones de proceso, desde flujos en la succión de alrededor de 500 hasta 200 000 ACFM. -- Los compresores reciprocantes se consideran para aplicaciones donde la cantidad de gas de entrada es de alrededor de 3000 ACFM o menores. Estos generalmente se prefieren para servicios de flujos pequeños con altas presiones de descarga, y los compresores de flujo axial, desde flujos de succión de alrededor de 75 000 hasta 600 000 ACFM. Aunque e existen compresores de flujo axial de menor capacidad (abajo de 20 000 ACFM), para bajas capacidades se prefieren los compresores centrífugos.

Los compresores centrífugos son bastante más comunes en los procesos industriales, debido a que su diseño es relativamente simple, requiere poco mantenimiento, tienen un amplio intervalo de operación y proporciona largos períodos de operación continua.

Los compresores de flujo axial se usan por lo general, solo para aire o gases no corrosivos, ya que estas máquinas son más susceptibles a las incrustaciones, la corrosión y la erosión que los compresores -

centrífugos.

Una de las limitaciones de la relación de compresión máxima por etapa, es el incremento de la temperatura. El límite usual es de 400°F - hasta 450°F para compresores centrífugos, y de alrededor de 600°F para compresores de flujo axial. El límite de temperatura para compresores centrífugos es más bajo debido a que tienen diafragmas entre los impulsores, los cuales tienden a expandirse radialmente debido a la elevación de la temperatura.

En los compresores recíprocos, la relación de compresión es fijada por la temperatura de descarga del gas. El límite para el diseño mecánico generalmente oscila entre 350°F y 400°F, pero puede ser limitado a temperaturas más bajas, dependiendo de las propiedades del gas.

Para algunas aplicaciones, la relación de compresión se establece por el máximo número de impulsores que el fabricante puede suministrar dentro de una carcasa (de 6 a 8 para compresores centrífugos y de alrededor de 12 hasta 24 para los axiales).

Para máquinas centrífugas, un impulsor usualmente desarrollará aproximadamente de 10 000 a 12 000 ft-lb/lb de cabeza politrópica. El valor correspondiente para uno de flujo axial es de aproximadamente la mitad (de 4500 hasta 6000 ft-lb/lb por impulsor). Para compensar ésto, una unidad axial tendrá hasta dos veces el número de impulsores por etapa, que el correspondiente centrífugo.

La figura 1 muestra intervalos aproximados de aplicación para máquinas de flujo axial y centrífugas. La presión máxima de descarga varía desde alrededor de 10 000 psia para compresoras centrífugas pequeños, bajando considerablemente a presiones menores para compresores muy grandes.

Los compresores de flujo axial con capacidades superiores a 75 000 - ACFM, usualmente están limitados a presiones de salida de alrededor de 130 psia. Como se nota fácilmente, la figura 1 deberá considerarse solamente como una guía aproximada. Para la selección final de un compresor, el diseño específico deberá chequearse con el proveedor directamente.

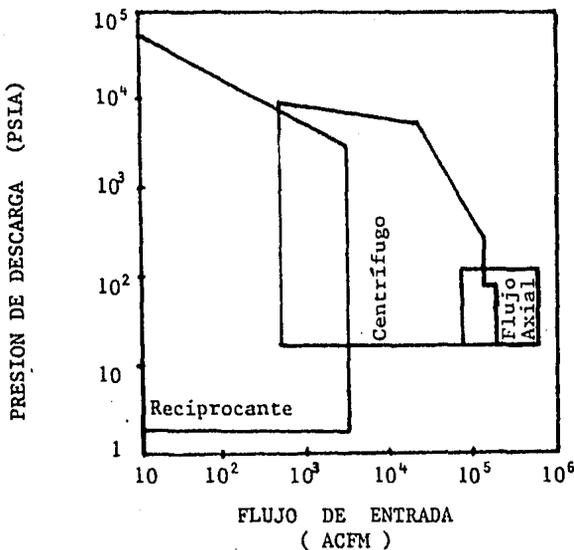


FIG. 1 Rangos aproximados de aplicación para compresores de flujo axial, centrífugos y recíprocos.

Ref. Scheel, Lyman F. "Gas Machinery" Gulf Publishing Co.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS DEL CAPITULO I.

- 1.- Compressed Air and Gas Data Book.
Ingersoll Rand. Co.
New Jersey - 1980.
- 2.- Faires, Virgil M.
Termodinámica
U.T.E.H.A.
México - 1973.
- 3.- Neerken, Richard F.
Compressor Selection
Chemical Engineering
Enero, 1975.
- 4.- Scheel, Lyman F.
Gas Machinery
Gulf Publishing Co.
Houston, Texas.

CAPITULO II
TEORIA BASICA

a) PRINCIPIO DE OPERACION DE LOS COMPRESORES CENTRIFUGOS.

Un compresor centrífugo es un dispositivo diseñado para incrementar la presión de un gas por confinamiento o por conversión de su energía cinética. Dicho de otra forma, un compresor es una máquina que efectúa un trabajo sobre un gas, incrementando su presión por medio de la aceleración que le imprime, al fluir éste en forma radial a través de un impulsor montado en una flecha, la cual es accionada por una unidad motriz (motor o turbina).

En general, la configuración de los compresores centrífugos, se asemeja a las bombas centrífugas. Una analogía dinámica entre estos equipos, podría usarse para simplificar los principios fundamentales involucrados: ambos reciben energía mecánica de una fuente externa, y por medio de la rotación de los impulsores transforman esta energía, en energía de presión en el fluido manejado. En ambos casos, la fuerza centrífuga depende de la velocidad periférica del impulsor y de la densidad del fluido, sin embargo, la diferencia significativa entre los dos equipos está en la compresión del gas.

Explicación Termodinámica.

El proceso de compresión se rige por la primera ley de la termodinámica, que considera la compresión como adiabática y el gas ideal y di

-ce que la energía no puede crearse ni destruirse durante un proceso (tal como la compresión y descarga de un gas), pero sí puede cambiar de una forma de energía a otra. En otras palabras, siempre que una cantidad de una clase de energía desaparezca, una cantidad exactamente igual, de otra clase, se producirá.

Esta ley se representa por la siguiente ecuación:

$$dU = dQ - dW$$

Donde:

U = Energía interna

Q = Energía calorífica

W = Trabajo

Considerando un proceso adiabático $dQ = 0$

por lo tanto:

$$dU = - dW$$

De la ecuación anterior se entiende que cualquier trabajo, en un proceso adiabático, se realiza a expensas de la energía interna, y conforme aquel va efectuándose, la energía interna del sistema disminuye y en consecuencia desciende la temperatura. Por el contrario, si se hace trabajo sobre el sistema, se incrementa la energía interna -

del sistema y por lo tanto se elevará la temperatura,

Una ecuación que todo gas ideal obedece en cualquier etapa de una com presión adiabática reversible, se deduce a partir de la ecuación ante rior. Supongamos "n" número de moles de un gas ideal a la presión "P" y volumen "V". Para una reducción de volumen infinitesimal dV y pre sión "P", el trabajo realizado es el siguiente:

$$PdV = dW$$

Sustituyendo $dW = - dU$

$$PdV = -dU \dots \dots \dots (1)$$

además $dU = n C_v dT$ y $P = \frac{n R T}{V}$

sustituyendo tenemos:

$$\left(\frac{n R T}{V}\right) dV = - n C_v dT$$

por lo tanto: $-\frac{R}{C_v} \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \dots \dots \dots (2)$

para un gas ideal $C_p - C_v = R$

dividiendo entre C_v : $\frac{C_p}{C_v} - \frac{C_v}{C_v} = \frac{R}{C_v}$

y $\frac{C_p}{C_v} - 1 = \frac{R}{C_v}$

definiendo $\frac{C_p}{C_v} = k$

entonces $k - 1 = \frac{R}{C_v}$

sustituyendo en la ec. 2

$$\frac{dT}{T} = - (k - 1) \frac{dV}{V}$$

considerando a $k = \text{cte.}$, e integrando entre los límites $V_1 @ T_1$,
y $V_2 @ T_2$

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = -(k - 1) \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -(k - 1) \ln \frac{V_2}{V_1}$$

rearrreglando

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = (k - 1) \ln \frac{V_1}{V_2}$$

o sea

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(k - 1)}$$

antilogaritmo $\left[\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right]$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \dots\dots\dots (3)$$

arreglando $\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{V_1}{V_2} \dots\dots\dots (4)$

Usando la siguiente ecuación:

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

despejando: $\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \frac{T_1}{T_2}$

sustituyendo en 4

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

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

sumando los exponentes

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

pero

$$\frac{1}{k-1} + \frac{1}{1} = \frac{k}{k-1}$$

por lo que

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

despejando T_2/T_1

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (5)$$

sustituyendo (5) en (3)

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

elevando a la potencia $1/(k-1)$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$$

$$P_2 V_2^k = P_1 V_1^k = \text{cte.} \dots \dots \dots (6)$$

La ecuación 6 es la que rige los procesos de compresión. Donde si $k = 1$ el proceso será isotérmico, si $k = C_p / C_v$ el proceso es adiabático; y si $k = n$, donde n es mayor que C_p / C_v , el proceso se considerará politrópico.

b) PROCESOS DE COMPRESION.

Existen tres procesos básicos que pueden ocurrir durante la compresión, y son los siguientes:

- a) Proceso adiabático (isoentrópico)
- b) Proceso isotérmico
- c) Proceso politrópico

A continuación se da una breve descripción de cada uno de ellos.

- I. PROCESO ADIABATICO (REVERSIBLE) O ISOENTROPICO.- Este proceso se basa en que no existe transferencia de calor hacia el gas, o del gas hacia otro medio durante la operación de compresión. La ecuación característica es la siguiente:

$$PV^k = C$$

donde k es la relación de calores específicos (C_p/C_v) y $C = \text{cte}$. Teóricamente, en compresores centrífugos no enfriados, la compresión debería ser adiabática, solamente si se llevara a cabo con una eficiencia del 100%, esto es, que no hubiera flujo de calor ni cambio de entropía. Este análisis es una teoría exacta que sería válida solamente si se tuvieran relaciones de compresión infinitesimales, pero puede usarse como una aproxima--

-ción aceptable para relaciones de compresión pequeñas. La desviación de la teoría exacta se hace mas grande cuando la relación de compresión y el número de etapas se incrementa.

- II. PROCESO ISOTERMICO.- La compresión isotérmica se basa en que el calor que se genera durante el proceso de compresión, se remueve instantáneamente y la temperatura del gas permanece constante.

La ecuación característica es:

$$PV = C'$$

Donde C' = constante

La compresión isotérmica puede considerarse como una compresión adiabática hecha en un gran número de etapas infinitesimales -- con enfriamiento después de cada etapa de compresión, para mantener la temperatura del gas constante. En la práctica, los -- compresores centrífugos no pueden diseñarse para dar una verdadera compresión isotérmica.

- III. PROCESO POLITROPICO.- La compresión politrópica se caracteriza porque no es ni isotérmica ni adiabática. Este proceso se rige por la siguiente ecuación:

$$pV^n = C''$$

Donde n es una característica del gas que determina su comportamiento durante la compresión y C'' es constante. Debido a que los compresores centrífugos generalmente tienen mas de una etapa de compresión y no tienen relaciones de compresión extremadamente bajas, la compresión actual de un gas en un compresor centrífugo se considera politrópica, con el valor de n mayor que k .

La compresión es actualmente irreversible debido a la fricción del gas o turbulencia y a las pérdidas de calor por conducción y radiación, ya que estas pérdidas requieren un trabajo adicional. El alcance de estas pérdidas depende de la k del gas y de la eficiencia politrópica (η_p); esta última es la aproximación mas cercana a la efectividad total real del compresor y es un criterio mas exacto de la calidad del diseño del compresor y no depende de las características del gas. Consecuentemente se prefiere el uso del análisis politrópico.

c) TERMINOLOGIA.

BHP (Potencia al freno).- Es la potencia total requerida por el compresor, considerando las pérdidas por fricción.

CAPACIDAD DEL COMPRESOR.- Es la cantidad de gas actualmente manejada, y se expresa como unidad de volumen a las condiciones de presión, temperatura, composición del gas y contenido de humedad existente en la brida de succión del compresor.

COMPRESIBILIDAD.- Es la diferencia en volumen que existe entre un gas real (o mezcla de gases) y un gas ideal, cuando ambos se someten a las mismas condiciones de presión y de temperatura. Ocasionalmente se le conoce como desviación.

FACTOR DE COMPRESIBILIDAD.- Es la relación del volumen actual del gas entre el volumen determinado de acuerdo a las leyes del gas perfecto.

DENSIDAD.- Es la masa de un gas en un volumen dado.

EFICIENCIA DE LA COMPRESION.- Es la relación del trabajo teórico requerido para comprimir un gas, entre el trabajo real efectuado sobre dicho gas, expresado como un porcentaje. Esta eficiencia considera fugas, pérdidas por fricción del fluido y variaciones termodinámicas (tales como el factor de compresibilidad, z).

GAS IDEAL.- Es aquel que sigue las leyes del gas perfecto. (en la -- práctica no existe dicho gas, pero es la base para hacer los cálculos y aplicar las correcciones).

GAS HUMEDO.- Es cualquier mezcla de gas-vapor o mezcla de vapores, en la cual se denominará como humedad o vapor, al componente que esté relativamente cerca de su temperatura de condensación a la presión prevaleciente; y el término gas, se aplicará a la sustancia que será relativamente un gas altamente sobrecalentado.

GAS SECO.- Es cualquier gas o mezcla de gas-vapor en la cual, todos - los componentes están por encima de su temperatura crítica (o pseudo crítica) a la presión existente.

HUMEDAD ABSOLUTA.- Es la relación entre la masa del vapor y la masa - del gas seco ($Y = \text{lb vap} / \text{lb gas seco}$).

HUMEDAD RELATIVA.- Es la relación entre la presión parcial del vapor - (en la mezcla gas-vapor) y la presión de saturación de dicho vapor a - la temperatura de bulbo seco de la mezcla, usualmente expresada en por ciento.

INTERENFRIAMIENTO.- Es el enfriamiento del gas entre las etapas de compresión para reducir el volúmen que va a succionar la siguiente etapa, licuar los vapores condensables y ahorrar energía al incrementar la eficiencia.

NO-CONDENSABLES.- Son aquellos constituyentes del gas de succión que no pueden condensarse con el medio de enfriamiento disponible.

NUMERO DE MACH.- Es la relación de la velocidad actual del gas en un punto dado entre la velocidad del sonido en el mismo gas a las condi ciones existentes en ese punto.

POTENCIA DEL GAS.- Es el trabajo actual requerido para comprimir una cantidad de gas, incluyendo las pérdidas termodinámicas, fugas y pér didas por fricción del fluido. No incluye pérdidas mecánicas.

POTENCIA TEORICA.- Es el trabajo teóricamente requerido para compri mir una cantidad de gas dado, de acuerdo con un proceso específico considerando una eficiencia igual a 1.0.

PRESION ABSOLUTA.- Es la presión total verdadera, o presión sobre ce ro, y es igual a la presión manométrica (tomada con un instrumento a apropiado) más la presión atmosférica o barométrica.

PRESION BAROMETRICA.- Es una medida de la presión existente sobre la superficie de la tierra, la cual varía con la altitud en diferentes localizaciones; también se le conoce como presión atmosférica. Se de nomina "Presión Barométrica" debido a que el instrumento de medición es el Barómetro.

PRESION CRITICA.- Es la presión necesaria para licuar un gas a su -- temperatura crítica (ver nota en la siguiente página).

NOTA: En el punto crítico cuyas coordenadas son la presión y la temperatura críticas, la distinción entre las fases líquido y vapor desaparecen y todas las propiedades del líquido son idénticas a las del vapor.

PRESION DE DESCARGA.- Es la presión total del gas (estática más velocidad) en la brida de descarga del compresor. (la presión de velocidad solamente se considera en compresores dinámicos).

PRESION PARCIAL.- La presión parcial de un componente cualquiera en una mezcla gaseosa, es igual a la presión con que contribuye dicho componente en la presión total de la mezcla y se determina multiplicando la fracción molar del componente por la presión total de la mezcla. La suma de las presiones parciales es igual a la presión total.

PRESION REDUCIDA.- Es la relación de la presión absoluta actual del gas entre la presión crítica absoluta. (ver nota 1).

PRESION DE SUCCION.- Es la presión total del gas, existente en la brida de succión del compresor.

PRESION DE VAPOR.- El vapor generado por un líquido crea la presión de vapor, la cual (a una temperatura especificada) es la única presión en la que el líquido y su vapor pueden existir en equilibrio.

PRESION Y TEMPERATURA ESTANDARD.- $P = 14.7$ psia y $T = 60^{\circ}\text{F}$.

PROCESO IRREVERSIBLE.- Es aquel en el cual, una porción de la energía original del sistema se disipa y no puede retornarse a través de su propia operación, por lo tanto, no regresa a su estado original.

PROCESO REVERSIBLE.- Es un proceso ideal que puede detenerse en un momento dado y retrocederlo, restaurando al sistema todo el trabajo y calor previamente removidos. Es un proceso sin fricciones.

RELACION DE COMPRESION.- Es la relación de la presión absoluta de descarga entre la presión absoluta de succión. Generalmente aplicable para compresión en una sola etapa, pero puede aplicarse a compresores de multietapas también.

TEMPERATURA ABSOLUTA.- Es la temperatura de un cuerpo referida al cero absoluto, en cuyo punto, el volumen de un gas ideal, teóricamente es cero. En la escala Fahrenheit ésta es igual a -460°F y en la escala centígrada es -273°C . Pero generalmente se expresa en unidades absolutas que son: grados Rankine (donde $0^{\circ}\text{R} = -460^{\circ}\text{F}$) y grados Kelvin (donde $0^{\circ}\text{K} = -273^{\circ}\text{C}$).

NOTA 1: Las condiciones críticas se determinan experimentalmente para cada gas puro (la mayoría de ellas ya se encuentran tabuladas).

Cuando se calcula para una mezcla de gases, se les llama condiciones pseudocríticas, y normalmente éstas deberán ser determinadas experimentalmente o por simulación, mediante ecuaciones de estado.

TEMPERATURA CRITICA.- (Para un componente puro) es la máxima temperatura a la cual pueden existir en equilibrio el líquido y el vapor. Por debajo de la temperatura crítica, el sistema podrá exhibir dos - fases coexistentes; por encima de la misma, pasa de un estado gaseoso diluído, a uno denso, ya que no podrá licuarse, sin importar que tan alta sea la presión que se le aplique.

TEMPERATURA DE DESCARGA.- Es la temperatura existente en la brida de descarga del compresor.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.- Es la temperatura de equilibrio alcanzada por una pequeña cantidad de líquido que se vaporiza en una mezcla de gas-vapor, no saturada, y se utiliza para determinar la humedad de la mezcla.

TEMPERATURA DE BULBO SECO.- Es la temperatura de una mezcla gas-vapor determinada en forma ordinaria, por inmersión del termómetro en dicha mezcla.

TEMPERATURA REDUCIDA.- Es la relación en unidades absolutas de la temperatura del gas actual entre la temperatura crítica, (ver nota 1).

VOLUMEN ESPECIFICO.- Es el volúmen de una masa dada de gas, generalmente expresado en ft^3/lb a condiciones standard.

VELOCIDAD NORMAL.- Corresponde a los requerimientos del punto normal de operación, generalmente a la eficiencia máxima y al punto de garantía.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS DEL CAPITULO II.

- 1.- Faires, Virgil M.
Termodinámica
U.T.E.H.A.
México - 1973.
- 2.- Centrifugal Compressor - Technical Information.
Resumen de Conferencias impartidas por
Cooper Energy Services, Div. Cooper Rolls.
En el Instituto Mexicano del Petróleo.
México - 1980.
- 3.- Ludwig, Ernest E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants. Vol. 3 (cap. 12)
- 4.- Perry, R. H. y Chilton, C. H.
Chemical Engineer's Handbook (Cap. 6)
Mc. Graw-Hill
New York - 1973.

