



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE QUIMICA

Sistemas de Compresión

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de:

INGENIERO QUIMICO

Presenta:

Ricardo Ramírez Cruz



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.

A MI PADRE:

Sr. Ricardo Ramírez H.

A quien debo mi formación como
hombre y como profesionista.

A MI MADRE:

Sra. Esther Cruz de R.

Por su amor y comprensión.

A MIS ABUELOS Y HERMANOS :

Por el gran cariño que nos
une.

JURADO

Presidente: Prof. Pablo Barroeta González.
Vocal : Prof. Guillermo Alcayde Lacorte.
Secretario: Prof. Enrique Bravo Medina.
1er. Suplente : Prof. Claudio A. Aguilar Martínez.
2o. Suplente : Prof. Ramón Arnaud Huerta.

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA

Bufete de Ingeniería Civil y Química, S. A. y
Facultad de Química.

SUSTENTANTE

Ricardo Ramírez Cruz.

ASESOR DEL TEMA

Ingeniero Enrique Bravo Medina.

I N D I C E .

	<u>Pag.</u>
Objetivo.....	I
Introducción	II
 <u>Capítulo I</u>	
I.- 1 Métodos y ecuaciones usadas para el cálculo del comportamiento y propiedades termodinámicas, (Gases).....	1
I.- 2 Mezclas gaseosas (comportamiento ideal).....	3
I.- 3 Conceptos fundamentales de termodinámica.....	3
I.- 4 Leyes fundamentales de la termodinámica.....	5
I.- 5 Gases reales.....	9
I.- 5.1. Datos experimentales reales.....	9
I.- 5.2. Propiedades calculadas.....	10
I.- 5.3. Ecuaciones de estado.....	10
I.- 5.4. Factores de compresibilidad.....	11
I.- 5.5. Mezclas gaseosas.....	14
I.- 6. Fuentes de información u obtención de datos físicos y químicos.....	14
I.- 7. Conceptos fundamentales usados en la teoría de compresión de gases.....	16
I.- 8. Compresores.- Aplicaciones mas frecuentes, compresión de aire.....	24
I.- 9. Compresión de aire.....	25
I.- 9.1. Aire seco y húmedo propiedades.....	27
 <u>Capítulo II</u>	
II.- 1 Compresores clasificación.....	34

II.- 2	Rangos de operación y consideraciones generales en la selección del compresor mas adecuado.....	36
II.- 3	Selección del compresor mas adecuado.....	39
II.- 3.1.	Compresores centrifugos.....	40
II.-3.2.	Compresores de flujo axial.....	43
II.- 3.3.	Compresores de desplazamiento positivo.....	43
II.- 3.3.1.	Compresores reciprocantes.....	43
II.- 3.3.2.	Compresores rotatorios.....	46
II.- 4	Control e Instrumentación.....	46
II.- 4.1.	Control.- Compresores centrifugos.....	46
II.- 4.2.	Control.- Compresores reciprocantes.....	52

Capítulo III

III.- 1.	Comportamiento operacional por cambios en las variables de proceso de los compresores mas frecuentemente usados en la Industria.....	59
III.- 1.1.	Compresores centrifugos.....	61
III.- 1.2.	Compresores reciprocantes.....	69
III.- 2.	Consideraciones e integración mecánica de los compresores mas frecuentemente usados en la Industria.....	82
III.- 2.1.	Compresores centrifugos.....	82
III.- 2.2.	Compresores reciprocantes.....	90

Capítulo IV

IV.- 1.	Termodinámica de la compresión de un gas.....	99
IV.- 2.	Compresión comportamiento ideal.....	103
IV.- 3.	Compresión de gases reales.....	108

	Pag.
IV.- 3.1. Métodos existentes para el cálculo de potencia de compresión.....	108
IV.- 3.1.1. Trayectoria real usada en la compresión de gases.....	109
IV.- 3.1.2. Compresión por etapas.....	109
IV.- 3.1.3. Método 1 Cálculo con ecuaciones analíticas.....	115
IV.- 3.1.4. Caso isotérmico.....	115
IV.- 3.1.5. Caso adiabático.....	117
IV.- 3.1.6. Método 2 Cálculo con un diagrama Molliere.....	119
IV.- 3.1.7. Caso isotérmico.....	119
IV.- 3.1.8. Caso adiabático.....	120
IV.- 3.1.9. Método 3 Cálculo por integración etapa por etapa....	123

Capítulo V

V.- 1. Factores económicos determinantes en la selección de compresores.....	133
V.- 1.1. Procedimiento de adquisición tradicional.....	133
V.- 2. Factor económico: Inversión inicial.....	134
V.- 3. Factor económico: Costos de operación.....	135
V.- 4. Factor económico: Mantenimiento.....	136
V.- 5. Factor económico: Costos estimados.....	136
V.- 6. Factor económico: Condiciones de pago y tiempo de entrega.....	137
Conclusiones.....	139
Bibliografía.....	141

OBJETIVO.-

El objetivo de este trabajo, es presentar una imagen de todos aquellos puntos que a mi juicio y en base primordial a la experiencia adquirida en el campo del diseño de plantas de proceso químico son vitales en la selección, dimensionamiento y adquisición de sistemas de compresión de gases, entendiéndose por sistema de compresión al constituido por el conjunto compresor-accionamiento-instrumentación.

Entre otros aspectos, se pretende analizar todos aquellos factores con los cuales en principio se deberá contar como antecedente en el proceso de adquisición antes mencionado, dicho de otra forma el conjunto de datos que constituyen la base de diseño en cualquier sistema en que se lleve a cabo este tipo de operación unitaria, también se pone atención en la terminología comunmente usada en este campo y de entre los términos aquí mencionados, hacer énfasis en aquellos que resultan ser de mayor significancia, las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de compresores, accionamientos, instrumentación, sistemas de control y los servicios y requerimientos para una correcta operación.

Como último punto se presentan aunque en forma breve por considerar que merecen un estudio aparte, los factores económicos determinantes en la selección de compresores y el mecanismo tradicional de adquisición.

Con el firme deseo de contribuir en algun grado a la mejor comprensión de los aspectos tocados en el presente trabajo, agradezco de antemano la atención de aquellas personas que en algún momento se sirvan consultarlo.

Introducción.

Aunado a los recientes descubrimientos de mantos petrolíferos en nuestro país durante los últimos años, se ha dejado sentir la imperiosa necesidad de la adopción y desarrollo de tecnologías que permitan la mayor cantidad de beneficios posible tanto en el aspecto social como en el económico.

Por este motivo y paralelamente a los avances logrados en los centros de investigación tecnológica en México, actualmente PEMEX lleva a cabo un programa tendiente a lograr los fines descritos antes, haciendolo en el aspecto de diseño, tanto a través de su propio departamento técnico como por medio de empresas particulares o descentralizadas.

Uno de los puntos críticos para el óptimo aprovechamiento de los recursos antes citados, lo constituye el manejo de fluidos gaseosos a fin de su almacenamiento y distribución. La solución de este problema tiene su punto de partida directamente en las propiedades fisicoquímicas del fluido de que se trate, este hecho origina que sea generalmente un Ingeniero Químico quien se encargue de la selección, dimensionamiento y especificación del equipo involucrado para esta operación unitaria.

Es por lo hasta aquí dicho, que es de primordial importancia para éste, el conocimiento pleno de todos los factores técnicos involucrados en la adecuada adquisición de compresores, ya que éstos constituyen el elemento mecánico fundamental en el manejo de gases en la casi totalidad de los casos.

Por otra parte es indispensable también que con objeto de efectuar el diseño correcto de un sistema de compresión, se tenga una buena preparación en lo que se refiere al comportamiento operacional de los distintos tipos de compresores usados en la industria, instrumentación básica requerida y sistemas de control disponibles,

asi como de lo referente a la correcta evaluación y predicción de las propiedades y comportamiento de fluidos gaseosos reales.

Otro punto que en opinión personal es de fundamental interés, no solo en la industria petroquímica sino en cualquier otra en que se manejen fluidos compresibles, es el aprovechamiento de maquinaria existente para el caso de que existan nuevas condiciones de operación en el proceso. La correcta solución de un problema de esta naturaleza, considerando entre otros puntos el tiempo que transcurre entre el cálculo y especificación y la adquisición de un compresor nuevo, además de la importantísima inversión monetaria que esto representa en la totalidad de los casos, bastaria por si sola para justificar el estudio del tema objeto del presente trabajo.

Con fundamento tanto en los conceptos teóricos adquiridos a través de mi formación profesional en la Facultad de Química, asi como en los conocimientos adquiridos como producto de la experiencia en una compañía de proyecto, por medio del presente trabajo pretendo presentar una imagen de los puntos técnicos más importantes a mi juicio en el diseño y especificación de sistemas de compresión de gases, en los cuales considéro, tienen su origen la mayoría de los elementos económicos determinantes en la selección de compresores y cuya aplicación combinada debe de tener como consecuencia lógica, el aprovechamiento óptimo de los recursos existentes para la adquisición y puesta en marcha de cualquier sistema de compresión de gases.

C A P I T U L O I

Antes de entrar de lleno al problema central objeto del presente trabajo, se hace indispensable mencionar brevemente los conceptos y definiciones propias del tema, así como establecer el objetivo principal del mismo.