C A P I T U L O . III

DEFINICIONES Y ECUACIONES UTILES

I. REQUERIMIENTOS.-

Antes de proceder a efectuar un cálculo sobre compresores centrífugos, es necesario disponer de cierta información, la cual es específica para cada aplicación.

La información requerida es la siguiente:

1. El flujo, expresado en cualquiera de los siguientes términos:
 - A. Pies cúbicos estándar por unidad de tiempo (minuto, hora, día) SCF (cond. std $p = 14.7$ PSIA y $T = 60^{\circ}\text{F}$)
 - B. Libras por unidad de tiempo (minuto, hora, día)
 - C. Moles por unidad de tiempo (minuto, hora, día)
 - D. Pies cúbicos por minuto actuales (a las condiciones de entrada) ICFM (ó ICFH, ó ICFD).
2. Humedad relativa - Deberá determinarse si el flujo de gas es seco o contiene vapor de agua, si es así, calcular el porcentaje de saturación.
3. Propiedades del gas, expresadas en uno o mas de los siguientes términos:
 - A. Peso molecular.

- B. Gravedad específica (la cual será referenciada al aire seco (P. M. = 28.97)
- C. Composición del gas, expresado como % MOL ó %PESO.

NOTA: Si se tiene toda la información anterior, se puede calcular fácilmente el peso molecular aparente, el valor de k promedio y el factor de compresibilidad z , tanto a las condiciones de succión como a las condiciones de descarga.

Si las propiedades del gas están expresadas en términos de peso molecular o gravedad específica, entonces será necesario conocer lo siguiente:

- D. La relación de calores específicos (k), o exponente adiabático.
- E. El factor de compresibilidad (z) al menos a las condiciones de entrada, pero preferiblemente también a las condiciones de descarga.

Mientras en la composición del gas (inciso C), no se muestre como un constituyente un vapor abajo del punto crítico, se considerará como un gas seco, a menos que se indique otra cosa.

3. Condiciones de entrada, expresado como:

A. Presión de entrada en Lb/pulg^2 absolutas (PSIA).

NOTA: Si las unidades son PSIG, será necesario también determinar la presión barométrica normal, o la elevación sobre el nivel del mar en el sitio de la instalación del compresor.

B. Temperatura de entrada ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$)

C. Humedad relativa (% RH) o humedad absoluta del gas, si existe.

4. Condiciones de descarga expresadas como:

A. Presión de descarga (en PSIA), si está expresada en PSIG, determinar la presión barométrica o la altitud del lugar.

La temperatura de descarga será determinada por la selección del compresor, y reflejará la eficiencia.

II. NOMENCLATURA.

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
BHP	Potencia al freno	HP
Cp	Calor específico a presión constante.	BTU/ $^{\circ}\text{F/lb}$

Cv	Calor específico a volumen constante	BTU/°F/Lb
D	Diámetro del impulsor	pulgadas
g_c	Constante gravitacional	32.2 ft/seg ²
H	Cabeza total	$\bar{l}b$ -ft/lb
H'	Cabeza por etapa	$\bar{l}b$ -ft/lb
h	Entalpia	BTU/lb
GHP	Potencia del gas	HP
ICFM	Pies cúbicos por minuto a las condiciones de entrada	ft ³ /min
k	Relación de calores específicos o Factor adiabático (Cp/Cv)	Adimensional
NMa	Número de Match	Adimensional
MCP	Calor específico molar a presión constante	BTU/lb mol (°R)
MMCFD	Un millón de pies cúbicos por día	ft ³ /día
N	Velocidad de rotación	RPM
Ns	Velocidad específica	Adimensional
n	exponente politrópico	Adimensional
P	Presión absoluta	PSIA
Pc	Presión crítica	PSIA
Pr	Presión reducida	Adimensional
Pv	Presión de vapor	PSIA
p	Presión manométrica	PSIG
Q	Flujo en volumen	ft ³ /min

R	Constante general de los gases	lb-ft/mol °R
r	Relación de compresión	Adimensional
SCFM	Pies cúbicos por minuto a las condiciones estándar	ft ³ /min
s	Número de etapas de compresión	Adimensional
S	Entropía	BTU/lb/°R
Sp.Gr.	Gravedad específica	Adimensional
T	Temperatura absoluta	°R
Tc	Temperatura crítica	°R
Tr	Temperatura reducida	Adimensional
t	Temperatura relativa	°F
u	Velocidad periférica del impulsor	ft/seg
u'	Velocidad del gas en cualquier punto	ft/seg
va	Velocidad sónica o acústica	ft/seg
V	Volumen total	ft ³
V'	Volumen específico	ft ³ /lb
V _H	Volumen húmedo	ft ³ mezcla/lb gas seco
Y	Humedad absoluta	lb vapor/lb gas seco
w	Flujo en peso total	lb/min
z	Factor de compresibilidad	Adimensional
μ	Coefficiente de presión	Adimensional
η	Eficiencia	por ciento

ρ	Densidad	lb/ft ³
ϕ	Coefficiente de flujo	Adimensional
Δ	Diferencia entre dos valores o cambio durante un -- proceso.	

SUB-INDICE P : Proceso politrópico
SUB-INDICE a : Proceso adiabático
SUB-INDICE 1 : Condiciones de entrada
SUB-INDICE 2 : Condiciones de descarga

III. ECUACIONES UTILES PARA EL CALCULO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS.

1.- Flujo en volumen.

$$Q = w \times V'$$

$$V' = \frac{Z_1 R T_1}{144 P_1} \quad \text{donde} \quad R = \frac{1545}{PM}$$

Conversión de unidades para obtener el flujo en volumen, en pies cúbicos por minuto actuales (ACFM)

$$SCFM \times \frac{14.7}{P_1} \times \frac{T_1}{520} \times \frac{Z_1}{1.0} = ACFM$$

$$\text{SCFM} \times \frac{14.7}{P_1} \times \frac{T_1}{520} \times \frac{Z_1}{1.0} \times \frac{1 \text{ HR}}{60 \text{ MIN}} = \text{ACFM}$$

$$\text{MMSCFD} \times \frac{10^6}{60 \times 24} \times \frac{14.7}{P_1} \times \frac{T_1}{520} \times \frac{Z_1}{1.0} = \text{ACFM}$$

$$\frac{\text{MOLES}}{\text{MIN}} \times Z_1 \times 1545 \times \frac{T_1}{144 P_1} \times \frac{1 \text{ HR}}{60 \text{ MIN}} = \text{ACFM}$$

$$\frac{\text{MOLES}}{\text{HR}} \times Z_1 \times 1545 \times \frac{T_1}{144 P_1} \times \frac{1 \text{ HR}}{60 \text{ MIN}} = \text{ACFM}$$

$$\frac{\text{LB}}{\text{MIN}} \times Z_1 \times \frac{1545}{\text{P.M.}} \times \frac{T_1}{144 P_1} = \text{ACFM}$$

$$\frac{\text{LB}}{\text{HR}} \times Z_1 \times \frac{1545}{\text{P.M.}} \times \frac{T_1}{144 P_1} \times \frac{1 \text{ HR}}{60 \text{ MIN}} = \text{ACFM}$$

NOTA: Si la capacidad está dada en volumen seco, calcular el volumen húmedo.

2.- Compresión multietapa.- Cuando la relación de compresión total es demasiado grande, será necesario hacerla en dos o más etapas. Se recomienda determinar el número total de etapas requeridas, dividiendo la relación de compresión de tal manera que en cada etapa se efectúe la misma cantidad de trabajo, ya que para una compresión dada, la potencia -

requerida es menor, cuando se realiza en una serie de dos o más etapas, con interenfriadores entre éstas para remover el calor de la compresión.

La forma para calcular el número de etapas, es la siguiente:

Para "s" número de etapas de compresión, con la misma relación de com presión por cada etapa.

$$\frac{P_2}{P_1} = \sqrt[s]{\frac{P_2^{\circ}}{P_1^{\circ}}}$$

donde

P_2/P_1 = relación de compresión por etapa

P_2°/P_1° = relación de compresión total para la unidad multietapa.

Nótese que en la ecuación anterior se desprecia la caída de presión a través de los interenfriadores, separadores, tubería interetapas, etc. lo cual deberá considerarse al momento de hacer el cálculo.

3.- INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DURANTE LA COMPRESION. _

Este es uno de los principales factores en la determinación del nú-

mero de etapas requeridas en un compresor.

Para la mayoría de los compresores construídos de materiales estándar, el límite de temperatura usualmente es de 350 hasta 450°F, -- sin embargo, pueden requerirse temperaturas mas bajas, dependiendo de las características del gas a comprimir. Por ejemplo:

- a) Corrosividad
- b) Tendencia a formar polímeros o gomas.
- c) Reactividad con el aceite lubricante.
- d) Oxidación
- e) Posibilidad de explosión:
- f) Sufrir otras alteraciones químicas.

El cálculo de la temperatura de descarga, cuando la compresión es - adiabática, se calcula como sigue:

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

Si es politrópica, se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n}$$

4.- Coeficiente politrónico.

$$n = \frac{\log_{10} (P_2/P_1)}{\log_{10} (V_1'/V_2')}$$

Esto aplica con buena aproximación tanto para compresores de una sola etapa como multietapas, o también:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \times \eta_p$$

5.- Cabeza (o carga) adiabática.- Se define como la altura en pies de gas, "sostenida" a la descarga del compresor y se expresa como sigue:

$$Ha = 144 P_1 V_1 \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1$$

o también

$$Ha = RT_1 \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1$$

6.- Cabeza (o carga) politrónica.- Se aproxima a las condiciones

actuales de un compresor y se define como una columna de gas, la cual puede ser mantenida en la brida de descarga del compresor, con el objeto de tener una presión particular, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_p = 144 P_1 V_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] Z_1$$

o también:

$$H_p = \frac{1545 Z_1 T_1}{P.M.} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

7.- Potencia al freno (BHP).- La potencia que recibe la flecha del compresor, es la suma de la potencia de compresión del gas (GHP) mas las pérdidas por fricción en el impulsor del compresor, fricción del fluido, turbulencia del gas, fricción en los sellos y en las chumaceras, etc.:

$$\text{Entonces: } GHP = \frac{778 (h_2 - h_1)}{33\ 000} = \frac{\Delta h w}{42,4}$$

o también:

$$GHP = \frac{w H_a}{33\ 000}$$

donde 778 es el factor de conversión de BTU a lb-ft y 33 000 es el factor de conversión de $\frac{\text{lb-ft}}{\text{min}}$ a HP

Pero las eficiencias adiabática y politrópica no incluyen pérdidas en el empaque del collarín, en las chumaceras, en los cojinetes de empuje, etcétera. La consideración de estas pérdidas en la potencia actual requerida (BHP), se considera como -- eficiencia total y puede usarse y expresarse como eficiencia -- adiabática de la flecha, η_a . El fabricante, generalmente conoce estas pérdidas en la potencia, pero para efectos de cálculo, estos valores se pueden considerar como de aproximadamente de 1 a 3% para unidades de 500 a 1500 HP (aproximadamente) y mayores para potencias pequeñas, y alrededor de 1.0 a 1.5% para unidades arriba de 1500 H.P.

Entonces BHP(FLECHA) = GHP / 0.99 a 0.97

$$\text{o también: BHP} = \frac{P_1 V_1 \left[\frac{k}{k-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \left[\frac{(Z_1 + Z_2)/2}{Z_1} \right]}{229 \eta_a}$$

$$\text{o BHP} = \frac{(w)(Ha)}{33\,000 \eta_a}$$

IV. Generalmente, para especificar un compresor centrífugo es suficiente calcular la potencia requerida (BHP), pero existen otras variables - que afectan el comportamiento del compresor, y también es importante considerarlas, ya que ayudan a determinar su funcionamiento óptimo. A continuación se describen estas variables:

- 1.- Velocidad de rotación o rotativa
- 2.- Velocidad periférica.
- 3.- Velocidad sónica o acústica
- 4.- Número de Mach
- 5.- Velocidad específica

1.- VELOCIDAD DE ROTACION O ROTATIVA (RPM).

Es la velocidad requerida por el impulsor, para producir la velocidad periférica necesaria para proporcionar una determinada cabeza por impulsor, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$N = \frac{1300}{D} \frac{H'}{\mu} \quad \text{o} \quad N = 229.3 \frac{u}{D}$$

Donde:

- μ = Coeficiente de presión y
 u = Velocidad periférica (ft/seg)

1.a) Coeficiente de presión (μ)

Este es un número adimensional el cual expresa la cabeza

actual para un flujo dado, como una fracción de la cabeza teórica máxima a flujo cero, para una velocidad periférica y una geometría de impulsor dadas. (Ver Tabla 4).

1.b) Coeficiente de Flujo (ϕ)

El coeficiente de flujo es un número adimensional, el cual esta en función del flujo (Q) para una velocidad periférica dada (u) y un diámetro de impulsor (D).

$$\phi = \frac{3.056 \times Q}{u \times D^2}$$

ó también

$$\phi = \frac{700 \times Q}{N \times D^3}$$

Este coeficiente de flujo se utiliza para determinar la eficiencia politrópica (η_p) y el coeficiente de presión (μ). Ver gráfica No.

2.- VELOCIDAD PERIFERICA (TIP SPEED) (u).

Esta velocidad está en función de la velocidad de rotación, y -

se expresa como sigue:

$$u = \frac{H' \times g}{\mu} \quad \text{ó} \quad u = \frac{D \times N}{229.2} \quad \text{ó} \quad u = \frac{\pi D N}{720}$$

donde g es la constante gravitacional ($32.2 \text{ft}/\text{seg}^2$).

3.- VELOCIDAD SONICA O ACUSTICA (v_a).

La velocidad del sonido se llama Acústica o Sónica. Como el sonido es una onda de baja presión, es esencial algún medio -- para su transmisión, en este caso nos referiremos a su velocidad en el seno de las sustancias gaseosas, ya que es importante considerarla al diseñar un compresor.

Esta velocidad se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$v_a = \sqrt{(k) (g_c) (R) (T) (Z)} \quad \text{para gases ideales.}$$

$$v_a = \sqrt{\frac{1545 \text{ Kg } TZ}{M}} \quad \text{para gases reales.}$$

4.- NUMERO DE MACH (NMa).

La relación de la velocidad del gas en cualquier punto, entre la velocidad del sonido en dicho gas, es conocida como número de -

Mach. Donde:

$$NM_a = u'/v_a \quad \text{o} \quad NM_a' = u/v_a$$

Donde:

u' = Velocidad del gas en cualquier punto

u = Velocidad periférica del impulsor.

En este caso se utilizará la velocidad periférica del impulsor, ya que se considera que el gas dentro del compresor, se mueve a la misma velocidad que el impulsor.

En general, la eficiencia, el coeficiente de presión y particularmente el rango de vibración (surge) de un compresor dado, -- cambia desfavorablemente con los números de Mach mas altos.

Debe tenerse cuidado con los efectos que pueden ocurrir en la -- entrada al impulsor, cuando la velocidad relativa del gas se -- aproxima a la velocidad sónica. Cuando esto sucede, ocurren -- pérdidas por "choque" en el canal del flujo y resulta una condi -- ción de bloqueo. La eficiencia y la cabeza disminuyen brusca-- mente y el nivel de ruido se incrementa.

En general, para un compresor centrífugo de multietapas, la velo

-cidad relativa del gas a la entrada del primer impulsor es el área mas crítica para los efectos del número de Mach, debido a que la temperatura del gas es la mas baja, lo cual significa baja velocidad sónica y por lo tanto, alto número de Mach. Es recomendable checar el número de Mach tambien en el segundo impulsor y en los subsecuentes.

La combinación de condiciones mas crítica para el efecto del número de Mach es:

- a) Baja temperatura del gas.
- b) Bajo coeficiente (k) del gas.
- c) Alto peso molecular.
- d) Alto coeficiente de flujo (ϕ)

Esto significa que los gases de peso molecular alto (con respecto al aire, H_2 , O_2) tales como Propano, Butano, Freones, etc., tienen muy bajas velocidades sónicas a bajas temperaturas, y los compresores que los manejan están limitados en la velocidad del gas y del rotor por problemas internos debido al número de Mach.

Como criterio general, se establece que los valores recomendables para velocidades de gases en compresores centrífugos sea - de 0.5 a 0.75 Mach.

5.- VELOCIDAD ESPECIFICA.

El diseño y comportamiento de los compresores centrífugos se --
afectan fundamentalmente por las siguientes variables: veloci-
dad rotativa, capacidad y trabajo efectuado (cabeza). Existen
varios métodos de correlación de estas tres variables, una for-
ma es comunmente llamada velocidad específica y se expresa mate-
maticamente como sigue:

$$N_s = \frac{(\text{RPM}) \sqrt{Q}}{(\text{Hp})^{0.75}}$$

En compresores donde los impulsores desarrollan el mismo traba-
jo (cabeza), pero tienen una gran diferencia en la capacidad, -
pueden tener la misma velocidad específica si la velocidad rota-
tiva es lo suficientemente diferente, por ejemplo: un impulsor
con la misma cabeza, para 2000 ft³/seg a 50 RPS, tendría la mis-
ma velocidad específica que otro impulsor para 20 ft³/seg y a -
500 RPS.

La velocidad específica debida a la configuración de un impulsor
dado, es una indicación del punto de diseño con respecto a la --
eficiencia óptima.

Cuando el diseñador tenga la opcion de elegir, deberá seleccionar
la velocidad rotativa óptima que proporcione una buena velocidad

específica.

La siguiente tabla puede usarse como una guía general para los impulsores mas comunes que desarrollan 10,000 ft de cabeza por etapa. Para cualquier capacidad, se muestra el rango de velocidad rotativa para obtener la eficiencia máxima.

VOLUMEN DE ENTRADA EN MILES DE PCM	VELOCIDAD ROTATIVA O VELOCIDAD DEL IMPULSOR (RPM)	
1	15000	- 35000
2	12000	- 28000
3	9000	- 24000
4	7500	- 20000
5	6900	- 18000
6	6200	- 16500
7	5800	- 15000
8	5400	- 14000
9	5000	- 13500
10	4800	- 13000
15	3900	- 10500
20	3200	- 9000
30	2800	- 7500
40	2400	- 6500
50	2100	- 6000
60	1900	- 5500

70	1800	-	5000
80	1700	-	4800
90	1600	-	4400
100	1500	-	4100
200	1000	-	3000

Notar que cuando los RPM (vel. rotativa) se fijan por especificación, esto puede afectar el comportamiento del compresor, Por ejemplo: suponer que se van a manejar 10,000 CFM y se especifica una velocidad rotativa de 3600 RPM, resultaría menor eficiencia, ya que el rango de mayor eficiencia es de 4800 a 13000 RPM, por lo tanto, debe considerarse la posibilidad de incrementar la velocidad.

6.- LEYES DE AFINIDAD.

Cuando cualquiera de los siguientes parámetros: peso molecular, relación de calores específicos, presión de succión ó -- descarga, o temperatura- Cambia con respecto al flujo, se alcanza un punto diferente en la curva de cabeza-capacidad para cualquier compresor.

Los compresores siguen las siguientes leyes de afinidad considerando la variación en la capacidad y la cabeza, como una función de la velocidad:

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

Donde: N = Velocidad.
Q = Capacidad volumétrica.
H = Cabeza.