El primer punto, es precisamente la finalidad del capítulo presente, esto es mencionar el material principal con que un Ingeniero cuenta para la solución de los problemas que pueden presentarse en este campo de la Ingeniería Química; al punto siguiente me limitaré con decir que de ninguna manera se pretende establecer la deducción rigurosa de las fórmulas que se han de mencionar, sino unicamente indicar en todo caso su fuente de obtención y sí de la forma mas clara posible presentar su aplicación práctica.

Una vez aclarado lo anterior, podemos empezar con lo antes dicho.

I.- 1. METODOS Y ECUACIONES USADAS PARA EL CALCULO DEL COMPORTAMIENTO Y PROPIEDADES TERMODINAMICAS, (GASES).

No se trata, como ya se dijo antes en esta parte de dar una explicación minuciosa ni la deducción detallada de las fórmulas o nomogramas que se mencionan, sino mas bien ofrecer un panorama amplio y claro de la herramienta con que se cuenta para el tratamiento de fluidos compresibles y sus limitaciones.

Es de fundamental interés el conocimiento de un modelo, que aunque no se ajuste al comportamiento real, nos sirva como base para la comprensión de un sujeto real. Así mismo, debemos establecer condiciones de estado usadas como referencia universal.

En síntesis, se trata de hacer una descripción del material - disponible que un Ingeniero tiene para el ataque de problemas en este campo de la Ingeniería Química.

a) Gas ideal.

Un gas ideal es un gas cuyo comportamiento se ajusta exactamente a leyes tan simples como la de Charles, Boyle y Amagat, y se trata de un gas imaginario cuyas características son el tener masa y sin embargo no ocupar espacio sus moléculas, además de que las interacciones entre dichas moléculas no existen.

El comportamiento de los gases reales, no se ajusta en ningún intervalo de presión y temperatura al del gas ideal.

Sin embargo, algunos gases como el hidrógeno y el helio a temperaturas elevadas y bajas presiones presentan una desviación que puede considerarse nula respecto al comportamiento real.

Antes de seguir adelante, debemos mencionar las condiciones de estado, consideradas como estandar.

1) CIENTIFICAS UNIVERSALES.

32° F Y 760 mm. Hg.

En estas condiciones: 1 g mol. ocupa 22.4 lt.

1 lb mol. ocupa 359 ft³

1 kg mol. ocupa 22.4 m³

2) INDUSTRIA DEL GAS NATURAL.

60° F Y 14.7 PSIA.

Charles y Boyle sentaron los principios de lo que hoy se conoce como "Ley del gas ideal", cuya aplicación como ya se dijo es únicamente con fines pedagógicos e de primera aproximación.

$$PV = NRT$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{N_1}{N_2} \frac{T_1}{T_2}$$

Es de sobra mencionar que se deben tener unidades consistentes. En tanto que R nos representa la relación $\frac{PV}{T}$ en condiciones estandar.

Términos muy usados le son también:

La densidad, que es el peso por unidad de volumen.

El peso específico, que es la densidad del gas dividida entre la densidad de un gas de referencia ambas en condiciones estandar.

Respecto a las mezclas gaseosas, el tratamiento del gas ideal sienta las bases para la comprensión del comportamiento real.

I.- 2. MEZCLAS GASEOSAS (COMPORTAMIENTO IDEAL)

Primera y segunda ley de Dalton de las presiones parciales.-

Estas establecen en primer lugar que la contribución a la presión total por un componente es la presión que este ejercería si se encontrara solo en el recipiente que contiene a la mezcla. En consecuencia, la presión total está dada por la suma de las presiones parciales de cada componente.

$$P_t = P_1 + P_2 + \dots + P_n, \text{ Y } P_n = P_t y_n \text{ Donde } y_n = \text{frac. mol.}$$

Ley de Amagat.- Su enunciado es similar al de las leyes de Dalton pero aplicados a la propiedad volumen de tal forma que:

$$V_t = V_1 + V_2 + \dots + V_n \text{ Y } V_n = V_t y_n$$

I.- 3. CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE TERMODINAMICA.-

Las leyes fundamentales de la termodinámica, se utilizan para obtener conclusiones fundamentales en relaciones teóricas de ener -

gía, que ligan las condiciones iniciales y finales de un proceso, sin considerar la trayectoria seguida durante el proceso en cuestión.

La termodinámica permite obtener conclusiones sin considerar las etapas intermedias a las que se llegó durante el proceso, por lo cual el enfoque termodinámico de un proceso, vale para decir que puede suceder pero es incapaz de darnos información de como y con cuanta rapidez se puede efectuar dicho proceso.

DEFINICIONES.-

Las siguientes definiciones, son de importancia primordial en termodinámica.

Sistema: Un sistema es un conjunto de materia o masa identificada como el objeto por estudiar. A falta de cualquiera de las leyes de conservación de masa-energía, la masa de un sistema no solamente debe permanecer constante, sino que debe estar constituida de exactamente las mismas partículas submoleculares.

Propiedad: Una propiedad es cualquier característica del sistema que pueda ser observada (directa o indirectamente) y que describe el estado físico y térmico. En el caso de un gas puro, se requieren dos o más propiedades independientes para fijar el estado de un sistema.

Presión: Esta propiedad es la fuerza aplicada por el sistema sobre un elemento de la superficie que limita al fluido, dividido entre el área de tal elemento.

Volumen específico y densidad: El volumen específico, como ya vimos, es el volumen ocupado por una unidad de masa del sistema. La densidad es la reciproca del volumen específico (la masa contenida en una unidad de volumen).

En la termodinámica de los fluidos el empleo de la densidad es más común que el empleo del volumen específico. Si se recuerda la relación entre la densidad y el volumen específico no se presentará ninguna dificultad.

Temperatura: La temperatura es la propiedad que mide el nivel térmico del sistema.

Calor: Calor es la energía que fluye de o hacia un sistema, solamente como un resultado de una diferencia de temperatura entre el sistema y los alrededores.

Trabajo: Trabajo es energía que fluye de o hacia un sistema, en forma tal que el efecto sobre el sistema puede ser el de levantar o bajar un peso, o modificar de alguna forma su contenido energético.

OTRAS DEFINICIONES UTILIZADAS EN EL PRESENTE TRABAJO:

Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura del gas o mezcla de gases medida por un termómetro ordinario.

Temperatura de bulbo húmedo: Esta es la temperatura que se mide con un termómetro cuyo bulbo esta cubierto por una tela húmeda y expuesto a una corriente de aire (o cualquier gas) que se mueve rápidamente. Esta temperatura, define un proceso de enfriamiento por evaporación, y es una medida de la humedad presente en el aire (o en el gas). Normalmente, la temperatura de bulbo húmedo se usa junto con cartas psicométricas.

I.- 4. LEYES FUNDAMENTALES DE LA TERMODINAMICA.

Primera ley de la termodinámica: La primera ley de la termodinámica establece la conservación de la energía. Este hecho es comúnmente escrito como:

$$\int dq = \int dw$$

si tanto la energía calorífica y el trabajo se expresan en las mismas unidades. Por convención en termodinámica, el calor agregado a un sistema es positivo y el calor desprendido es negativo. Similarmente, el trabajo hecho por un sistema es positivo y el trabajo hecho sobre un sistema es negativo.

La primera ley puede escribirse como:

$$\delta E = \delta Q - \delta W$$

o despejando e integrando:

$$Q = \Delta E + W$$

Donde: Q = Calor

E = Energía interna

W = Trabajo

Segunda ley de la termodinámica: La segunda ley de la termodinámica es generalmente establecida en una de sus formas clásicas, - como: "ningun sistema puede realizar un ciclo completo y producir un trabajo neto sin que al mismo tiempo verifique un intercambio de calor con un depósito simple que se le suministre y que se encuentre a una temperatura uniforme". Se demuestra en termodinámica elemental que como una consecuencia directa de la segunda ley, debe - existir una propiedad denominada entropía y definida por:

$$\delta s = \frac{\delta Q}{T}$$

para un proceso reversible solamente. Para un proceso irreversible:

$$\delta s > \delta Q/T$$

para un proceso reversible el cambio de entropía δs puede ser positivo, negativo o cero, dependiendo de la cantidad y dirección de la

transferencia de calor. Durante un proceso reversible en el cual el calor sale de un sistema, su entropía decrece porque $\int Q$ es negativa. En este caso la entropía de los alrededores del sistema ha aumentado. Por lo tanto, para cualquier proceso reversible, la suma de los cambios de entropía del sistema y de sus alrededores es cero.

También para un proceso irreversible el cambio de entropía puede ser positivo, negativo o cero, dependiendo de la cantidad y dirección de la transferencia de calor. En este caso, sin embargo, la suma de los cambios de entropía del sistema y de sus alrededores debe tener siempre un valor positivo. Si la entropía del sistema disminuye en una cantidad, la entropía de los alrededores debe incrementarse en una cantidad mayor. Puesto que todos los procesos en el universo son al menos parcialmente irreversibles, se concluye que la entropía total del universo está creciendo constantemente.

La tabla I que se presenta a continuación, tiene por objeto el poder tener un acceso rápido y eficiente a las características de un proceso dado, su deducción se obtuvo via la termodinámica clásica, y nos ofrece una herramienta magnífica para el tratamiento de cualquier proceso termodinámico relacionado con la compresión de gases, que es el problema central del trabajo presente. Se debe tener en cuenta, que las formulas contenidas en la tabla, arrojarán resultados válidos solo para el gas ideal, pero dichos resultados servirán como una aproximación al valor real del sujeto buscado.