T A B L A N^o 2

V. PROPIEDADES FISICAS DE LOS GASES Y VAPORES QUE SE USAN MAS COMUNMENTE.

GAS	SIMBOLO	PESO MOLECULAR	k a 14.7 PSIA		Densidad a 14.7 PSIA v ₃ 60°F (lb/ft ³)
			60°F	150°F	
Monoatómicos	He, Kr, Ne, Hg		1.67		
Diatómicos	O ₂ , N ₂ , H ₂ , etc.		1.4		
Acetileno	C ₂ H ₂	26.03	1.3	1.22	0.0688
Aire		28.97	1.406	1.40	0.0765
Amoníaco	NH ₃	17.03	1.317	1.29	0.0451
Argon	Ar		1.667		0.1056
Benceno	C ₆ H ₆	78.0	1.08	1.09	0.2064
Butano	C ₄ H ₁₀	58.1	1.11	1.08	0.1535
Iso-butano	C ₄ H ₁₀	58.1	1.11	1.08	0.1578
Butileno	C ₄ H ₈	56.1	1.1	1.09	0.1483
Iso-buteno	C ₄ H ₈	56.1	1.1	1.09	0.1483
Dióxido de carbono	CO ₂	44.0	1.3	1.27	0.1164
Monóxido de carbono	CO	28.0	1.4	1.4	0.0741
Tetracloruro de carbono	CCl ₄	153.8	1.18		0.4060
Cloro	Cl ₂	70.9	1.33		0.1875
Diclorodifluoro metano	CCl ₂ F ₂	120.9	1.13		
Dicloro-metano	CH ₂ Cl ₂	84.9	1.18		0.2245
Etano	C ₂ H ₆	30.0			0.0794

Continuación Tabla N^o 2

GAS	SIMBOLO	PESO MOLECULAR	k a 14.7 PSIA		Densidad a 14.7 PSIA y ₃ 60°F (lb/ft ³)
			60°F	150°F	
Etileno	C ₂ H ₆	30.0	1.22	1.17	0.0794
Cloruro de Etilo	C ₂ H ₅ Cl	64.5	1.13		0.1705
Elio	He	4.0	1.667		0.0105
Hexano	C ₆ H ₁₄	86.1	1.08	1.05	0.2276
Heptano	C ₇ H ₁₆	100.2		1.04	0.2640
Hidrógeno	H ₂	2.01	1.41	1.40	0.0053
Cloruro de Hidrógeno	H Cl	36.5	1.48		0.0965
Sulfuro de Hidrógeno	H ₂ S	34.1	1.30	1.31	0.0901
Metano	CH ₄	16.03	1.316	1.28	0.0423
Cloruro de Metilo	CH ₃ Cl	50.5	1.20		0.1336
Gas natural		19.5	1.27		0.0514
Oxido Nítrico	NO	30.0	1.40		0.0793
Nitrógeno	N ₂	28.0	1.41	1.40	
Oxido Nitroso	N ₂ O	44.0	1.31		0.1163
Oxígeno	O ₂	32.0	1.40	1.39	0.0846
Pentano	C ₅ H ₁₂	72.1	1.06	1.06	0.1905
Propano	C ₃ H ₈	44.1	1.15	1.11	0.1164
Propileno	C ₃ H ₆	42.0	1.16		0.1112
Dióxido de Azufre	SO ₂	64.1	1.256		0.1694
Vapor de agua	H ₂ O	18.0	1.33	1.32	0.0476

- (1) El coeficiente "k" también puede calcularse de la ecuación del gas ideal:

$$k = C_p/C_v = \frac{M_{cp}}{M_{cp} - 1.986}$$

Donde

M_{cp} = Capacidad calorífica molar a $P = \text{cte.}$, BTU/lb-mol °R

M_{cp} se puede calcular de la siguiente ecuación:

$$M_{cp} = A + BT$$

Donde:

T = Temperatura en grados Rankine a la succión.

A y B = Constantes que definen la capacidad calorífica molar.

Los valores de A y B pueden obtenerse de la Tabla N° 3.

T A B L A N^o 3

CONSTANTES PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD CALORIFICA

MOLAR.

GAS	FORMULA	PESO MOLECULAR	PRESION CRITICA (PSIA)	TEMPERAT. CRITICA (°R)	A	B
Aire		28.97	546.7	238.4	6.737	0.000397
Amoniaco	NH ₃	17.03	1638.0	730.1	6.219	0.004342
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	1073.0	547.7	6.075	0.005230
Monóxido de carbono	CO	28.01	514.4	241.5	6.780	0.000327
Hidrógeno	H ₂	2.016	305.7	72.47	6.662	0.000417
Sulfuro de Hidrógeno	H ₂ S	34.07	1306.0	672.4	7.197	0.001750
Nitrógeno	N ₂	28.02	492.3	226.9	6.839	0.000213
Oxígeno	O ₂	32.00	730.4	277.9	6.459	0.001020
Dióxido de azufre	SO ₂	64.06	1142.0	774.7		
Agua	H ₂ O	8.02	3200	1165.0	7.521	0.000926
Metano	CH ₄	16.04	673.1	343.2	4.877	0.00673
Acetileno	C ₂ H ₂	26.04	911.2	563.2	6.441	0.007583
Etileno	C ₂ H ₄	28.05	748.0	509.5	3.175	0.013500
Etano	C ₂ H ₆	30.07	717.2	549.5	3.629	0.016767
Propileno	C ₃ H ₆	42.08	661.3	656.6	4.234	0.020600
Propano	C ₃ H ₈	44.09	617.4	665.3	3.256	0.026733
1-Buteno	C ₄ H ₈	56.11	587.8	752.2	5.375	0.029833
Isobuteno	C ₄ H ₈	56.11	580.5	736.7	6.066	0.028400

Continuación Tabla N° 3

GAS	FORMULA	PESO MOLECULAR	PRESTION CRITICA (PSIA)	TEMPERAT. CRITICA (°R)	A	B
N-Butano	C ₄ H ₁₀	58.12	530.7	765.3	6.188	0.032867
Isobutano	C ₄ H ₁₀	58.12	543.8	732.4	4.145	0.035500
Amileno	C ₅ H ₁₀	70.13	593.7	853.9	7.980	0.036333
Isoamileno	C ₅ H ₁₀	70.13	498.2	836.6	7.980	0.03633
Pentano	C ₅ H ₁₂	72.15	485.0	846.7	7.739	0.040433
Isopentano	C ₅ H ₁₂	72.15	483.5	829.7	5.344	0.043933
Neo-Pentano	C ₅ H ₁₂	72.15	485.0	822.9	4.827	0.045300
Benceno	C ₆ H ₆	78.11	703.9	1011.0	0.756	0.03267
Hexano	C ₆ H ₁₄	86.17	433.5	914.3	9.427	0.047967
Heptano	C ₇ H ₁₆	100.2	405.6	976.8	11.276	0.055400

Cuando el fluido que se va a manejar es una mezcla de gases, el valor de "k" promedio se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{\sum_{i=1}^n M_{cp_i} \times y_i}{\sum_{i=1}^n (M_{cp_i}) \times y_i} - 1.986$$

Donde:

Mcp = A + BT para cada componente.

EJEMPLO PARA UNA MEZCLA DE GASES A 100°F (560 °R)

ANALISIS DEL GAS	yi	A	BT	MCp	MCp x yi	PESO MOLEC.	P.M. x yi
HIDROGENO	0.85	6.662	0.000417(560)	6.89	5.856	2.016	1,714
METANO	0.09	4.877	0.006773(560)	8.67	0.780	16.04	1,444
ETANO	0.03	3.629	0.016767(560)	13.02	0.391	30.07	0.902
PROPANO	0.02	3.256	0.026733(560)	18.22	0.364	44.09	0.882
ISOBUTANO	0.005	4.145	0.035500(560)	24.03	0.120	58.12	0.291
n-BUTANO	0.005	6.188	0.032867(560)	24.59	0.123	58.12	0.291
					<u>7.634</u>		<u>5.524</u>

$$k = \frac{7.634}{7.634 - 1.986} = \frac{7.634}{5.648} = \underline{\underline{1.351}}$$

(2) Peso molecular promedio = 5.524

(3) Factor de Compresibilidad.- Este factor se puede obtener utilizando las gráficas correspondientes, teniendo la temperatura y la presión reducidas respectivas al gas que se trate.

Para determinar la temperatura y la presión reducidas, se pueden

emplear las siguientes ecuaciones:

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

Donde:

T = Temperatura del gas en °R

T_c = Temperatura crítica del gas en °R

T_r = Temperatura reducida del gas (adimensional)

P_c = Presión crítica del gas en psia

P_r = Presión reducida del gas (adimensional)

P = Presion del gas en psia

NOTA: Las constantes críticas (P_c y T_c) para varios gases y vapores se encuentran en la Tabla No. 2

Cuando se tiene mezclas de gases, se deberá calcular la presión y la temperatura pseudoreducidas para obtener el factor de compresibilidad, por medio de las siguientes ecuaciones:

$$P'_c = P_{c_1} Y_1 + P_{c_2} Y_2 + P_{c_3} Y_3 \dots + P_{c_n} Y_n = \sum_{i=1}^n P_{c_i} Y_i \dots$$

$$T'_c = T_{c_1} Y_1 + T_{c_2} Y_2 + T_{c_3} Y_3 + \dots + T_{c_n} Y_n = \sum_{i=1}^n T_{c_i} Y_i \dots$$

$$P_r^i = \frac{P}{P_c^i} \quad \text{y} \quad T_r^i = \frac{T}{T_c^i}$$

Donde:

P_c^i = Presión pseudo crítica o presión crítica promedio en psia.

T_c^i = Temperatura pseudo crítica o temperatura crítica molecular promedio, en °R.

P_{c_i} = Presión crítica del componente "i", en psia

T_{c_i} = Temperatura crítica del componente "i", en °R

Y_i = Fracción mol del componente "i"

P_r^i = Presión pseudo reducida de la mezcla gaseosa, (adimensional)

T_r^i = Temp. pseudo reducida de la mezcla gaseosa, (adimensional)

Teniendo la presión y la temperatura pseudo-reducida, por medio de las gráficas correspondientes, se obtiene el factor de compresibilidad "z" de la mezcla de gases.

Ejemplo:

Se tiene una mezcla gaseosa con el siguiente contenido en % mol: Hidrogeno 85%, Metano 9%, Etano 3%, Propano 2%, Isobutano 0.5% y n Butano 0.5%. Calcular el factor de compresibilidad para la mezcla a una presión de 500 psia y 180 °F.

COMPONENTE	FRACCION MOL (y_i)	PRESION CRITICA (P_{c_i}) Psia	TEMPERAT. CRITICA (T_{c_i}) °R	$P_{c_i} y_i$	$T_{c_i} y_i$
HIDROGENO	0.850	305.7	72.50	259.84	61.6
METANO	0.090	673.1	349.20	60.58	30.9
ETANO	0.030	717.2	549.50	21.52	16.5
PROPANO	0.020	617.4	665.30	12.35	13.3
ISO-BUTANO	0.005	543.8	732.40	2.72	3.6
n-BUTANO	0.005	530.7	765.30	2.65	3.8

$$P_c = 359.66 \quad T_c = 129.7$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} = \frac{500}{359.66} = 1.39$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{180 + 460}{129.7} = 4.93$$

De la Gráfica N° 2 obtenemos $z = 1.022$

(4) Volumen específico.- El volumen específico se calcula con la siguiente ecuación:

$$V' = z_1 \times \frac{1.545}{P.M.} \times \frac{T_1}{144P.}$$

Donde:

V' = Volúmen específico

P.M. = Peso Molecular

T_1 = Temp. de operación ($^{\circ}$ R)

P_1 = Presión de operación (psia)

- (5) Volúmen Húmedo.- Para una mezcla con humedad absoluta y a t_g ($^{\circ}$ F) y P_t (atm), las leyes del gas ideal interpretan el volúmen húmedo como:

$$V_H = \frac{1}{PM_B} + \frac{Y}{PM_A} \cdot 359 \frac{t_g + 460}{492} \frac{1}{P_t}$$
$$= 0.730 \frac{1}{PM_B} + \frac{Y}{PM_A} \frac{t_g + 460}{P_t}$$

Donde:

V_H = Volúmen húmedo en ft^3 mezcla/lb gas seco.

P.M. = Peso molecular, lb/lb-mol.

Y = Humedad absoluta, lb vapor/lb gas seco.

t_g = Temperatura, $^{\circ}$ F

P_t = Presión total, atm.

Ejemplo: Se requiere un compresor centrífugo para comprimir -- 4000 SCFM de aire. La temperatura ambiente es 95° F y la humedad absoluta es 0.037 lb vap/lb aire seco. El compresor será -- instalado al nivel del mar (14.7 psia). Calcular el volúmen húmedo y el volúmen total de succión.

Solución:

$$PM_A = 18.0$$

$$PM_B = 29.0$$

$$Y = 0.037 \text{ lb vap/lb aire seco.}$$

$$t_g = 95^\circ\text{F} + 460 = 555^\circ\text{R}$$

$$P_t = 1 \text{ ATM.}$$

$$V_H = \frac{1}{29} + \frac{0.037}{18} \quad 359 \times \frac{95 + 460}{492} \times \frac{1}{1} = 14.8 \frac{\text{ft}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{lb aire seco}}$$

Si tenemos 4000 ft³/min de aire seco

$$\frac{4000 \text{ ft}^3/\text{min}}{359 \text{ ft}^3/\text{lb-mol}} = 11.142 \frac{\text{lb-mol}}{\text{min}} \times 29 \frac{\text{lb}}{\text{lb-mol}} = 323.12 \frac{\text{lb aire seco}}{\text{min}}$$

$$323.12 \frac{\text{lb aire seco}}{\text{min}} \times 14.8 \frac{\text{ft}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{lb aire seco}} = 4782 \frac{\text{ft}^3 \text{ aire húmedo}}{\text{min}}$$

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS DEL CAPITULO III.

- 1.- Ludwig, Ernest E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants. Vol. 3 (Cap. 12)
Gulf Publishing Co.
Houston, Texas - 1965.
- 2.- Basic Compressor and Turbine Symposium
Presentado por Elizondo, S.A. en cooperación con
Carrier International Limited para el Instituto
Mexicano del Petróleo.
México - 1967

- 3.- Centrifugal Compressor - Technical Information
Resumen de conferencias impartidas por
Cooper Energy Services, Div. Cooper Rolls.
En el Instituto Mexicano del Petróleo.
México - 1980.
- 4.- Neerken, Richard F.
Compressor Selection.
Chemical Engineering.
Enero, 1975.
- 5.- Quick Selection Methods for Elliot Multistage Compressors
Boletin P-255
Publicado por Carrier Co. Division Elliot Company
- 1975.
- 6.- Compressed Air and Gas Data
Libro publicado por Ingersoll-Rand Co.
New Jersey - 1980.
- 7.- Perry, R.H. y Chilton, C.H.
Chemical Engineer's Handbook (Cap. 6)
Mc. Graw-Hill
New York - 1973.

C A P I T U L O I V

PROCEDIMIENTOS D E C A L C U L O

En este capítulo se describirán tres Procedimientos de Cálculo, que son los siguientes:

- A) Método "Del Exponente" o Método "N".
- B) Método por diagramas de Mollier.
- C) Método por Gráficas Secuenciales.

A) PROCEDIMIENTO DE CALCULO "DEL EXPONENTE".

A continuación se describe la secuencia del Procedimiento de Cálculo conocido como "Del Exponente", tanto para compresores con comportamiento adiabático como compresores con comportamiento politrópico.

- a) Comportamiento Adiabático.- Sus características se pueden determinar por las siguientes ecuaciones:

a.1) Cabeza Adiabática:

$$Ha = \frac{z_1 RT_1}{P.M.} \left[\frac{k-1}{k} r^{-1} \right] \left(\frac{k}{k-1} \right)$$

Donde $r = \frac{P_2}{P_1}$ o relación de compresión

a.2) Potencia al freno:

$$\text{BHP} = \frac{w \times H_a}{33\,000 \eta_a}$$

a.3) Temperatura de descarga adiabática del gas:

$$T_{2a} = T_1 r^{(k-1)/k}$$

La mayoría de los compresores se desvían significativamente del comportamiento adiabático, pero puede utilizarse con cierta aproximación.

b) Comportamiento Politrópico.- Las características de un compresor se apegan en mayor grado a las del proceso politrópico y sus características se pueden determinar por las siguientes ecuaciones:

b.1) Cabeza politr6pica:

$$H_p = \frac{1545 z_1 T_1}{P. M.} \left[r^{(n-1)/n} - 1 \right] \left(\frac{n}{n-1} \right)$$

Donde:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \times \eta_p$$

b.2) Potencia al freno:

$$BHP = \frac{w \times HP}{33\ 000 \eta_p} + \text{P6rdidas mec6nicas (2\% aprox.)}$$

b.3) Temperatura del gas al final del proceso politr6pico:

$$T_{2p} = T_1 r^{(n-1)/n}$$

Donde:

- r = Relación de compresión
- P_1 = Presión a la succión en psia
- P_2 = Presión a la descarga, en psia
- R = Constante Universal de los gases

$$\frac{\text{ft} - \text{lb}}{\text{lb-mol-}^\circ\text{F}}$$

- H_a = Cabeza adiabática, en ft.
- H_p = Cabeza politrónica, en ft.
- BHP = Potencia al freno, en HP
- w = Masa del gas o vapor, en lb/hr
- n = Coeficiente politrónico
- η_a = Eficiencia adiabática
- η_p = Eficiencia politrónica

I.- CRITERIOS DE DISEÑO APLICABLES.

- 1.- Para determinar la relación de compresión por etapa en compresores de multietapas, se recomienda definir una relación de compresión igual en todas las etapas, ya que así se tendrá un menor consumo de energía.

Esta relación de compresión se calcula con la siguiente ecuación:

$$r_s = \sqrt[s]{r_t}$$

Donde:

r_s = Relación de compresión por etapa

r_t = Relación de compresión total (P_2/P_1)

s = Número de etapas

A continuación se muestra una Tabla donde se indican las relaciones de compresión por etapa, recomendables, para compresores centrífugos.

PRESION DE DESCARGA (MAX) APROX. USADAS COMERCIALMENTE	RELACION DE COMPRESION (MAX) APROXIMADA POR ETAPA	RELACION DE COMPRESION (MAX) APROXIMADA POR MAQUINA
3000 - 5000	3.0 - 4.5	8 - 10

Se recomienda asumir un 3% de pérdidas entre etapas, debido al interenfriamiento:

$$r_s = \sqrt[s]{\frac{r_t}{0.97}}, \quad r_t = \frac{P_2}{P_1}$$

2.- Otra variable que limita la relación de compresión por etapa es el incremento de la temperatura, para lo cuál se recomienda el uso de interenfriadores entre las etapas.

El objeto principal de esta medida es el ahorro de energía, ya que con el interenfriamiento disminuye el volumen de gas manejado y por lo tanto el trabajo requerido para efectuar la compresión.

Existen otros factores que también deben tomarse en cuenta para evitar el incremento excesivo de la temperatura, durante la compresión, por ejemplo: cuando se manejan gases que contienen oxígeno en compresores lubricados, este podría provocar una combustión y existiría una posibilidad de fuego y explosión, debido a los vapores de aceite presentes. Para reducir la carbonización del aceite y el peligro de fuego, un límite de temperatura seguro se puede considerar de 300 °F.

Cuando no hay oxígeno en la corriente de gas, pueden considerarse temperaturas máximas de 350 °F y 400 °F.

En resumen, para la mayoría de las aplicaciones se recomienda el uso de 300 °F a 350 °F como máximo.

3.- Eficiencia politrópica (η_p).- La Tabla 4 muestra valores para diferentes capacidades de compresores.

GUIA PARA LA SELECCION PRELIMINAR DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

SERIE DE LA MAQUINA	NUMERO DE IMPULSORES POR ETAPA	EFICIENCIA NOMINAL TOTAL (%) (POLITROPICA)	VOLUMEN DE ENTRADA (ICFM)	CABEZA NOMINAL POR IMPULSOR (ft)	VELOCIDAD NOMINAL (RPM) (*)	PRESION DE OPERACION MAXIMA POR CARCAZA	
						FIERRO FUNDIDO	ACERO FUNDIDO
A	HASTA 7	78	18000 - 40000	9 000	4 700	125	orden especial
B	3	75	20000 - 28000	9 000	5 000	60	no disponible
C	HASTA 7	78	12000 - 22000	9 000	6 200	125	250
D	HASTA 7	77	3500 - 12000	8 500	8 100	250	400
E	HASTA 8	73	1500 - 4500	8 000	9 800	250	500
F	HASTA 8	73	1000 - 3500	8 000	9 800	no disponible	1200**

* La velocidad de operación continua máxima permisible es 105% de los valores dados.

** Acero Forjado.

Ref. Ludwig, Ernest E. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Vol. 3 (Cap. 12)
Gulf Publishing Co., Houston Texas - 1965.

4.- Para el cálculo de la potencia al freno politrópica, las pérdidas mecánicas se consideran del 2%.

Para compresores de varias etapas, la potencia total, será la suma de las potencias consumidas en cada una de ellas.

5.- Una selección de valores preliminares para compresores centrífugos puede hacerse usando la Tabla 5.

T A B L A N^o 5

GUIA PARA LA SELECCION PRELIMINAR DEL DIAMETRO DEL IMPULSOR.

TAMAÑO NOMINAL	RANGO DE FLUJO (ft ³ /min)	COEFICIENTE DE CABEZA PROMEDIO (μ)	DIAMETRO NOMINAL DEL IMPULSOR, D (plg.)
1	800 a 2000	0.48	14 a 16
2	1500 a 7000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4000 a 12000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6000 a 17000	0.51 a 0.52	24
5	8000 a 35000	0.51 a 0.52	32
6	35000 a 65000	0.53	42 a 45
7	65000 a 100,000	0.54	54 a 60

* Para impulsores semicerrados, los cerrados tienen valores más altos. Ref. Neerken, Richard F. Compressor Selection. Chemical Engineering. Enero, 1975.

6.- Hoja de Cálculo para Compresores Centrifugos que manejan gases de multicomponentes.

T A B L A N^o 7

RECOPIACION DE DATOS PARA EL CALCULO DE COMPRESORES

IDENTIFICACION	DATOS	FUENTE O EXPLICACION
CAPACIDAD, MMSCFD		SUMINISTRADO
CAPACIDAD, W_s , lb/hr		SUMINISTRADO ALGUNAS VECES
CAPACIDAD ACTUAL, Q, ICFM		CALCULADO
PRESION DE SUCCION, P_1 , PSIA		SUMINISTRADO
TEMPERATURA DE SUCCION, °F		SUMINISTRADO
TEMPERATURA DE SUCCION, °R		SUMINISTRADO
HUMEDAD RELATIVA, %		SUMINISTRADO
PRESION DE DESCARGA, P_2 , PSIA		SUMINISTRADO
PESO MOLECULAR P.M.		SUMINISTRADO
CONSTANTE DE LOS GASES 1545/PM		CALCULADA
COEFICIENTE ADIABATICO k		DADA O CALCULADA, (TABLA 2)
COMPRESION A LA SUCCION, z_1		DADA O INVESTIGADA
COMPRESIBILIDAD PROMEDIO		$(z_1 + z_2)/2$
VOLUMEN ESPECIFICO, V' , ft ³ /lb		$V' = z_1 \times \frac{1.545}{P.M.} \times \frac{T_1}{144P_1}$
FLUJO EN PESO, w, lb/min		w = ICFM/Vs
EXPONENTE (k-1)/k		CALCULADO
VELOCIDAD ACUSTICA A LA SUCC. v_a , ft/seg		$v_a = k(32.2) R T_1 z_1$
RELACION DE COMPRESION, r		$r = P_2/P_1$ ó $r_s = \frac{P_2}{P_1}$
COEFICIENTE DE PRESION, μ		DE LA TABLA 5

Continuación Tabla N° 7

EFICIENCIA POLITROPICA, η_p , %	DE LA TABLA 4
DIAMETRO NOMINAL DEL IMP. D, PULG.	DE LA TABLA 5
RELACION DE EXP. POLITROPICO $\frac{(n-1)}{n} = m$	$m = \frac{(k-1)/k}{\eta_p}$
$(r)^m$	CALCULADA
TEMP. DE DESCARGA POLITROPICA, T_2 , °R	$T_2 = T_1 (r)^m$
TEMP. DE DESCARGA, POLITROPICA, t_2 , °F	°F = °R - 460
CABEZA POLITROPICA, H_p , ft	$H_p = \frac{1545 z_1 T_1}{P.M.} \times \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}}{(n-1)}$
POTENCIA DEL GAS, GHP, HP	$GHP = w H_p / 33\ 000 \eta_p$
FRICION ENTRE ETAPAS	1%
PERDIDAS MECANICAS	1%
POTENCIA TOTAL, BHP	CALCULADA (SUMA TOTAL)

Continuación Tabla N° 7

VELOCIDAD PERIFERICA ACTUAL, u , ft/seg	$u = \frac{H \text{ (por impulsor) } g}{\mu}$
NUMERO DE ETAPAS, s	CALCULADA
VELOCIDAD DE ROTACION, N , RPM	$N = 229.3 \text{ } u/D$
COEFICIENTE DE FLUJO DE ENTRADA, ϕ	$\phi = 700 \text{ } Q/ND^3$
COEFICIENTE DE FLUJO DE SALIDA, ϕ	$\phi = 700 \text{ } Q/ND^3$

NOTA: Ver recomendaciones para el usuario en la página 96.

EJEMPLO:

Se requiere comprimir 80 MMSCFD de una mezcla de gas Hidrógeno e Hidrocarburos ligeros desde una presión de 300 PSIA y una $t_1 = 100$ °F hasta 450 PSIA.

La composición del gas es la siguiente:

Hidrógeno	85.0 % Mol
Metano	9.0 % Mol
Propano	2.0 % Mol
i-Butano	0.5 % Mol
n-Butano	0.5 % Mol

Elaborar la secuencia de cálculo mostrada en las tablas 6 y 7, para este ejemplo.

Constantes físicas del gas.

T A B L A N° 6 (EJEMPLO)

CONSTANTES FISICAS DE LA MEZCLA DE GASES.

1		2 *	1 x 2	3 *	1 x 3	4 *	1 x 4	5	1 x 5
COMPONENTES DEL GAS	FRACCION MOL (y _i)	PESO MOLECULAR	P.M. PROMEDIO	T _c (°R)	T _c PROMEDIO	P _c (PSIA)	P _c PROMEDIO	C _p BTU/(LB-MOL)(°F)	C _p PROMEDIO
HIDROCENO	0.850	2.01	1.714	72.5	61.6	305.7	259.8	6.89	5.856
METANO	0.090	16.04	1.444	343.2	30.9	673.1	60.6	8.67	0.780
ETANO	0.030	30.07	0.902	549.5	16.5	717.2	21.5	13.02	0.391
PROPANO	0.020	44.09	0.882	665.3	13.3	617.4	12.3	18.22	0.364
i-BUTANO	0.005	58.12	0.291	732.4	3.6	543.8	2.7	24.03	0.120
n-BUTANO	0.005	58.12	0.291	765.3	3.8	530.7	2.6	24.59	0.123
	1.000		5.524		130.0		359.5		7.634

* VER TABLA N° 3.

T A B L A N^o 7 (EJEMPLO)

RECOPIACION DE DATOS PARA EL CALCULO DE COMPRESORES

I D E N T I F I C A C I O N	D A T O S	F U E N T E O E X P L I C A C I O N
CAPACIDAD	80 MMSCFD	SUMINISTRADO
CAPACIDAD, lb/hr	--	
CAPACIDAD ACTUAL, Q, ACFM	2961	CONVERTIR A ACFM (ver pag. 33)
PRESION DE SUCCION, P ₁ , PSIA	300	SUMINISTRADO
TEMPERATURA DE SUCCION, °F	100	SUMINISTRADO
TEMPERATURA DE SUCCION, °R	560	°R = °F + 460
PRESION DE DESCARGA, P ₂ , PSIA	450	SUMINISTRADO
PESO MOLECULAR, P.M.	5.524	VER TABLA 6 (ver pag. 74)
CONSTANTE DE LOS CASES, 1545/PM	279.69	CALCULADO
COEFICIENTE ADIABATICO, k	1.351	DADA O CALCULADA, VER TABLA 2 (página 48)
COMPRESIBILIDAD A LA SUCCION z ₁	1.01	
COMPRESIBILIDAD A LA DESCARGA, z ₂	1.02	DADA O ESTIMADA (VER GRAFICAS EN LA REF. 1)
COMPRESIBILIDAD PROMEDIO	1.015	$(z_1 + z_2)/2$
VOLUMEN ESPECIFICO, v' ft ³ /lb	3.66	VER ECUACION PAG. 33
FLUJO EN PESO, w, lb/min	809	$w = \text{ICFM}/v'$
EXPONENTE $(k-1)/k$	0.259	CALCULADA
VEL. ACUSTICA A LA SUCC., v _a , ft/seg	2,623	$v_a = k(32.2) \frac{1545}{\text{P.M.}} T_1 z_1$
RELACION DE COMPRESION, r	1.5	$r = P_2/P_1$

Continuación Tabla N° 7

IDENTIFICACION	DATOS	FUENTE O EXPLICACION
COEFICIENTE DE CABEZA, μ	0.49	DE LA TABLA 5
EFICIENCIA POLITROPICA, η_p , %	73	DE LA TABLA 4
DIAMETRO NOMINAL, D, PULG.	18	DE LA TABLA 5
REL. DE EXP. POLITROPICO (n-1)/n = m	0.354	$m = \frac{(k-1)/k}{\eta_p}$
$(r)^m$	1.154	CALCULADA
TEMP. DE DESCARGA POLITROPICA, T_2 , °R	646	$T_2 = T_1 (r)^m$
CABEZA POLITROPICA, H_p , ft	68,818	VER ECUACION PAG. 38
CABEZA DESARROLLADA POR IMPULSOR, H' , ft	8000	VER TABLA 4 (pag. 67)
NUMERO DE IMPULSORES, N_{imp} .	9	$N_{imp} = H_p/H'$
POTENCIA DEL GAS, GHP, HP	2.3 H	$GHP = W_s H_p / 33000 \eta_p$
PERDIDAS MECANICAS	46	2% DE GHP (VER PAG. 63 y 68)
POTENCIA TOTAL, BHP	2357	GHP + PERDIDAS MECANICAS
VEL. PERIFERICA, u, ft/seg	725	$u = \frac{H' \times 32.2}{\mu}$
NUMERO DE MACH	0.27	$M = u/V_s$
VELOCIDAD DE ROTACION, N, RPM	9223	$N = 229 u/D$

NOTA: Ver recomendaciones para el usuario en la página 96.

B) METODO DE CALCULO POR DIAGRAMAS DE MOLLIER.

Cuando se cuenta con el diagrama Presión-Entalpía o diagrama de "Mollier" del Fluido manejado, es conveniente utilizar este método, ya que estos diagramas presentan las relaciones actuales de las propiedades del gas bajo todas las condiciones Termodinámicas.

A continuación se da la secuencia de cálculo:

- 1.- Localizar el volumen específico (V_1') en la intersección de P_1 y T_1 . A este le llamaremos punto (1). (Ver diagrama - N° 1).
- 2.- Encontrar la cabeza adiabática (Had).
Leer la entalpía de entrada (h_1) trazando una línea vertical hacia abajo del punto (1). Del punto (1) siguiendo la línea de entropía constante, hasta intersectar con el punto de presión de descarga (P_2). Este será el punto de descarga adiabática (2ad). Leer la entalpía adiabática (h_{2ad}) directamente abajo del punto (2ad). (Ver diagrama N° 1).

$$\Delta h_{ad} = h_{2ad} - h_1 \quad (\text{BTU por lb})$$

Factor de conversión: 778 ft-lb/BTU

Entonces la cabeza adiabática (Had) será:

$$Had = \Delta h_{ad} \times 778 \text{ (ft)}$$

3.- Encontrar la cabeza politrópica (H_p)

$$H_p = \frac{H_{ad} \times \eta_p}{\eta_{ad}}$$

Encontrar k de la Tabla No. 2

Cálculo de la relación de compresión $r = P_2/P_1$

Encontrar η_p de la Tabla No. 4

Del diagrama N° 2 encontrar η_p

4.- Encontrar el número de etapas requeridas:

de la Tabla No. 4 localizar la cabeza desarrollada por etapa.

$$\text{No. Etapas} = \frac{H_p \text{ (cabeza total)}}{H_p' \text{ (cabeza por etapa)}}$$

5.- Encontrar la velocidad requerida (Vel. nominal de la Tabla No. 4)

$$\text{Velocidad} = \text{Velocidad nominal} \times \frac{H_p}{H_p/\text{etapa} \times \text{No. de etapas}}$$

- 6.- Encontrar la potencia requerida $HP = GHP + PERDIDAS$
POR FRICCIÓN

$$GHP = \frac{W \text{ Hp}}{\eta_p \times 33000}$$

$$HP = GHP + 2\% \text{ DE } GHP \text{ (PERDIDAS POR FRICCIÓN)}$$

- 7.- Encontrar la entalpía de descarga actual (h_2)

$$h_2 = \frac{\Delta h_{ad}}{\eta_{ad}} + h_1$$

- 8.- Encontrar la temperatura (T_2) y el volumen específico (V_2') de descarga en el diagrama de Mollier. Trazar una línea vertical, desde el punto de h_2 (actual) hasta el punto de presión de descarga (P_2) y en ese punto leer V_2' y T_2 . (ver diagrama N°1)

- 9.- Encontrar el flujo de descarga.

$$Q_2 = W \times V_2'$$

NOTA: Ver recomendaciones para el usuario en la página 96.

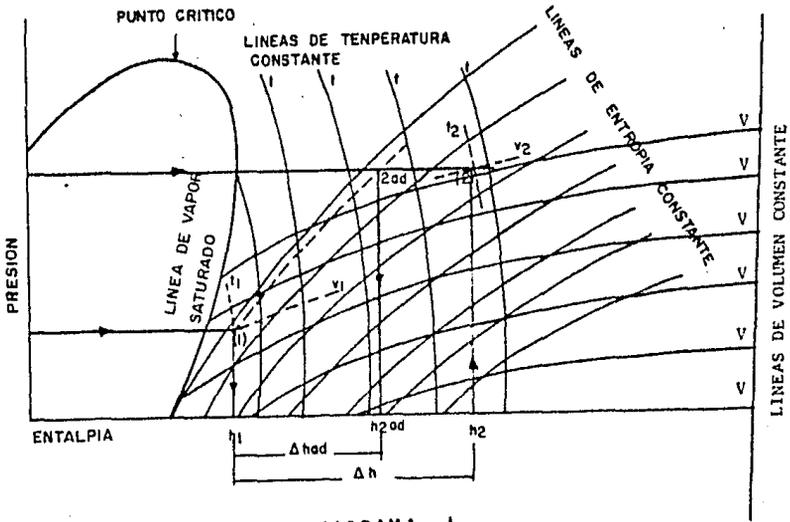


DIAGRAMA I

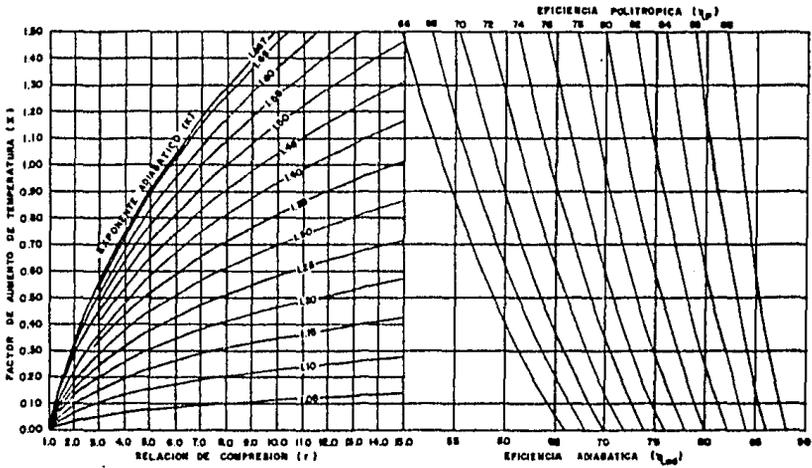


DIAGRAMA No-2

FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
DIAGRAMAS I Y 2	

Ejemplo:

Calcular el compresor requerido para manejar Etano a las siguientes condiciones de operación:

$$W_s = 90,000 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Temperatura de entrada, } T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Presión de succión, } P_1 = 15 \text{ PSIA}$$

1.- Calcular el flujo de entrada Q_1

$$w = \frac{90,000 \text{ lb/hr}}{60 \text{ min}} = 1,500 \text{ lb/min}$$

Del diagrama de Mollier: con $P_1 = 15 \text{ PSIA}$ y $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{F}$

$$\text{Tenemos: } V'_1 = 12.0 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \quad (\text{ver diagrama N}^\circ 3)$$

por lo tanto:

$$Q_1 = 12.0 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \times 1,500 \frac{\text{lb}}{\text{min}} = 18,000 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \quad (\text{ICFM})$$

2.- Encontrar la cabeza adiabática (Had)

Del diagrama de Mollier (ver diag. 3), la entalpía de entrada $h_1 = 147 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$. Siguiendo la línea de entropía constante, - hasta el punto $P_2 = 90 \text{ PSIA}$, leer la entalpía de descarga adiabática.

$$h_{2ad} = 212 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Entonces:

$$\Delta h_{ad} = 212 - 147 = 65 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Por lo tanto:

$$\text{Had} = 65 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \times 778 \frac{\text{lb-ft}}{\text{BTU}} = 50,570 \text{ ft}$$

3.- Encontrar la cabeza politrópica

De la Tabla No. 2, k para Etano = 1.19

De la Tabla N°4, $\eta_p = 0.78$

Relación de compresión (r) = $\frac{90}{15} = 6.0$

Del diagrama N° 2, con $r = 6.0$ $k = 1.19$ y

$\eta_p = 0.78$

Tenemos $\eta_{ad} = 0.745$

Entonces:

$$Hp = \frac{50570 \times 0.78}{0.745} = 52945 \text{ ft}$$

4.- Encontrar el número de etapas requeridas

de la Tabla No '4 tenemos que para 18,000 ICFM tenemos una cabeza por etapa de 9,000 ft.

Por lo tanto No. Etapas = $\frac{52,945 \text{ ft}}{9000} = 5.88 \rightarrow 6$

5) Encontramos la velocidad requerida

Velocidad nominal de la Tabla No 4

$$\text{Velocidad} = 6200 \frac{52945 \text{ ft}}{9000 \times 6} = 6,079 \text{ RPM}$$

6.- Encontrar la potencia requerida

$$HP = GHP \times 1.02 \quad (2\% \text{ pérdidas por fricción})$$

$$GHP = \frac{W \quad Hp}{\eta_p \times 33000} = \frac{1500 \times 52945}{0.78 \times 33000} = 3085 \text{ HP}$$

$$HP = (3085) \times 1.02 = 3147 \text{ HP}$$

7.- Encontrar la entalpía de descarga actual (h_2)

$$h_2 = \frac{\Delta h_{ad}}{\eta_{ad}} + h_1$$

$$h_2 = \frac{65}{0.745} + 147 = 234.5 \text{ BTU/lb}$$

8.- Encontrar la temperatura (t_2) y el volumen específico (V_2') de descarga.