P R O C E S O .

	ISOVOLUMETRICO	ISOBARICO	ISOTERMICO	ISOENTROPICO	POLITROPICO
RELACION PVT	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}$	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1}$	$P_1 V_1 = P_2 V_2$	$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1}$ $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$ $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$
ΔW	0	$P(V_2 - V_1)$	$P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$	$\frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - K}$	$\frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - n}$
ΔE	$C_v(T_2 - T_1)$	$C_v(T_2 - T_1)$	0	$C_v(T_2 - T_1)$	$C_v(T_2 - T_1)$
ΔQ	$C_v(T_2 - T_1)$	$C_p(T_2 - T_1)$	$P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$	0	$C_n(T_2 - T_1)$
n	∞	0	1	K	$-\infty \text{ a } +\infty$
ΔS	$C_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$C_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$R \ln \frac{V_2}{V_1}$	0	$C_n \ln \frac{T_2}{T_1}$
c	C_v	C_p	∞	0	$C_n = C_p \left(\frac{K-1}{1-n}\right)$
ΔH	$C_p(T_2 - T_1)$	$C_p(T_2 - T_1)$	0	$C_p(T_2 - T_1)$	$C_p(T_2 - T_1)$

T a b l a I

En donde:

ΔW Es el trabajo realizado por o sobre el sistema.

ΔE Es la variación neta de energía interna del sistema.

ΔQ Es la variación neta del contenido de calor del sistema.

ΔS Es la variación neta de la entropía del sistema.

ΔH Es la variación neta de la entalpía del sistema.

C Es la capacidad calorífica del sistema.

n Es el grado politrópico del proceso $n = \frac{1}{\frac{1}{n} \frac{P_1}{P_2} \frac{V_2}{V_1}}$

I.- 5. GASES REALES.

En base a la discusión anterior, es de sobra decir que el comportamiento del gas real se aleja considerablemente del que predice la teoría del gas ideal (cuanto mas aumenta la presión y disminuye la temperatura, mayor es la desviación), por lo tanto es de un gran interes para nosotros el conocimiento de los métodos que existen para el cálculo del comportamiento de un gas real.

Al respecto podemos decir que existen cuatro métodos fundamentales.

I.- 5.1. DATOS EXPERIMENTALES REALES.

Probablemente los datos experimentales nos representen la fuente de información mas fidedigna, sin embargo muy pocas son las veces en que se cuenta con ella en los rangos de operación usuales y maxime si se trata como comunmente ocurre de mezclas.

Por otra parte, la obtención de este tipo de información requiere tanto de un elevado indice de adiestramiento, como de un equipo especial para ese fin en un gran porcentaje de las ocasiones, aunque en muchas otras el equipo de proceso puede dar datos experimentales con una exactitud razonable para los fines que se persiguen a nivel industrial.

I.- 5.2. PROPIEDADES CALCULADAS.

Al mencionar este método, nos referimos al cálculo estadístico de las propiedades, por contribución de grupos funcionales característicos de la molécula en cuestión; mucho es lo que se ha discutido al respecto, llegandose a la conclusión de que este método puede proporcionar una magnífica información del sistema, sin embargo su uso casi siempre se reduce al empleo de programas alimentados a una computadora, maxime en el caso de mezclas. Como se ve, los recursos con que se cuenta para este tipo de cálculos son normalmente escasos.

I.- 5.3. ECUACIONES DE ESTADO.

Probablemente el empleo de ecuaciones de estado, represente una de las formulas mas accesibles al cálculo de las propiedades de un gas real.

Las ecuaciones de estado, son correlaciones PVT, teóricas o empíricas o híbridas de las dos, que tratan de representar el comportamiento de un gas o de una mezcla gaseosa real. Su uso normalmente proporciona datos sumamente exactos en la gran mayoría de los casos y el uso de una u otra ecuación para un sistema dado, depende casi siempre de la disponibilidad de los operandos involucrados para cada una y para el sistema en particular. En seguida se mencionan algunas de las mas conocidas:

Ecuación de Van der Waals:

$$\left(P + \frac{N^2 a}{V^2} \right) (V - Nb) = NRT$$

Esta fué la primera ecuación de estado para gas real (1873) y aunque no es totalmente exacta, representa una gran aproximación.

P = Presión absoluta.

V = Volumen total

T = Temperatura absoluta.

N = Número de moles.

R = Cte. de los gases en las unidades apropiadas

a y b son constantes para cada gas (una fuente de información magnífica a este respecto lo son " International Critical - Tables" .