En el diagrama de Mollier (diagrama N° 3)

Trazar una línea vertical desde el punto de h_2 hasta el punto de P_2 (90 PSIA). En ese punto se lee $t_2 = 222 \text{ }^\circ\text{F}$;

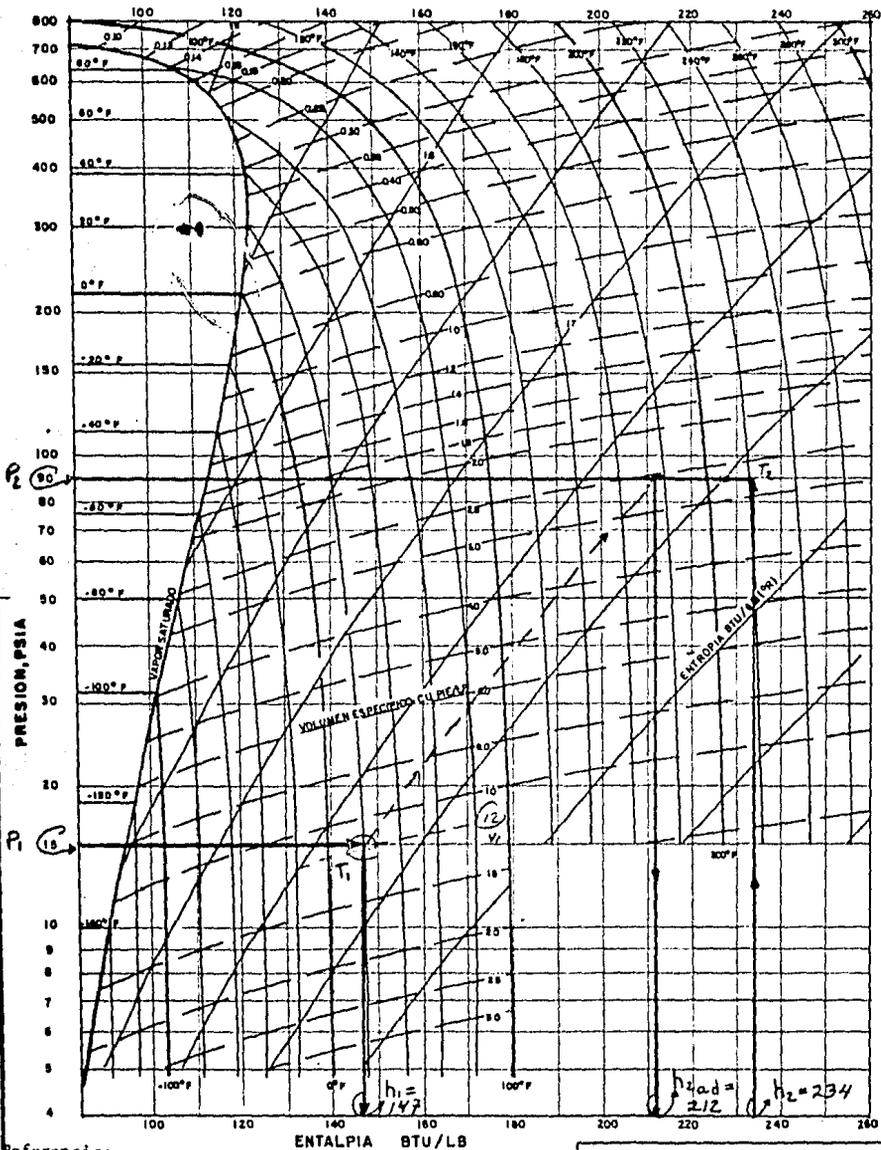
$$V_2' = 2.75 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}$$

9.- Encontrar el flujo de descarga

$$Q = 1500 \times 2.75 = 4125 \text{ CFM}$$

NOTA: Ver recomendaciones para el usuario en la página 96.

DIAGRAMA DE MOLLIER DEL ETANO



Referencia:
 Quick Selection Methods for Elliot Multistage Compressors
 Boletín P-255
 Publicado por Carrier Co. Div. Elliot Co.
 1975

FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
DIAGRAMA No. 3	

C) METODO POR GRAFICAS SECUENCIALES.

Este es otro método que se puede utilizar para el cálculo de compresores, el cual se basa en el uso de gráficas, mismas que han sido elaboradas en base a las ecuaciones implicadas en el proceso de compresión y con las cuales se puede prescindir de la resolución numérica del problema.

A continuación se da un ejemplo para conocer la secuencia del uso de las gráficas.

Datos:

Gas: Una mezcla de hidrocarburos

Flujo: 12,000 ICFM

Pres. de succión: 30 PSIA

Temp. de succión: $100^{\circ}\text{F} + 460 = 560^{\circ}\text{R}$

Presión de descarga: 138 PSIA

Peso molecular: 20

$R = 1545/\text{PM} = 77.2$

Exponente adiabático $k = 1.24$ a 150°F

- 1.- En la Tabla N° 4 , encontramos que para compresores de 12,000 ICFM de capacidad se tiene una eficiencia del 78%.

- 2.- En la gráfica I , vemos que para $k = 1.24$ y $\eta_1 = 78$, el exponente politrópico $n = 1.33$.
- 3.- La gráfica II , muestra que con una relación de compresión de $138/30 = 4.6$ y $n = 1.33$, el factor de incremento de temperatura, $r^m = 1.46$. Por lo tanto tendremos una temperatura de descarga igual a $560^\circ R \times 1.46 = 818^\circ R$ ($358^\circ F$).
- 4.- En la gráfica III , tenemos que para una relación de compresión de 4.6 y $n = 1.33$, el valor de "m" es igual a 1.85.

$$\left(m = \frac{n}{n-1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \right)$$

- 5.- En la gráfica IV , con $m = 1.85$, $P.M. = 20$ y $t_1 = 100^\circ F$ encontramos que la cabeza politrópica es de 80,000 ft-lb/lb
- 6.- De la gráfica V , encontramos que 12,000 ICFM, con $P.M. = 20$, $t_1 = 100^\circ F$ y $P_1 = 30$ PSIA, equivale a 1,200 lb/min (w).
- 7.- De la gráfica VI , con una cabeza politrópica de 80,000 lb-ft/lb, $w = 1,200$ lb/min y una eficiencia politrópica (η_p) de 78%, tenemos que la potencia del gas (GHP) es 3730 HP.

- 8.- En la tabla No. 4 , vemos que para compresores con capacidad de 12,000 a 22,000 ICFM, se tiene una cabeza nominal por impulsor de 9,000 ft. Por lo tanto, si tenemos una cabeza politrópica total de 80,000 ft, se requerirán (80,000 ft/ 9,000 ft) 9 impulsores.
- 9.- De la Tabla No. 4 , vemos que la velocidad nominal del impulsor (para 12,000 ICFM) es de 6200 RPM, y en la Tabla # 10, tenemos que para la misma capacidad, se requiere un impulsor de 24" de diámetro.
- 10.- A los 3730 GHP del inciso 7 , debe adicionarse las pérdidas de potencia por fricción (FHP) de aproximadamente 2% para sellos y chumaceras, BHP = 3730 x 1.02 = 3805.

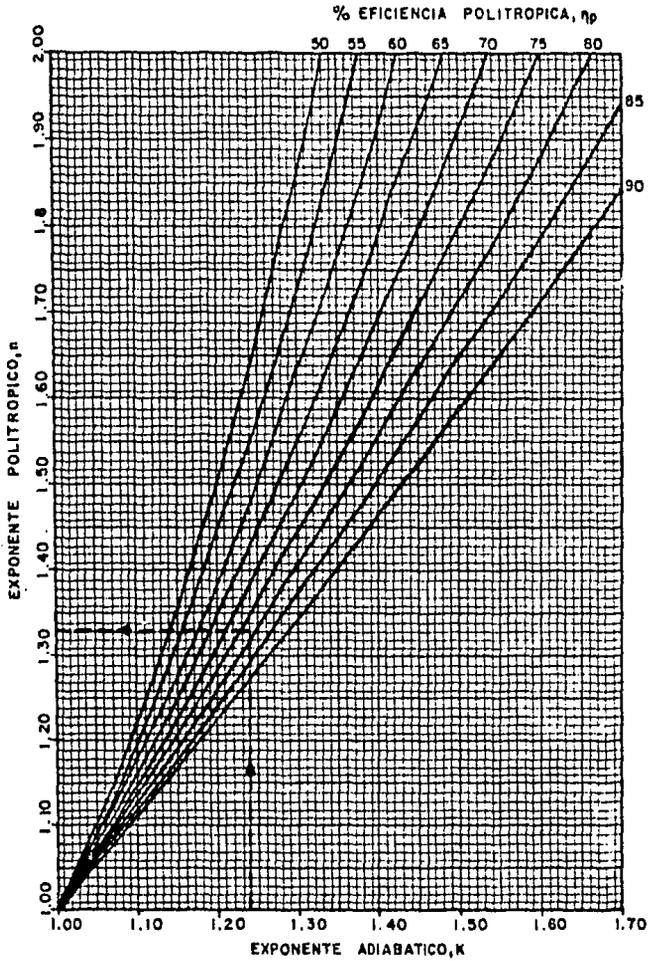
NOTA: Ver recomendaciones para el usuario en la página 96.

T A B L A N° 8

CARACTERISTICAS DE COMPRESORES CENTRIFUGOS MARCA ELLIOT

ARMAZON	RANGO NORMAL DE FLUJO DE ENTRADA (cfm)	CABEZA POLITROPICA NOMINAL POR IMPULSOR (Hp)	EFICIENCIA POLITROPICA NOMINAL η_p	NUMERO MAX. DE IMPULSORES POR ETAPA	VELOCIDAD NOMINAL (RPH)
29M	500- 8,000	10,000	0.76	10	11,500
38M	6,000- 23,000	10,000/12,000	0.77	9	8,100
46M	20,000- 35,000	10,000/12,000	0.77	9	6,400
60M	30,000- 58,000	10,000/12,000	0.77	8	5,000
70M	50,000- 65,000	10,000/12,000	0.78	8	4,100
88M	75,000-130,000	10,000/12,000	0.78	8	3,300
103M	110,000-160,000	10,000	0.78	7	2,800
110M	140,000-190,000	10,000	0.78	7	2,600
25MB (H) (HH)	500- 5,000	12,000	0.76	12	11,500
32MB (H) (HH)	5,000- 10,000	12,000	0.78	10	10,200
38MB (H)	8,000- 23,000	10,000/12,000	0.78	9	8,100
46MB	20,000- 35,000	10,000/12,000	0.78	9	6,400
60MB	30,000- 58,000	10,000/12,000	0.78	8	5,000
70MB	50,000- 85,000	10,000/12,000	0.78	8	4,100
88MB	75,000-130,000	10,000/12,000	0.78	8	3 300

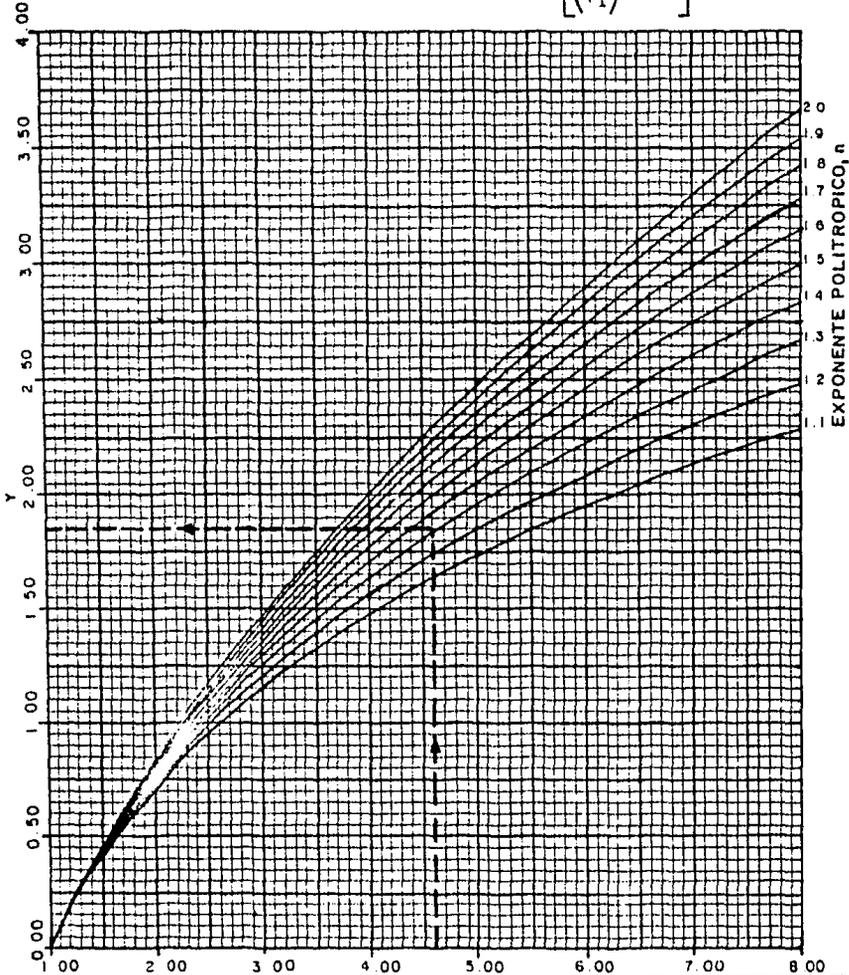
Para Compresores Elliot.



Ref.: "Centrifugal Compressor-Technical Information"
Resumen de conferencias impartidas por Cooper
Energy Services, Div. Cooper Rolls.
IMP - 1980.

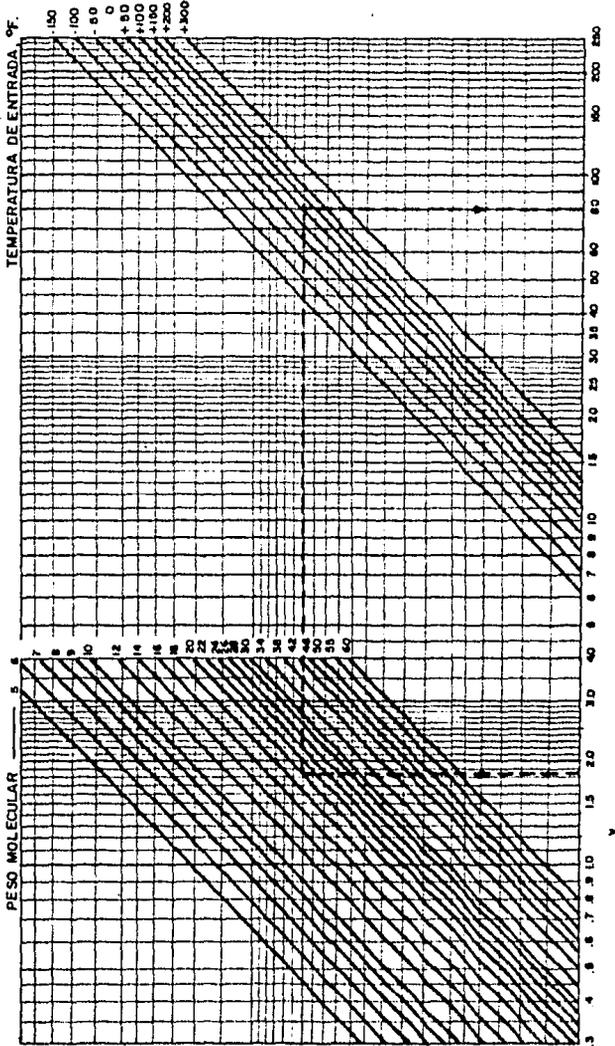
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
GRAFICA I	

$$Y = \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$



RELACION DE COMPRESION
 Ref.: "Centrifugal Compressor-Technical Information"
 Resumen de conferencias impartidas por Cooper
 Energy Services, Div. Cooper Rolls,
 IMP - 1980 (MEXICO).

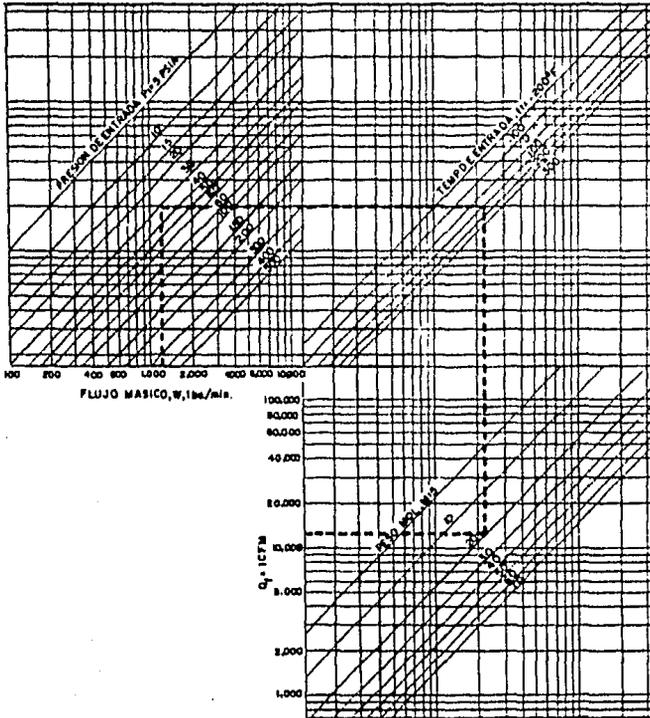
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
GRAFICA III	



CABEZA POLITROPICA ft.-lb./lb. x 10³
 (para gases reales, multiplicar por $\bar{\kappa}$ promedio)

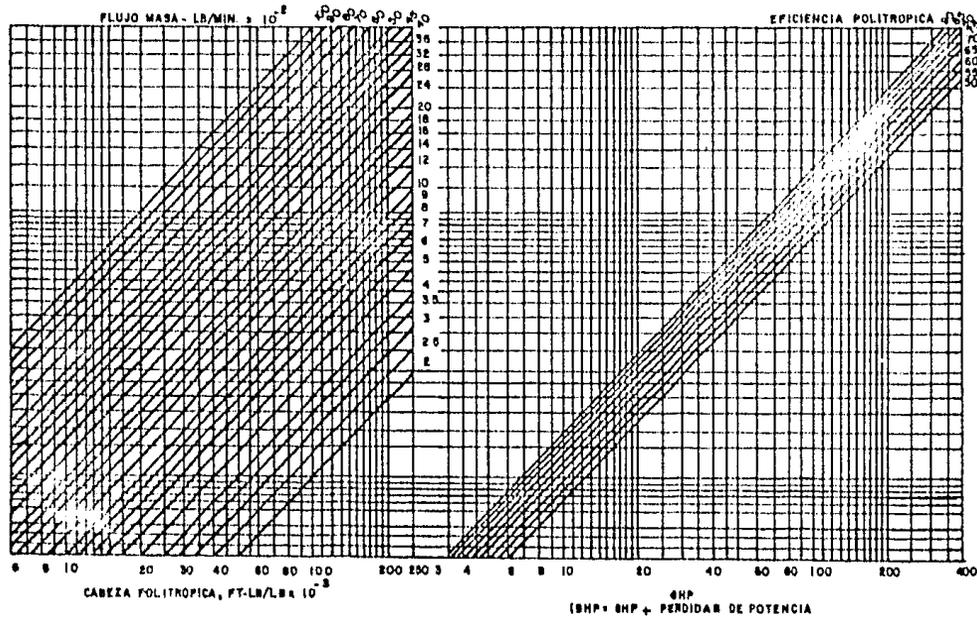
Referencia:
 "Centrifugal Compressor-Technical Information"
 Resumen de conferencias impartidas por Cooper
 Energy Services, Div. Cooper Rolls.
 IMP - 1980 (MEXICO)

FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
GRAFICA III	



Referencia: "Compressor Handbook" Resumen de artículos de la revista técnica "Hydrocarbon Processing" Gulf Publishing Co. 1969.

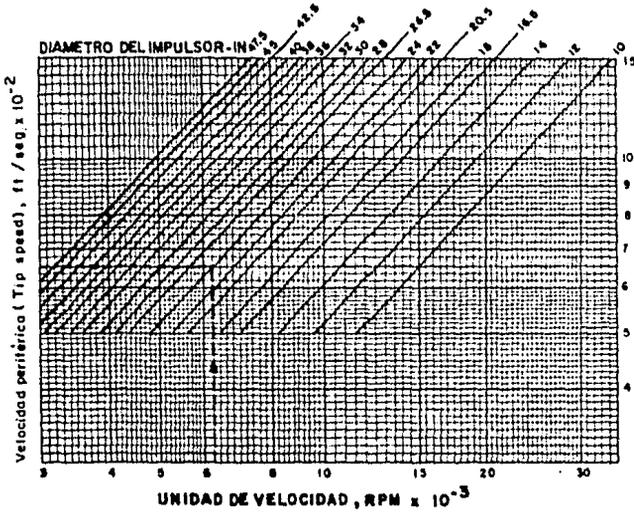
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
GRAFICA 'X'	



$$\text{POTENCIA GAS} = \frac{H_p \times W}{33,000 \times \eta_p}$$

FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
GRAFICA VI	

Ref.: "Centrifugal Compressor-Technical Information"
 Resumen de conferencias impartidas por Cooper-
 Energy Services, Div. Cooper Rolls.
 IMP - 1980 (MEXICO).



GRAFICA VII

TAMAÑO NOMINAL	RANGO DE FLUJO (ft / min.)	COEFICIENTE DE CABEZA PROMEDIO (μ)	DIAMETRO NOMINAL DEL IMPULSOR, D (in.)
1	800 a 2000	0.48	14 a 16
2	1500 a 7000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4000 a 12000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6000 a 17000	0.51 a 0.52	24
5	8000 a 35000	0.51 a 0.52	32
6	35000 a 65000	0.53	42 a 45
7	65000 a 100,000	0.54	54 a 60

TABLA 10

Ref.: "Centrifugal Compressor-Technical Information"
 Resumen de conferencias impartidas por Cooper-
 Energy Services, Div. Cooper Falls.
 IMP - 1980 (MEXICO).

FACULTAD DE QUIMICA.	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E PEREZ C
GRAFICA VII	

RECOMENDACIONES PARA EL USO DE LOS METODOS DE CALCULO
INCLUIDOS EN ESTE CAPITULO.

El procedimiento adecuado para la solución de los diferentes problemas de compresión, está en función de las propiedades del fluido que se desea manejar, de las condiciones de operación y de la exactitud que se desee en el resultado. A continuación se indican las ventajas y desventajas de cada uno de los métodos proporcionados.

METODO DE MOLLIER.-

Este método es muy preciso y aplicable para componentes puros, a cualquier presión de operación, debido a que los diagramas de presión-entalpía o diagramas de Mollier se han elaborado con las propiedades reales de los fluidos. Si contamos con un diagrama de Mollier del fluido que vamos a manejar, este método se debe preferir a cualquier otro.

Los diagramas de Mollier existentes, son sobre todo para gases puros, o mezclas de gases muy conocidas, por ejemplo el aire.

El inconveniente de este método, es que puede haber cierto error en la lectura de las gráficas.

METODO DEL EXPONENTE O METODO "N".-

El método "N" llamado así por el uso del exponente politrópico "n", se recomienda cuando el comportamiento del fluido manejado se aproxima al de un gas perfecto, tal como el aire, nitrógeno, oxígeno o hidrógeno. También es recomendable este método cuando se tiene una mezcla de gases o un gas puro para los cuales no exista el diagrama de Mollier.

Este método es bastante aceptable, ya que la compresión de un gas se aproxima al comportamiento politrópico.

METODO DE GRAFICAS SECUENCIALES.-

Cuando se desea hacer un cálculo aproximado de un compresor y no se dispone de mucho tiempo, o solo se desea saber en que rango de potencia cae nuestro compresor, se recomienda usar el método de Gráficas Secuenciales. El inconveniente de este método, es que, aunque dichas gráficas estan elaboradas en base a las ecuaciones implicadas en el proceso de compresión, la lectura de dichas gráficas puede incurrir a cierto error.

Este método también se puede utilizar para corroborar un resultado (que nos parezca dudoso) obtenido por otro método, sin necesidad de repetir todos los cálculos.

Pero la labor del Ingeniero Químico no concluye al determinar la potencia del compresor, sino que deberá indicar el tipo de material recomendable en cada caso particular y tambien será su función llenar la hoja de especificación para la requisición del equipo, así como tambien le corresponde suministrar información a las otras disciplinas involucradas en el desarrollo de la Ingeniería para la correcta instalación y operación del sistema de compresión.

Existe cierta información que será indispensable requerirla al proveedor, ya que no es posible determinarla por medio de cálculos, y es la siguiente:

El Departamento Civil necesitará datos sobre las dimensiones de anclaje y peso del equipo, para su adecuada cimentación.

El Departamento de tuberías solicitará información sobre diámetros de bridas de succión, descarga y sistema de lubricación; si el compresor es accionado por turbina, deberá suministrarse también los diámetros de succión y escape de vapor y de lubricación.

Al Departamento de Instrumentación se le indicarán cuales instrumentos serán proporcionados por el fabricante y cuales deberá instalar el comprador.

El Departamento Eléctrico requerirá datos de potencia, en caso de que el accionador sea motor eléctrico; y todas las necesidades de energía eléctrica del sistema.

Al Departamento de Procuración deberá proporcionársele información sobre los distintos tipos de compresores y materiales de los mismos que cumplan con los requisitos técnicos, para que proceda a elaborar una evaluación económica.

Para ayudar a hacer una mejor selección del compresor requerido, al final de este capítulo se anexa lo siguiente: Una lista de materiales recomendables para las distintas partes del compresor, para distintos rangos de temperaturas de operación; y una forma de hoja de especificación típica, indicando la información que deberá suministrar el comprador y la que proporcionará el proveedor o fabricante del equipo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

- 1.- Ludwig, Ernest E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants Vol. 3 (cap. 12)
Gulf Publishing Co.
Houston, Texas - 1965.

- 2.- Basic Compressor and Turbine Symposium.
Presentado por Elizondo, S.A. en cooperación con
Carrier International Limited para el Instituto
Mexicano del Petróleo.
México - 1967.

- 3.- Quick Selection Methods for Elliot Multistage Compressors.
Boletín P-255
Publicado por Carrier Co. División Elliot Company.
1975.

- 4.- Neerken, Richard F.
Compressor Selection
Chemical Engineering
Enero, 1975.

- 5.- Centrifugal Compressor-Technical Information.
Resumen de Conferencias impartidas por
Cooper Energy Services, Div. Cooper Rolls.
En el Instituto Mexicano del Petróleo.
México - 1980.

- 6.- Compressor Handbook
Resumen de Artículos de la revista técnica "Hydrocarbon
Processing"
Gulf Publishing Co.
1969.

PROYECTO _____	PLANTA _____
SERVICIO _____	LOCALIZACION _____
CLAVE (S) _____	CANTIDAD REQ _____
FABRICANTE _____	TAMAÑO/ TIPO _____ No SERIE _____
No MOTORES REQ _____	POTENCIA _____ No DE HOJA DE DATOS _____
CLAVES _____	SUMINIS POR _____ MONT POR _____
No TURBINAS REQ _____	POTENCIA _____ No DE HOJA DE DATOS _____
CLAVE (S) _____	SUMINIS POR _____ MONT POR _____

NOTA: INDICA LA INFORMACION QUE DEBE COMPLETAR EL COMPRADOR POR FABRICANTE.

CONDICIONES DE OPERACION

TODOS LOS DATOS SON CON BASE A UNA UNIDAD

- 1 GAS MNEJADO (VER TAMBIEN PAG 21)
- 2 MMPCEQ/PCEM (14.7 PSIA Y 80°F SECO)
- 3 FLUJO LB/MM (HUMEDO) (SECO)

CONDICIONES DE ENTRADA:

- 4 PRESION (PSIA)
- 5 TEMPERATURA (°F)
- 6 HUMEDAD RELATIVA (%)
- 7 PESO MOLECULAR
- 8 Cp/Cv (K) & (R PROM)
- 9 COMPRESIBILIDAD (Z1) & (Z PROM)
- 10 VOLUMEN ENTRADA (PCM-HUMEDOS)

CONDICIONES DE DESCARGA:

- 11 PRESION (PSIA)
- 12 TEMPERATURA (°F)
- 13 Cp/Cv (K) & (R PROM)
- 14 COMPRESIBILIDAD (Z2) & (Z PROM)

- 15 BHP REQUERIDOS (TODAS PERDIDAS INCLUIDAS)
- 16 VELOCIDAD (RPM)
- 17 SURGE ESTIMADO PCM ENTRADA (A LA VELOCIDAD ANT)
- 18 CABEZA POLITROPICA (FT)
- 19 EFICIENCIA POLITROPICA (%)
- 20 PUNTO DE GARANTIA
- 21 CURVA DE COMPORTAMIENTO N.

NORMAL	DISEÑO	OTRAS CONDICIONES			
		A	B	C	D

NOTAS: _____

REV	No	FECHA	POR	APROBO	DESCRIPCION

FAC. DE QUIM.
 TESIS
 GLORIA PEREZ C.

COMPRESOR CENTRIFUGO

REV
HOJA 1 DE 5
OBRA

- 101 -
CONDICIONES DE OPERACION (CONT.)

II CONTROL DEL PROCESO:

METODO: 1 DERIVACION DESDE _____ HASTA _____
 2 DERIVACION ANTI-SURGE MANUAL AUTOMATICA
 3 ESTRANJALACION DE LA SUCCION DESDE _____ HASTA _____
 4 VARIACION DE VELOCIDAD DESDE _____ HASTA _____
 5 OTROS _____
 SEÑAL: 6 FUENTE _____
 7 TIPO _____
 8 RANGO PARA CONTROL NEUMATICO _____ RPM A _____ PSIG Y _____ RPM A _____ PSIG
 OTROS _____

ANALISIS DEL GAS		NORMAL	MAXIMO	OTRAS CONDICIONES				NOTAS
% MOL %				A	B	C	D	
COMPONENTE	P M							
AIRE	28.968							
OXIGENO	32.000							
NITROGENO	28.016							
VAPOR DE AGUA	18.016							
MONOXIDO DE CARBONO	28.010							
DIOXIDO DE CARBONO	44.010							
SULFURO DE HIDROGENO	34.078							
HIDROGENO	2.016							
METANO	16.042							
ETILENO	28.052							
ETANO	30.068							
PROPILENO	42.078							
PROPANO	44.094							
I-BUTANO	58.120							
N-BUTANO	58.120							
I-PENTANO	72.148							
N-PENTANO	72.148							
HEXANO PLUS								
TOTAL								
P M PROM								

NOTAS: _____

PAC. DE QUIM.
 TESIS
 GLORIA PEREZ

COMPRESOR CENTRIFUGO

REV
HOJA 2 DE 5
OBRA

CONDICIONES DE OPERACION (CONT)

10 **UBICACION:**
 INTERIOR CALIENTADO BAJO TECTO
 EXTERIOR NO CALIENTADO COSTADOS PARCIALES
 INCLINADO ENTRE SUELO _____
 AREA ELECTRICA CLASE _____ SR _____ DIV _____
 PROTECTOR DE BIENENOS REQ TROPICALIZACION REQ _____

11 **DATOS DEL LUGAR:**
 ELEVACION _____ FT PRES. BAR _____ PSIA
 RANGOS DE TEMPERATURA AMBIENTE
 BAJO SECO: _____ BAJO HUMEDO _____
 NOMBRE "Y" _____
 NOMBRE "Y" _____
 NORMA "Y" _____

12 **CONDICIONES NO USUALES:** POLVO GASES
 OTROS: _____

13 **SERVICIO:** CONTINUO INTERMITENTE RELIEVO

14 **ESPECIFICACIONES DE RUIDO:**
 APLICABLES A LA MAQUINA
 VER ESPECIFICACION _____
 APLICABLE A LAS INMEDIACIONES:
 VER ESPECIFICACION _____
 AISLAMIENTO ACUSTICO SI NO _____

15 **ESPECIFICACIONES APLICABLES**
 APIBIT COMPR. CENTRIFUGO PARA SERVICIOS GENERALES DE REFRESCA

16 **PINTURA:**
 EST. DEL FABRICANTE
 OTRAS _____

17 **EMBAQUE:**
 NACIONAL EXPORTACION EMBARQUE PARA EXP. REQ.
 ALMACENAMIENTO A LA INTemperIE POR MAS DE 6 MESES

CONSTRUCCION

VELOCIDADES:
 MAX CONT _____ RPM DISPARO _____ RPM
 MAX VEL PERIFERICAS _____ FPS A VEL DE DISEÑO
 _____ FPS A VEL MAX CONT.

VELOCIDADES CRITICAS LATERALES:
 10 CRITICA _____ RPM AMORTIGUADA _____
 NO AMORTIGUADA _____ FORMA DE AJUSTE _____
 20 CRITICA _____ RPM AMORTIGUADA _____
 NO AMORTIGUADA _____ FORMA DE AJUSTE _____
 30 CRITICA _____ RPM AMORTIGUADA _____
 NO AMORTIGUADA _____ FORMA DE AJUSTE _____
 40 CRITICA _____ RPM AMORTIGUADA _____
 NO AMORTIGUADA _____ FORMA DE AJUSTE _____
 VELOCIDAD CRITICA LATERAL - BASE _____
 ANALISIS DE RESPUESTA DE DesequILIBRIO AMORTIGUADO
 PRUEBA DE TALLER
 OTRO TIPO DE ANALISIS _____

VELOCIDADES CRITICAS TORSIONALES:
 10 CRITICA _____ RPM 20 CRITICA _____ RPM
 30 CRITICA _____ RPM 40 CRITICA _____ RPM

VIBRACION:
 NIVEL DE PRUEBA PERMISIBLE _____ U PULG.
 (E PICO A PICO)

2 **ROFACIONISTA DEL LADO DEL ACCIONADOR:** WR CWR

1 **CARCASA:**
 MODELO _____
 DIVISION _____
 MATERIAL _____
 (ESPESOR) _____ CORR. PERMITE _____
 MAX PRES. OP. _____ PSIG MAX PRES. DIS. _____ PSIG
 PRES. PRUEBA (PSIG) CON HELIO _____ HIDROSTATICA _____
 MAX TEMP. OPER. _____ °F TEMP. OPER. MIN. _____ °F
 NO. MAX. DE IMPULSORES POR CARCASA _____
 CAP. MAX. DE LA CARCASA (PCIENT) _____
 RADIOGRAFIADA SI NO _____
 DIAPHRAGMAS:
 MATERIAL _____

3 **IMPULSORES:**
 No _____ DIAMETROS _____
 TIPO (ABIERTO, CERRADO, ETC) _____
 TIPO DE FABRICACION _____
 MATERIAL _____
 MAX RES. A LA TENSION _____
 DUREZA BRINELL MAX _____
 CABEZA MAX. A VELOCIDAD NOMINAL (11) _____

4 **FL"CHA:**
 MATERIAL _____
 DIA. EN IMPULSORES _____ IN. DIA. EN COPLE _____ IN.
 EXTREMO DE LA FLECHA CONICO CILINDRICO

5 **MANGAS DE LA FLECHA:**
 ENTRE ETAPAS MATL. _____
 EN SELLOS DE FLECHA MATL. _____

6 **LABERINTOS:**
 TIPO _____ MATERIAL _____

7 **SELLOS DE LA FLECHA:**
 TIPO _____ MATERIAL _____
 TIPO DE SISTEMA DE SELLO _____
 PRESION DE AJUSTE A LA SALIDA _____
 TIPO DE GAS DE SELLO _____
 FLUJO DE GAS DE SELLO (POR SELLO)
 NOR. _____ lb/min A _____ PSI AP _____
 MAX. _____ lb/min A _____ PSI AP _____
 CONTROL GAS DE SELLO POR _____

8 **CONSTRUCCION DE LA CAJA DE BALENAS:**
 TIPO (SEPARADO, INTEGRAL) _____ DIVISION _____
 MATERIAL _____

9 **COJINETES RADIALES:**
 TIPO _____
 AREAS (10²) _____ CARBA (PSI): ACT _____ PER _____

FAC. DE QUIM.
 TESIS
 GLORIA PEREZ

COMPRESOR CENTRIFUGO

	REV
HOJA 3	DE 5
OBRA	

CONSTRUCCION (CONT)

12 **COJINETE DE EMPUJE**
 LOCALIZACION _____ TIPO _____
 FABR. _____ AREA (in²) _____
 CARGA (PSI) ACTUAL _____ PERMISIBLE _____
 COEF FRICCION DEL ACOPLAMIENTO _____
 CARGA COMPENSANTE DEL PISTON DE BALANCE _____ LBS

13 **CONDICIONES PRINCIPALES**

	TAMANO	ANSI RANGO	CARA	POSICION
SUCCION				
DESCARGA				

14 **MOMENTOS Y FUERZAS PERMITIDAS EN LA TUBERIA**

	SUCCION		DESCARGA		FZA		MOM	
	FZA LB	MOM LB	FZA LB	MOM LB	FZA LB	MOM LB	FZA LB	MOM LB
AXIAL								
VERTICAL								
HORIZONTAL 90°								
AXIAL								
VERTICAL								
HORIZONTAL 90°								

15 **OTRAS CONEXIONES SERVICIO**

	NO.	TAMANO	TIPO
ENTRADA ACEITE LUBRICANTE			
SALIDA ACEITE LUBRICANTE			
ENTRADA ACEITE SELLOS			
SALIDA ACEITE SELLOS			
DREN DE LA CARCASA			
DREN ETAPAS			
VENTEDOS			
AGUA DE ENFRIAMIENTO			
PRESION			
TEMPERATURA			
PURGA PARA:			
CAJA DE BALEROS			
ENTRE BALEROS Y SELLO			
ENTRE SELLO Y GAS			
INYECCION DE SOLVENTE			

NOTAS:

16 **DETECTORES DE VIBRACION**

TIPO _____ MODELO _____
 FABRICANTE _____
 No EN CADA CHUMACERA _____ No TOTAL _____
 DETECTOR OSCILADOR SUMINISTRADO POR _____
 FABRICANTE _____ MODELO _____
 MONITOR SUMINISTRADO POR _____
 LOCALIZACION _____ ENVOLVENTE _____
 FABRICANTE _____ MODELO _____
 RANGO DE LA ESCALA _____ ALARMA AJUSTE _____ MPLS
 PARO AJUSTE _____ MPLS RETARDO _____ SEG

17 **DETECTOR DE MOVIMIENTO AXIAL**

TIPO _____ MODELO _____
 FABR _____ No REQUERIDO _____
 DETECTOR-OSCILADOR SUMINISTRADO POR _____
 FABR _____ MODELO _____
 MONITOR SUMINISTRADO POR _____
 LOCALIZACION _____ ENVOLVENTE _____
 FABR _____ MODELO _____
 RANGO DE LA ESCALA _____ ALARMA AJUSTE _____ MPLS
 PARO AJUSTE _____ MPLS RETARDO _____ SEG

18 **ACOPLAMIENTOS**

	ACCIONADOR-COMPRESOR	REDUCTOR COMPRESOR
<input type="checkbox"/> TIPO		
<input type="checkbox"/> MODELO		
<input type="checkbox"/> LUBRICACION		
<input type="checkbox"/> MEDIO COPLÉ MONTADO POR		
<input type="checkbox"/> ESPACIADOR REQ.		
<input type="checkbox"/> RANGO DEL COPLÉ (IN/1000 RPM)		

19 **PLACA DE ASIENTO Y PLACA BASE**

PLACA DE ASIENTO PARA COMPRESOR REDUCTOR ACCIONADOR
 PLACA BASE:
 COMUN (PARA EL COMPRESOR, REDUCTOR Y ACCIONADOR)
 SOLO PARA EL COMPRESOR OTRO _____
 BASE CON CUBIERTA NO DESLIZABLE CONSTRUCCION ABIERTA
 CON DREN ABIERTO
 TORNILLOS DE AJUSTE HORIZONTAL PARA EL EQUIPO
 APROPIADO PARA SOPORTE DE PUNTO
 APROPIADO PARA SOPORTE DE PERIMETRO

20 **CONSUMO TOTAL DE SERVICIOS AUX**

AGUA DE ENFIO		MPH
VAPOR NORMAL		LB/HR
VAPOR MAX		LB/HR
AIRE DE INSTRUMENTOS		PCMS
HP (ACCIONADOR)		HP
HP (AUXILIARES)		HP