ECUACION DE KAMMERLINGH-ONNLS.

$$PV = RT \left(1 + \frac{B}{V} + \frac{C}{V^2} + \dots \right)$$

Esta ecuación es del tipo de coeficientes viriales (B,C.....) cuya solución se hace mas difícil cuanto mayor número de constantes esten involucradas. Podríamos seguir mencionando ecuaciones de estado como las de Clausius, Keyes, Lorentz, etc. entre las que destacan por su exactitud la de Beattie Bridgeman, y la de Benedict-Webb-Rubin, sin embargo no es esa la finalidad en este trabajo, si no unicamente mencionar su existencia ya que se encuentran en una gran cantidad de libros y manuales de fisicoquímica.

Es de opinión general, que el aprovechamiento de estas ecuaciones para la obtención de datos de comportamiento, además de que consume una gran cantidad de tiempo, depende de la habilidad para el manejo del aparato matemático en que casi siempre se cae.

I.- 5.4. FACTORES DE COMPRESIBILIDAD.

Los primeros experimentos que se hicieron con el fin de poder entender el comportamiento de los gases reales, culminaron con la hipótesis de que en determinadas condiciones de presión y temperatura todos los gases deberían de comportarse en forma similar, estas condiciones, mas tarde se llegó a la conclusión de que heran las llamadas condiciones reducidas, esto es lo que constituye la llamada Ley de los Estados Correspondientes.

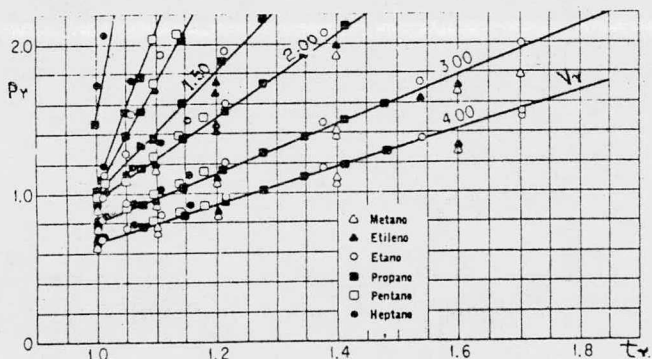
Antes de seguir adelante, debemos mencionar un término sumamente importante; condiciones críticas. Condiciones Críticas son aquellas condiciones P-V-T, a las cuales, propiedades como la densidad tienen el mismo valor tanto para el gas como para el líquido, y estos, es a la máxima temperatura a la cual pueden existir en equilibrio. Desde luego que nos estamos refiriendo al caso de una sustancia pura.

Pues bien, a presión y temperatura reducidas son aquellas condiciones corregidas, a las cuales de hecho cualquier gas tiene el mismo volumen reducido de manera que:

$$PrVr = \gamma Tr \dots \text{Es una igualdad real.}$$

Y γ Es una constante.

Al graficar Pr vs Tr a Vr constante, obtenemos rectas a las cuales se ajustan la mayoría de los gases con gran aproximación, sin embargo esta exactitud disminuye mas conforme nos acercamos a la región del gas perfecto.

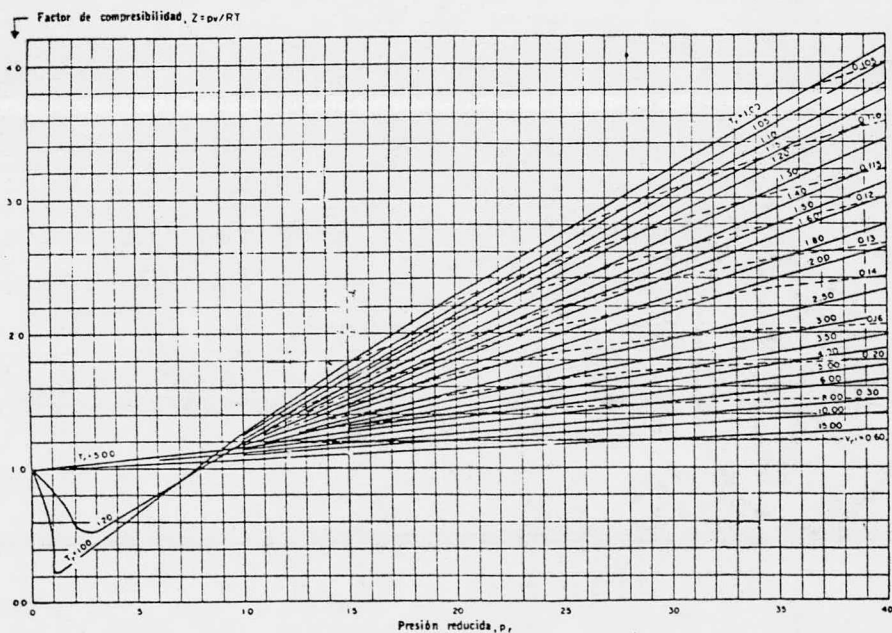


Lo anterior, dio origen a una forma mas conveniente de desarrollo para la aplicación de la ley de los estados correspondientes y ésta fué la proposición del factor Z de compresibilidad generalizada, que es función de la presión y temperatura.