PAC. DE QUIMICA
 TESIS
 GLORIA PEREZ

COMPRESOR CENTRIFUGO

REV
HOJA 4 DE 5
OBRA

LISTA DE MATERIALES RECOMENDABLES PARA DISTINTOS RANGOS DE TEMPERATURA

PARTE	MATERIAL	ESPECIFICACION	FORMA	RANGO DE TEMPERATURA (°F)	
				MINIMA	MAXIMA
CARCASA: fundida con partición horizontal	FIERRO FUNDIDO	ASTM A 278 clase 30	FUNDIDA	-50	450
	FIERRO FUNDIDO AUSTENITICO	ASTM A 436 tipo II	FUNDIDA	-50	500
	FIERRO FUNDIDO	ASTM A 278 clase 40	FUNDIDA	-20	500
	FIERRO FUNDIDO AUSTENITICO	ASTM A 571 tipo D2M	FUNDIDA	-320	500
	FIERRO DUCTIL	ASTM A 395	FUNDIDA	-20	500
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 216 Gr. WCB normalizado	FUNDIDA	-20	750
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 352 Gr. LCB (0% níquel)	FUNDIDA	-50	650
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 352 Gr. LC2 (2-3% Ni)	FUNDIDA	-100	650
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 352 Gr. LC3 (3-4% Ni)	FUNDIDA	-150	650
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 352 Gr. LC4 (4-5% Ni)	FUNDIDA	-175	650
	ACERO INOXIDABLE FUNDIDO	ASTM A 296 ó A 351 Grados: CF3, CF3M, CF8 y CF8M	FUNDIDA	-320	650
	TITANIO FUNDIDO	ASTM B 367 Gr. C3 ó C4	FUNDIDA	-50	300
CARCASA: fabricada con partición horizontal	ACERO	ASTM A 285 Gr. C ó A 515 Gr. 55	PLACA	50	650
	ACERO	ASTM A 516 Gr. 55 (c/s prueba de impacto)	PLACA	-20	650
	ACERO	ASTM A 516 Gr. 55 (con prueba de impacto por ASTM A 593)	PLACA	-50	650
	ACERO	ASTM A 203 GRADO A ó B	PLACA	-75	650
	ACERO	ASTM A 203 Grado D ó E	PLACA	-160	650

CONTINUACION LISTA DE MATERIALES

DIAFRAGMAS Y ALABES GUIAS	ACERO	ASTM A 537	PLACA	-75	650
	ACERO	ASTM A 353	PLACA	-320	650
	ACERO	ASTM A 553 tipo I ó II	PLACA	-275	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 240, tipos: 304, 304L 316, 316L, 321	PLACA	-320	650
	FIERRO FUNDIDO	ASTM A 48 Cl. 30, A 278 Cl.30	FUNDIDA	-320	650
	FIERRO DUCTIL	ASTM A 536	FUNDIDA	-320	650
	ACERO FUNDIDO	ASTM A 216 Gr. WCB	FUNDIDA	-320	750
	ACERO	ASTM A 283, A 284, A 285, A 515, A 516.	PLACA	-320	650
	ACERO	ASTM A 543	PLACA	-320	650
	ALUMINIO	ASTM B 26 aleación 355 ó C355	FUNDIDA	-320	300
FLECHA	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 296 ó A 351 Grados CA15, CF3, CF3M, CF8, CF8M	FUNDIDA	-320	650
	ACERO	AISI 1040 - 1050	FORJADA	-20	650
	ACERO	AISI 4140 - 4145	FORJADA	-20	750
	ACERO	AISI 4340 - 4345	FORJADA	-175	800
	ACERO	AISI 2320	FORJADA	-170	650
	ACERO	ASTM A 470 clase 7	FORJADA	-50	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 151 tipo 410	FORJADA	-75	650
	ACERO INOXIDABL	Armcó 17-4 PH; 15-15 PH	FORJADA	-75	650
	ACERO 9% NIQUEL	ASTM A 522, tipo I	FORJADA	-320	650

CONTINUACION LISTA DE MATERIALES

IMPULSOR (fundido)	ALUMINIO FUNDIDO	ASTM B 26, aleación C-355	FUNDIDO	-320	300
	ACERO INOXIDABLE	Armco 15-5 PH; 17-4 PH	FUNDIDO	-100	650
	ACERO	ASTM A 148	FUNDIDO	-20	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 296 ó A 351 Grados: CA 15, CA 6 NM	FUNDIDO	-50	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 296 ó A 351 Grados: CF 3, CF3M, CF8, CF8M	FUNDIDO	-320	650
	TITANIO	ASTM B 367, Grado C3, C4	FUNDIDO	-50	300
IMPULSOR (fabricado) Cubiertas y cuerpo	ACERO	AISI 4130 - 4145	FORJADO	-20	750
	ACERO	AISI 4320 - 4345	FORJADO	-175	750
	ACERO	AISI 3140	FORJADO	-50	750
	ACERO	ASTM A 543	PLACA	-175	750
	ACERO INOXIDABLE	AISI tipo 403 ó 410	FORJADO	-20	650
	ACERO INOXIDABLE	Armco 17-4 PH ó 15-5 PH	FORJADO	-100	650
	MONEL K 500	AMS = 4676	FORJADO	-175	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 473 tipos: 304, 304L, 316 y 316 L	FORJADO	-320	650
	ACERO 8% NIQUEL	ASTM A 522, tipo II	FORJADO	-275	650
	ACERO 9% NIQUEL	ASTM A 522, tipo I	FORJADO	-320	650
IMPULSOR hojas	ACERO	AISI 4130- 4140	PLACA	-20	750
	ACERO	AISI 4320- 4340	PLACA	-175	750
	ACERO	AISI 3140	PLACA	-50	750

CONTINUACION LISTA DE MATERIALES

LABERINTOS Inter-etapas del impulsor, sello de la flecha y pis- tón de balan- ceo.	ACERO 9% NIQUEL	ASTM A 353 ó ASTM 553 tipo I	PLACA	-320	650
	ACERO INOXIDABLE	AISI tipo 403 ó 410	PLACA	-20	650
	ACERO INOXIDABLE	Armco 17-4 PH ó 15-5 PH	PLACA	-100	650
	MONEL ALEACION 400 ó K 500	ASTM B 127 MIL-N-17506 ó QQ-N-286	PLACA	-175	650
	ACERO INOXIDABLE	ASTM A 240 tipo 304, 304 L, 316, 316 L	PLACA	-320	650
	ALUMINIO	ASTM B 26, aleaciones 443, 355, 850, A 850, B 850	FUNDIDO	-320	600
	BABBIT	ASTM B 23	FUNDIDO	-320	350
	ACERO INOXIDABLE	AISI tipo 403, 410, 416, 303, 304, 316, Carpenter 20	FORJADO	-320	650
	ACERO INOXIDABLE "Apanalado"	_____	FABRICADO	-320	650
	MONEL ALEACION 400	ASTM B 174, clase A	FORJADO	-175	620
	TETRAFLUOROETILENO No metálico (TFE)	_____	MOLDEADO	-320	500
	CARBON NO METALICO (Recubierto de teflón)	_____	MOLDEADO	-20	500
	MICA NO-METALICA (recubierta de teflón)	_____	MOLDEADO	-65	500
PLOMO	ASTM B 29	FUNDIDO	-150	400	

CONTINUACION LISTA DE MATERIALES

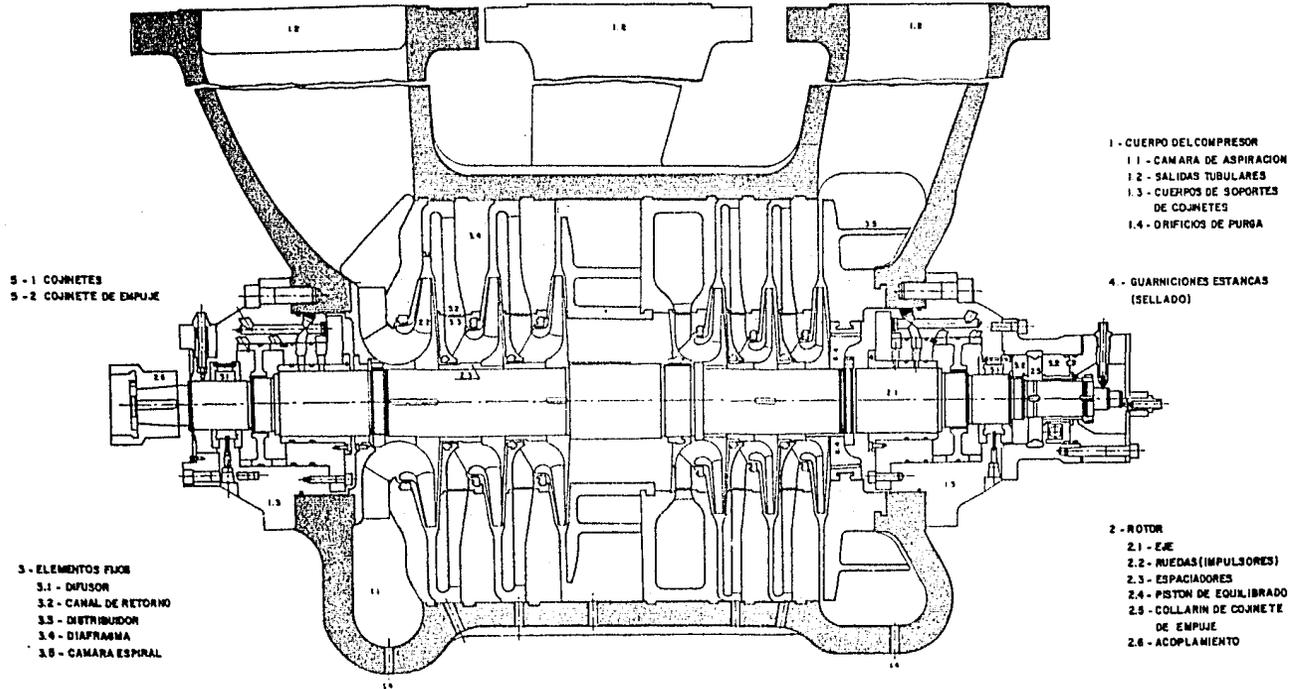
PISTON DE BALANCEO	ACERO	AISI 1030-1045	FORJADO	-20	750
	ACERO	AISI 4130-4150	FORJADO	-20	750
	ACERO	AISI 4330-4345	FORJADO	-175	750
	ACERO	AISI 2330	FORJADO	-150	750
	ACERO INOXIDABLE	AISI tipo 403 ó 410	FORJADO	-20	650
	ACERO INOXIDABLE	Armco 17-4 PH ó 15-5 PH	FORJADO	-100	650
	MONEL K 500	AMS-4676	FORJADO	-175	650
	ACERO 9% NIQUEL	ASTM A 522, tipo I	FORJADO	-320	650
CAMISA DE LA FLECHA	ACERO	AISI 4130-4150	FORJADO	-50	650
	ACERO	AISI 4320-4345	FORJADO	-175	750
	ACERO INOXIDABLE	AISI tipo 403 ó 410	FORJADO	-1001	750
	ACERO	ASTM 470 clase 7	FORJADO	-175	750
	ACERO INOXIDABLE	Armco 17-4 PH	FORJADO	-100	650
	MONEL ALEACION 400 ó K 500	ASTM B 164, clase A AMS-4676	FORJADO	-175	650
	ACERO 9% NIQUEL	ASTM A 522, tipo I	FORJADO	-320	650
	HASTELLOY C	ASTM A 494, aleación CW-12M-1	FUNDIDO	-175	650
HASTELLOY C 276	ASTM B 574, aleación N10276	FORJADO	-175	650	

* REFERENCIA: API 617, 4^a edición, noviembre 1979.

C A P I T U L O V

COMPONENTES BASICOS DEL COMPRESOR CENTRIFUGO

PARTES BASICAS DE COMPRESORES CENTRIFUGOS



5 - 1 COJINETES
5 - 2 COJINETE DE EMPUJE

3 - ELEMENTOS FLUJO
3.1 - DIFUSOR
3.2 - CANAL DE RETORNO
3.3 - DISTRIBUIDOR
3.4 - DIAFRAGMA
3.6 - CAMARA ESPIRAL

1 - CUERPO DEL COMPRESOR
1.1 - CAMARA DE ASPIRACION
1.2 - SALIDAS TUBULARES
1.3 - CUEPOS DE SOPORTES DE COJINETES
1.4 - DRIFICIOS DE PURGA

4 - GUARNICIONES ESTANCAS (SELLADO)

2 - ROTOR
2.1 - EJE
2.2 - RUEDAS (IMPULSORES)
2.3 - ESPACIADORES
2.4 - PISTON DE EQUILIBRADO
2.5 - COLLARIN DE COJINETE DE EMPUJE
2.6 - ACDPLMIENTO

FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	GLORIA E. PEREZ C.
PARTES BASICAS DE COMPRESORES CENTRIFUGOS	

Los compresores centrífugos están formados principalmente de las siguientes partes:

- 1.- CARCASA.
- 2.- ROTOR.
- 3.- FLECHA.
- 4.- IMPULSOR
- 5.- DIAFRAGMA.
- 6.- SELLOS
- 7.- RODAMIENTOS.
- 8.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.
- 9.- SISTEMA DE LUBRICACION.

En el presente capítulo se hará una descripción de cada una de estas partes, así como una breve mención de su funcionamiento.

1.- Carcasa.- Es el elemento estacionario y envolvente exterior que retiene la presión y encierra al rotor y a los componentes internos asociados. Esta incluye boquillas para las conexiones de succión y descarga del gas, las cuales pueden estar situadas arriba, abajo o en posición horizontal.

Tipos: Las carcasas se diseñan principalmente en tres tipos, los cuales se diferencian en la forma de su partición, y son:

- a) Carcasa con partición horizontal

- b) Carcasa con partición vertical
- c) Carcasa seccionada.

- a) La carcasa con partición horizontal se prefiere para grandes unidades, ya sean de multietapas o de simple etapa, pero con ciertas limitaciones de presión.

La carcasa es partida en el centro de la línea horizontal, las mitades, superior e inferior se unen por medio de tornillos. El interior, incluyendo la flecha, impulsores, rodamientos y sellos, son facilmente accesibles para inspección y reparación, al quitar la parte superior.

Este tipo de carcasa se recomienda para compresores que manejan gastos entre 200,000- 650,000CFM y una presión de descarga entre 15 - 1,000 PSIG.

- b) Las carcasas con partición vertical se emplea en compresores que manejan media y alta presión, donde las particiones horizontales son inadecuadas.

La capacidad de este tipo de carcasa está entre 20,000 a 250,000 CFM y la presión de descarga entre 30 y 5,500 PSIG.

- c) Las carcasas seccionadas son generalmente unidades pequeñas, las cuales están formadas por secciones similares, ensambladas; el número de éstas dependerá del número de etapas requeridas.

Estas carcasas son simples y requieren poca supervisión y mantenimiento. Su capacidad de operación aproximada es de 20,000 PCM y una presión de descarga de 10 PSIG.

- 2.- Rotor.- Es el elemento giratorio, compuesto de la flecha e impulsor(es). Puede incluir camisa de flecha, partes del sello y collarín.

El ensamble del rotor es relativamente simple para diseños de simple etapa. Una unidad de multiepetas es un poco más compleja.

Los impulsores son: o montados en caliente sobre la flecha (los impulsores mas pequeños solamente) o prensados sobre los anillos sopor tes, de metal especial que permite desensamblarlos sin peligro de dañar la flecha.

Los impulsores están espaciados por las camisas de la flecha que además sirve para proteger la flecha de la corrosión, erosión o desgaste mecánico.

3.- Flecha,- Es el elemento giratorio sobre el cual van montadas - las partes giratorias (que forman el rotor) y a través del cual se transmite la energía directamente del accionador.

Existen dos tipos de flechas:

- a) Flecha rígida (stiff)
- b) Flecha flexible

Las flechas rígidas siempre operan abajo de la velocidad crítica mas baja (la mayoría de los compresores centrífugos no pueden hacer esto si tienen flechas flexibles) y están diseñadas para man tener la velocidad de operación normal, lejos de cualquier velo cidad crítica predecible.

Los compresores con flechas flexibles, pueden operar a través de una o mas de las velocidades críticas mas bajas, durante el arran que y paro del compresor. Debe tenerse cuidado de que estos pe-- ríodos sean lo mas cortos posible.

4.- Impulsores.- Es la parte del elemento rotante que imparte un mo mentum al gas, por fuerzas aerodinámicas.

El compresor centrífugo tiene impulsores usualmente entre dos ani llos de refuerzo. En éste, el gas es forzado a pasar a través del

impulsor por la acción mecánica de la rapidéz de rotación de impulsor. La velocidad generada se convierte en presión, parcialmente en el impulsor (la cantidad depende del diseño) y parcialmente en los difusores estacionarios colocados en seguida del impulsor.

Los impulsores se clasifican en tres tipos:

- a) Impulsores abiertos.
- b) Impulsores cerrados
- c) Impulsores semicerrados.

Los impulsores abiertos están formados unicamente por álabes, los semicerrados consisten de un disco del cual se realzan los álabes y los cerrados son formados por álabes que se encuentran entre un disco y una cubierta.

El impulsor cerrado convencional se usará para desarrollar cabezas adiabáticas de alrededor de $10,000 \frac{ft - lb}{lb}$

El impulsor abierto desarrollará mas cabeza para el mismo diámetro y velocidad. Variaciones de este tipo (impulsor semicerrado) desarrollará hasta $20,000 \frac{ft - lb}{lb}$ de cabeza.

5.- Diafragma.- El difusor y el canal de retorno están combinadas en una pieza única, denominada diafragma, el cual es un elemento estacionario que se localiza entre cada fase de compresión en un compresor centrífugo de multietapas.

Los diafragmas forman las paredes del difusor (en el cual, la energía de velocidad impartida al gas por el impulsor, es convertida a presión estática) y del canal de retorno, el cual guía al gas, de la descarga de un impulsor a la succión del siguiente.

En general, los difusores no llevan álabes, salvo en el caso de flujo reducido, en cuyo caso es preciso reducir el camino recorrido por las venas gaseosas, con objeto de mejorar el rendimiento.

El canal de retorno lleva siempre álabes para dirigir el gas, y el diafragma como tal, soporta la presión diferencial reinante entre dos fases de compresión.

Existen dos tipos de diafragmas:

- a) Diafragma sin enfriamiento
- b) Diafragma con enfriamiento.

a) Diafragma sin enfriamiento.- Estos son los de un compresor común, sin ningún tipo de enfriamiento, ya que no es requerido por

las condiciones del gas de proceso.

- b) Diafragmas enfriados por líquidos.- El líquido se emplea para enfriar las superficies de los pasajes del metal y por lo tanto. reducir la temperatura del gas conforme pasa a través de la máquina. Estos se utilizan generalmente en operaciones de alta presión o alto grado de compresión, para gases peligrosos o materiales sensibles a la temperatura.

- 6.- Sellos.- Los sellos son dispositivos usados entre la parte estacionaria (diafragmas) y rotatoria (flecha), para minimizar las fugas de gas entre áreas de presiones desiguales.

El tipo de sello de mayor uso es el de laberinto, ya que con un diseño apropiado pueden sellar efectivamente la presión entre los impulsores o entre dos etapas de compresión, la efectividad del sello de laberinto depende del número de dientes, diámetro del anillo de empaque, claro y presión que deberá sellarse.

Los tipos de sellos usados para compresores centrífugos son los indicados en la siguiente tabla. Se indican también los tres tipos de laberintos existentes, así como la aplicación para cada uno.

SELLO

A P L I C A C I O N

Película de líquido	Alta presión Altas velocidades
Mecánica (contacto húmedo)	Alta presión Altas velocidades.
Anillo de carbón y anillo restrictivo	Media presión Alta temperatura (700 °F)
Laberinto en zig-zag y laberinto escalonado	Media presión Temperatura moderada
Laberinto en línea recta	Baja presión Temperatura moderada

- 7.- Rodamientos o Cojinetes.- Los rodamientos (baleros) de la flecha. son partes estacionarias lubricadas, las cuales están localizadas radialmente a la flecha y le sirven de soporte.

Dado que los compresores son accionados con suma frecuencia por máquinas de velocidad variable, los cojinetes son del tipo de patines oscilantes, con objeto de conseguir la mayor estabilidad posible.

Efectivamente, éste tipo de cojinetes, elimina la falta de estabilidad debida a la película de aceite, que se destaca por una fuerte vibración del eje a una frecuencia del orden de la mitad de la velocidad de rotación.

Cojitenes (o Rodamientos) de empuje: todos los compresores están dotados de cojinetes de empuje, los cuales deben ser capaces de soportar una posible inversión del esfuerzo axial residual existente en el rotor y de absorber los empujes anormales que pueden desarrollarse accidentalmente, por la vibración del compresor (surge) o del deterioro de los laberintos. Los patines del cojinete de empuje van dispuestos en una corona de nivelación que permite una distribución uniforme del empuje axial.

En la mayoría de los compresores, los cojinetes de empuje se localizan en el exterior de la carcasa, ya que así son más accesibles y previenen la fuga del aceite lubricante hacia la corriente de gas, o la contaminación del aceite por el gas.

8.- Sistemas de lubricación y de sellado.

La mayoría de los compresores más grandes, ya sea que tengan carcasa con partición horizontal o vertical; requieren sistemas especiales para suministro y acondicionamiento de fluidos lubricantes y de sello. Las unidades más pequeñas generalmente no requieren de estos sistemas. Un sistema de lubricación debe ser diseñado para suministrar aceite positivamente, a todos los puntos de los rodamientos antes de que la máquina arranque y hasta después de que ha parado. Esto debe hacerse sin la más ligera interrupción. El aceite debe ser limpio, frío, bajo condiciones de presión apropiadas, y en cantidades apropiadas. Las partes lubricadas por el sistema incluyen: chumaceras, cojinetes de empuje

engranes, acoplamientos, y sellos de flecha tipo-aciete (si se usan) y, en muchos casos, las chumaceras y los cojinetes de empuke del accionador. El aceite también podría ser usado para proporcionar potencia a varios controles del compresor y del accionador.

El sistema usual consistiría de una bomba de aceite principal y una - bomba de aceite auxiliar, filtros de aceite gemelos, enfriadores de aceite, una reserva de aceite y los controles necesarios. Las bombas (principal y auxiliar) pueden ser accionadas por motor o por turbina, a menudo, una de cada una. La bomba auxiliar se acciona cuando la presión del aceite baja hasta un valor predeterminado(*). Un calentador de aceite de reserva se proporciona cuando la temperatura ambiente es baja.

Cuando se requiere un fluido de sello, este puede ser suministrado - por un sistema de aceite amplificado, pero también puede ser separado. Este también es un servicio que no debe ser interrumpido mientras el compresor esta en operación.

(*) La bomba de aceite auxiliar accionada separadamente, es necesaria para mantener la presión de aceite en caso de falla de la - bomba principal. La mayoría de las bombas principales son accionadas se paradamente para proporcionar presión de aceite sin importar la velocidad del compresor durante las operaciones de --- arranque y paro. En el caso (ocasional) de que la bomba principal este conectada (embragada) al compresor, la bomba auxiliar -

se accionara durante el arranque y paro del compresor.

9.- Enfriamiento Inter-Etapas.

El enfriamiento del gas durante la compresión reduce la potencia requerida, al bajar la temperatura promedio, incrementando la densidad promedio, y disminuyendo la cabeza politropica requerida para una presión de descarga dada. El ahorro de potencia puede o no, ser el principal objetivo del enfriamiento.

Las limitaciones del proceso sobre la temperatura de descarga o el costo de la economía de la maquina puede ser un factor. Comparado con los compresores no enfriados, el enfriamiento permite una reducción en la velocidad y/o el número de etapas .

El enfriamiento puede, a veces, hacer posible el uso de materiales menos caros.

El gas puede ser enfriado dentro de la carcasa o en intercambiadores de calor externos.

El enfriamiento dentro de la carcasa puede hacerse por dos formas:

- a) Por diafragmas enfriados por agua entre las etapas sucesiva.
- b) Inyección directa de líquido dentro del gas.

Los intercambiadores de calor externos (interenfriadores) usualmente se montan separadamente. El gas es conducido fuera de la máquina después de una o más etapas de compresión, después es enfriado y se regresa a la próxima etapa o serie de etapas para continuar la compresión. Cuando existen dos o más máquinas en serie, las unidades individuales pueden o no, tener interenfriadores. Normalmente se usa un interenfriador entre las carcassas. Un enfriador externo puede preenfriar el gas antes de la primera etapa, para aventajar en algunos casos.

El enfriamiento por medio de inyección de líquido, involucra cantidades esparcidas controladas, de un líquido apropiado, en el canal de retorno del diafragma, donde el líquido se evapora, reduciendo la temperatura del gas a la próxima etapa. El líquido usado dependerá del gas que se maneje - en el caso de refrigerantes, el mismo refrigerante podría ser usado. El agua se usa a menudo, donde un incremento en el contenido de vapor puede ser tolerada y no crea condiciones corrosivas.

Los requerimientos de control de la inyección es un problema, ya que la carcasa debe estar provista de un drenaje. La inyección demasiado pequeña, no proporcionara el suficiente enfriamiento, y demasiado grande, permitira el arrastre del líquido dentro del siguiente impulsor, - con posibles problemas de erosión. Los materiales usados deben ser compatibles con el gas y con el líquido inyectado.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS DEL CAPITULO V.

- 1.- Compressed Air and Gas Data
Libro Publicado por Ingersoll-Rand Co.
New Jersey - 1980

- 2.- Compresores Centrífugos.
Catálogo editado en Español por el Depto. de
Compresores y Turbinas Industriales-División Energía.
Creusot-Loire.
París.

CAPITULO VI
ACCIONADORES

1 GENERALIDADES

Función de un accionador.-

El accionador acoplado al compresor, ya sea directamente o a través de un motorreductor (reductor de velocidad), tiene como objeto, llevar al compresor desde su estado estático o de reposo, hasta su velocidad máxima de operación y mantener ésta bajo cualquier condición de diseño (de capacidad y potencia).

Los factores que deben considerarse para la selección de un accionador son los siguientes:

- I Par de arranque disponible y requerido.
- II Aceleración requerida.
- III Variaciones de voltaje promedio.
- IV Límites de vibración tanto axial como radial.
- V Requerimientos de potencia en función de las variaciones del medio ambiente.
- VI Requerimientos de potencia en función de las variaciones de presión en la succión y en la descarga del compresor.
- VII Costos y disponibilidad de energía.
- VIII Disponibilidad de espacio.
- IX Tipo de anclaje requerido por el sistema (debido a la vibración).
- X Costos relativos de inversión
- XI Contaminación.

Independientemente del tipo de accionador que se elija, lo mas recomendable para el usuario, es que un solo proveedor suministre el conjunto compresor-accionador, ya que así -- existirá un solo responsable para cualquier decisión o cam bio en la ingeniería del sistema.

2 TIPOS DE ACCIONADORES

Los accionadores que pueden adaptarse a los compresores -- centrífugos son los siguientes:

- a) Motor eléctrico de inducción
- b) Motor eléctrico síncrono
- c) Turbina de vapor
- d) Turbina de gas
- e) Motor de combustión interna (gas, diesel o dual).

Los cuales pueden acoplarse directamente al compresor o -- por medio de un reductor de velocidad.

Las principales características de los accionadores antes mencionados son las siguientes:

ACCIONADOR	INTERVALO DE POTENCIA (HP)	VELOCIDAD RPM @ 60Hz	VARIACION DE VELOCIDAD	RANGO DE EFICIENCIA
Motor eléctrico de inducción	1-15000	3600/N N=1-8 *	Velocidad constante	10 HP-83% 100 HP-91% 1000 HP-94%
Motor eléctrico síncrono	100-20,000	3600/N N=2-20 *	Velocidad constante	93-97%

Turbina de vapor	Hasta 50,000	1800 a 34,000	de 100% hasta 25%	35% a 82%
Turbina de gas	De 3000 HP 10,000 RPM hasta 50,000 HP 3000 RPM (1000 ft de altitud y 80°F)		De 100% hasta 55%	De 16 a 25% de eficiencia ter-mica total para un ciclo abierto simple. De 27 a 30% con regeneración.
Motor Diesel	De 100 HP 600 RPM hasta aprox. 1300 HP a RPM mas bajas.		De 100% hasta 60%	Hasta 40% de -- eficiencia ter-mica total.

* N=número de pares de polos.

a) Motor eléctrico de inducción.

El más común de estos motores es el tipo jaula de ardilla, el cual se usa para potencias hasta de 200 H.P. Para potencias mayores. (arriba de 1000 ó 1250 H.P.) es menos económico y su compra debe hacerse sobre pedido y especificación. Estos motores son sencillos, resistentes y confiables, tienen una eficiencia razonable y un alto índice de operatibilidad, pero su factor de potencia es bajo, sobre todo en tamaños grandes; además, la energía perdida en forma de calor es alta.

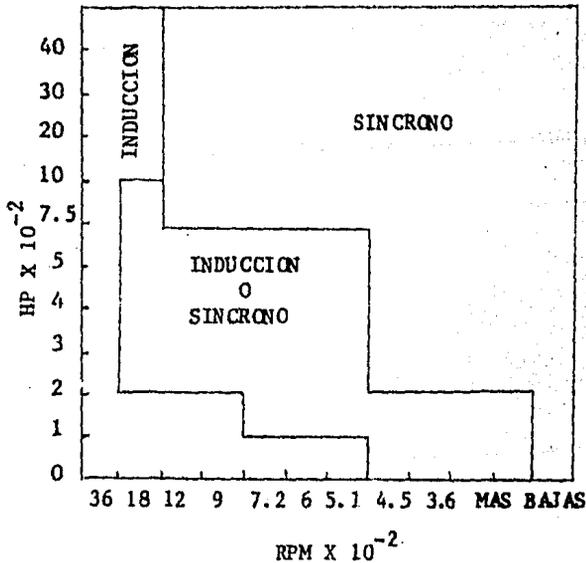
b) Motor eléctrico síncrono.

Estos motores son de velocidad fija y se consideran menos

confiables que los motores de inducción, ya que se requiere de un sistema de excitación complicado, el cual debe tener control automático.

Las ventajas de estos motores son: Que tienen relativamente pocas pérdidas de energía en forma de calor, y su selección a veces obedece a su alto factor de potencia.

La siguiente figura muestra cuando conviene seleccionar un motor de inducción y cuando uno síncrono (sin considerar el tipo de compresor ni el tipo de acoplamiento).



Ref. : "Compressed Air and Gas Data"
Ingersoll-Rand Co. 1980.

c) Turbinas de vapor,

Este tipo de accionadores son muy versátiles y adaptables a cualquier tipo de compresor, debido a su amplio rango de variación de velocidad.

Las turbinas de vapor pueden conectarse directamente a los compresores centrífugos, para suministrar cualquier potencia requerida, ya que pueden ajustarse a la velocidad del compresor. De hecho, es muy común el uso del acoplamiento directo.

Existen turbinas (comerciales) hasta de 35,000 R.P.M., pero hay que tener en cuenta que la potencia disponible disminuye cuando se incrementa la velocidad. También las condiciones del vapor juegan un papel importante en la relación potencia velocidad.

En algunos casos será necesario utilizar un reductor de velocidad para acoplar a la turbina, como en el caso de compresores centrífugos de velocidad muy alta, los cuales se quieren adaptar a turbinas comercialmente disponibles de velocidades más bajas.

En el mercado existen reductores de velocidad desde un cambio sencillo hasta de 10 a 1. También se pueden utilizar

trenes de doble reductor, con lo cual se obtienen relaciones más altas.

Existen diferentes tipos de turbinas de vapor, de donde se puede seleccionar la más adecuada de acuerdo a las necesidades del proceso, por ejemplo, cuando el vapor de salida (escape) de la turbina se quiere utilizar en el sistema de vapor de la planta, se deberá usar una turbina de contrapresión. Donde se desee aprovechar toda la energía del vapor, se podrá utilizar una turbina de condensación de multi etapas. En los casos en que se disponga de vapor de baja presión, en forma continua o intermitente, el cual quiera adicionarse al vapor de alta presión, deberá seleccionarse una turbina de presión mixta. también existe la turbina de extracción automática, que está diseñada para poder extraer cantidades variables de vapor de baja, para utilizar en el proceso u otro equipo.

Condiciones del vapor.-

Las condiciones del vapor de entrada a la turbina, pueden ser de hasta 1415 PSIG y 1000 °F y la contrapresión puede ser de 300 PSIG o mayores.

Los límites de operación comerciales en turbinas de una sola etapa, para potencias hasta de 5000 HP, son: Vapor de 600 PSIG y/o 750 °F. Los costos se incrementarán notablemente cuando se usen presiones y temperaturas mayores, ya que los

materiales tendrán que ser mas resistentes.

En turbinas de multietapas, la mayor eficiencia (para cualquier potencia) se obtiene utilizando vapor de 600 PSIG y 825 °F, pero el incremento en costo no es tan severo, para condiciones mas -- altas, como en las turbinas de una sola etapa.

d) Turbinas de gas.

Aun cuando la turbina de gas es un accionador relativamente nuevo en la industria, se ha utilizado para compresores, en gran -- cantidad de aplicaciones, pero se recomienda sobre todo para -- accionar ciertos tipos de compresores de alta velocidad.

Funcionamiento.- Las turbinas de gas de ciclo abierto son las unicas que pueden usarse para accionar compresores. Este ciclo es de un solo paso, y opera de la siguiente manera: La turbina normalmente va equipada con un compresor auxiliar (generalmente de tipo axial) el cual comprime aire y lo envía a una cámara de combustión donde tambien se admite combustible y se efectúa la combustión. La mezcla resultante de aire-gas a alta temperatura fluyen a traves de una turbina de expansión. Una parte de -- la potencia generada se utiliza para accionar el compresor auxiliar, otra parte, para alimentar un pequeño generador, que tambien forma parte del equipo, el cual se utiliza para suministrar energía eléctrica al sistema, por ejemplo, al tablero, iluminacion, etcétera. El resto de la potencia, que es la mayor parte, --

es energía disponible.

Características.- Las turbinas de gas son esencialmente, unidades de velocidad constante, y su eficiencia disminuye considerablemente cuando se reduce la velocidad.

Las turbinas de una sola flecha, tienen un rango de variación de velocidad de aproximadamente 10%. Cuando se utilizan para accionar un compresor centrífugo, este rango generalmente será suficiente; pero cuando se requieren variaciones de velocidad mayores, se puede utilizar un arreglo con dos flechas.

e) Motores de combustión interna.

Los motores de combustión interna, principalmente los que usan gas como combustible, son accionadores muy comunes, principalmente en las plantas para almacenamiento de gas, plantas estabilizadoras de gasolina natural, en plantas de L P G y en estaciones de recompresión.

Los motores diesel, generalmente no se usan para trabajos pesados, ya que su rango comercial de potencia es de 200 a 1300 B H P. Para potencias mayores se utiliza el motor de gas o el dual, que puede usar tanto diesel como gas combustible o bien ambos.

Las ventajas de los motores de combustión interna, son las si
guientes:

- 1.- Combustible relativamente barato
- 2.- La eficiencia debida al factor de carga y/o suministro li
mitado de combustible, no se puede obtener con otro tipo
de accionador.
- 3.- No tienen el problema por limitaciones de las fuentes de
energía eléctrica.
- 4.- Existe disponibilidad de mantenimiento y operación en es-
te tipo de motores.

Características.- Normalmente, el tipo de acoplamiento a com-
presores centrífugos es por medio de reductor de velocidad.

El combustible mas usado para los motores de gas o tipo dual,
es el gas natural, aunque también se puede usar LPG. General
mente estos accionadores estan disponibles en potencias de .
120 a 6000 HP.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1.- Compressed Air and Gas Data
Libro publicado por Ingersoll-Rand Co.
New Jersey - 1980.
- 2.- Ludwig, Ernest E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants. Vol. 3 (Cap. 12)
Gulf Publishing Co..
Houston, Texas - 1965.

CAPITULO VII
CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Frecuentemente para estudios de proceso, evaluaciones económicas e ingeniería de plantas, se requiere de métodos rápidos y seguros para determinar la potencia de compresores, la mayoría de ellos centrífugos. Tales estimaciones no necesitan ser de extrema exactitud cuando los compresores son de baja o mediana capacidad, ya que para éstos, los fabricantes tienen tamaños estandar y generalmente tendremos que ajustarnos a lo existente. Cuando se desee un compresor de alta capacidad (al rededor de dos o tres millones de pies cúbicos por día), normalmente el diseño deberá ser específico.

En este trabajo se han considerado tres procedimientos de cálculo, pero no son los únicos; existen otros métodos que no son del alcance de ésta Tesis por salirse de su objetivo principal: proporcionar procedimientos prácticos y sencillos para conocer la potencia de compresores centrífugos.

Los métodos de cálculo no incluídos en este trabajo son los siguientes: el método de "Propiedades Residuales" y el método de "Balance de Entropía".

El primero se puede utilizar tanto para componentes puros como para mezclas, pero su inconveniente es que requiere de un proceso itera-

tivo para su resolución, por lo que se precisa de un programa y solución por computadora.

El método de "Balance de Entropía" se puede utilizar solo en los casos en que se conozcan los valores de las constantes de la ecuación de estado (que se vaya a utilizar), de los componentes de la mezcla o del gas puro que se desee comprimir. La precisión de este método es buena, pero debe realizarse por medio de un programa de computadora, ya que también es iterativo, y su inconveniente principal es que a veces es difícil hacer converger el programa, por lo cual se deben utilizar métodos especiales de convergencia, lo que en ocasiones resulta bastante laborioso y se requiere mucho tiempo de máquina y por lo tanto puede salir mas costoso.

En general, con los métodos proporcionados en esta Tesis, se puede prescindir de otros mas complicados y exactos, teniendo la seguridad de obtener resultados confiables para el adecuado estudio del compresor en cuestión; pero cuando se disponga de herramientas mas sofisticadas, como computadoras y simuladores de proceso, convendrá utilizar los métodos no incluidos en este trabajo.

Además de los procedimientos de cálculo mencionados, también se describen las partes del compresor centrífugo y su funcionamiento, para tener una visión mas amplia de esta equipo; aunque normalmente, el diseño mecánico del compresor no será de nuestra competencia.

Lo que sí es importante saber acerca del diseño mecánico, será la selección del tipo de impulsor, definición del número de etapas y tipo de accionador idóneo para cada caso particular; esto último, porque comunmente se adquiere el equipo conjuntamente con su accionador.

Finalmente agregaré que los requerimientos para la debida comprensión y utilización de esta tesis, son: aplicar los conocimientos generales de termodinámica (referentes a los fenómenos de compresión - de gases), de flujo de fluidos, de transferencia de calor y de diseño de equipo.

CAPITULO VIII

BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A.

- 1.- Ludwig, Ernest E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants. Vol. 3 (cap. 12)
- 2.- Perry, R. H. y Gilton, C. H.
Chemical Engineer's Handbook (cap. 6)
Mc. Graw-Hill
New York - 1973.
- 3.- Faires, Virgil M.
Termodinámica (cap. 5 y 9)
U.T.E.H.A.
México - 1973.
- 4.- Mc. Cabe, W. L. y Smith, J. C.
Operaciones Básicas de Ingeniería Química (cap. 8)
3ª edición en Español.
Reverte
Barcelona - 1975.
- 5.- Compressed Air and Gas Data.
Libro publicado por Ingersoll-Rand Co.
New Jersey - 1980.
- 6.- Quick Selection Methods for Elliot Multistage Compressors
Boletín P-255
Publicado por Carrier Co. Division Elliot Company.
1975.
- 7.- Compressor Handbook.
Resumen de artículos de la revista técnica
"Hydrocarbon Processing"
Gulf Publishing Co.
1969.
- 8.- Neerken, Richard F.
Compressor Selection.
Chemical Engineering.
Enero, 1975.

- 9.- Compresores Centrífugos.
Catálogo editado en Español por el Depto. de
Compresores y Turbinas Industriales- División
Energía Creusot - Loire.
París.
- 10.- Basic Compressor and Turbine Symposium.
Presentado por Elizondo, S.A. en cooperación con
Carrier International Limited para el Instituto
Mexicano del Petróleo.
México - 1967.
- 11.- Centrifugal Compressor - Technical Information.
Resumen de Conferencias impartidas por
Cooper Energy Services, Div. Cooper Rolls.
En el Instituto Mexicano del Petróleo.
México - 1980.
- 12.- Natural Gas Processors Suppliers Association (NGPSA)
Engineering Data Book.
9ª Edición, 1972, 3ª revisión, 1977.
- 13.- Scheel, Lyman F.
Gas Machinery
Gulf Publishing Co.
Houston, Texas.