En la actualidad las gráficas existentes del factor Z tienen en el eje de las abscisas la presión reducida y en el de las ordenadas a Z; graficándose líneas de temperatura reducida constante. - Lo anterior fué hecho así por verse que para casi todos los gases, Z coincidía a las mismas condiciones de presión y temperatura reducidas. El uso de la ecuación:

$$PV = ZRT$$

Da resultados excelentes en la mayoría de los casos de aplicación comun, su uso solo requiere el conocimiento de la presión y temperatura críticas del sistema, y las gráficas de Z se encuentran en una gran cantidad de libros y manuales de fisicoquímica. Como dato diremos que para el punto crítico $Z = 0.27$ y logicamente para el gas ideal $Z = 1$.



I.- 5.5. MEZCLAS GASEOSAS.

Uno de los métodos mas comunes para el tratamiento con mezclas gaseosas, es el uso de las propiedades resultado de la suma de la contribución parcial de cada componente a la propiedad en cuestión

$$A = A_a Y_a + A_b Y_b \quad A = \text{Propiedad.}$$
$$Y = \text{frac. mol.}$$

En general este procedimiento da buenos resultados para la aplicación de los métodos mencionados para gases puros.

I.-6. FUENTES DE INFORMACION U OBTENCION DE DATOS FISICOS Y QUIMICOS.

Existen dos tipos de presentación de datos: en tablas y en forma gráfica. En tanto que una tabla nos permite la reproducción exacta de los datos involucrados, una gráfica nos muestra la variación de la propiedad graficada, con respecto a la variación de los parametros de referencia (usualmente independientes entre si), la exactitud de los datos de ahí obtenidos, solo depende de lo adecuado de la escala de la gráfica, pero en general se tiene una exactitud magnífica. Podemos mencionar cuatro tipos de gráficas que para el presente trabajo son de primordial interés.

- 1.- PRESION - VOLUMEN
- 2.- TEMPERATURA - ENTALPIA
- 3.- TEMPERATURA - ENTROPIA
- 4.- ENTALPIA - ENTROPIA.

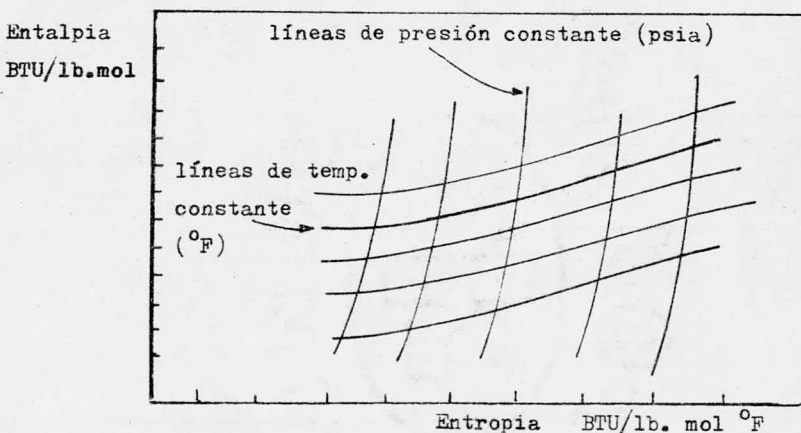
Es obvio considerar, que los datos contenidos en una pueden estar contenidos en otra del sistema en cuestión.

Los diagramas Entalpia-entropia, son probablemente los que mayor interés tienen para nuestro caso, estos también como conocidos como diagramas de Molliere, son una herramienta importantísima en la obtención de datos durante el cálculo de compresores para componentes puros, en que se usa el cálculo tradicional.

Estos diagramas tienen como coordenadas, en el eje de las abscisas al parámetro entalpía y en el de las ordenadas a la entropía dentro del diagrama se encuentran líneas de presión y de temperatura constante.

Mencionemos brevemente un probable ejemplo del uso de estos diagramas:

En el cálculo de un compresor se usa el término "Trabajo Adiabático". De la tabla I antes dada, en la sección de gases ideales; podemos ver que para ΔW , cuando $Q = 0$, implica que es un proceso isentrópico, por lo tanto en el diagrama de Molliere del gas de proceso, siguiendo la línea de entropía constante desde las condiciones iniciales hasta las finales del proceso, podemos obtener los datos requeridos para el cálculo del trabajo.



-Estructura básica de un diagrama de Molliere. -

I.- 7. CONCEPTOS FUNDAMENTALES USADOS EN LA TEORIA DE COMPRESION DE GASES.

Como parte de este capítulo introductorio, se mencionan en seguida los conceptos más usados en el campo de los sistemas de compresión, las definiciones siguientes solo tratarán en algunos casos de dar una idea preliminar pero clara del punto mencionado, ya que posteriormente y a lo largo del trabajo presente, su significado será explicado con mayor profundidad si así lo requiere.

- a) Compresor.- Elemento mecánico que sirve para incrementar la variable presión, de un fluido compresible (gas).
- b) Presión Absoluta.- Es la presión medida a partir del punto de referencia "cero absoluto", de tal forma que su valor es igual a la suma de la presión del sistema medida por un manómetro (presión manométrica), más la presión atmosférica del lugar en que se encuentra el sistema medida por un barómetro, (presión barométrica). En este trabajo las unidades usadas serán lb/pulg^2 , (PSIA)
- c) Temperatura Absoluta.- Es la temperatura del sistema medida por un termómetro más la temperatura correspondiente al cero absoluto, en este trabajo se usarán las unidades siguientes:
Temp. abs = Grados Rankine = $460 + ^\circ\text{F}$
- d) Compresión Adiabática o Isoentrópica.- Se efectúa sobre un gas, cuando con dicho sistema no se efectúa transferencia de calor con los alrededores. Co

me es sabido, por efecto de una compresión, cualquier gas tiende a aumentar su temperatura, lo que origina un aumento en el gradiente de temperaturas entre el sistema y los alrededores, si el intercambio de calor entre estos es nulo (teóricamente), se dice que el proceso es adiabático. La ecuación característica que relaciona la relación P - V para el caso del gas ideal es:

$$PV^k = \text{cte.}$$

Siendo K la relación $\frac{C_p}{C_v}$, donde C_p es la capacidad calorífica a presión constante, y C_v la capacidad calorífica a volumen constante.

e) Compresión Politrópica. - Precisamente lo contrario a la compresión adiabática, es lo que se conoce como compresión politrópica; En este caso la transferencia de calor es gobernada por las leyes de transferencia de calor aplicadas a las propiedades del material que intervenga en dicho intercambio de energía, así como a la forma y área del mismo.

La relación P - V que relaciona para el caso del gas ideal, lo antes expuesto es:

$$PV^n = \text{Cte.}$$

Siende n la llamada constante politrópica del gas.

- f) Compresión Isotérmica.- La podemos considerar como un caso especial de la compresión politrópica, con la característica de que el intercambio de calor con los alrededores es tal que el gas se mantiene a temperatura constante durante la compresión. La ecuación que nos relata este caso, para el gas ideal es:

$$PV = \text{Cte.}$$

- g) Relación de capacidades caloríficas K .- Como se dijo antes, es la relación de capacidad calorífica a presión constante (C_p) a la capacidad calorífica a volumen constante (C_v), este valor afecta de manera determinante la potencia requerida para la compresión así como a la eficiencia volumétrica en el caso de compresores recíprocos. Dado que es bien conocido el hecho de que el valor de C_p cambia con la temperatura, es necesario que se estime de la manera mas exacta su valor y una forma bastante aceptada es considerar un valor promedio entre el correspondiente a la temperatura de succión y la de descarga. Para el caso del gas ideal:

$$K = \frac{MC_p}{MC_p - 1.99} ; \text{ Siendo } M \text{ el peso molecular.}$$

El valor anterior para el caso de gases reales representa una buena aproximación.

- h) Factor de Compresibilidad.- En síntesis a lo explicado anteriormente, dicho factor nos expresa la desviación de un gas real respecto al comportamiento ideal.
- i) Relación de Compresión.- Es el producto de dividir la presión absoluta de salida, entre la presión absoluta de entrada de un compresor.
- j) Capacidad.- Es el volumen de gas manejado por el compresor en la unidad de tiempo, usualmente expresado en pies cúbicos por minuto; a la presión, temperatura y composición de succión.
- k) Potencia Teórica.- Es la potencia (HP) requerida para efectuar la compresión adiabáticamente; En el caso de efectuarse dicha compresión por etapas, con enfriamiento entre las mismas, la potencia teórica asume el hecho de que el trabajo desarrollado en cada etapa es el mismo y que el enfriamiento entre estas es perfecto.
- l) Potencia Politrópica.- Con este nombre se conoce la potencia mecánica requerida para comprimir el gas de proceso politrópicamente, (no incluye las pérdidas de energía por las partes en movimiento de la máquina).
- m) Potencia de Flecha (BHP).- Es la potencia neta requerida y entregada al compresor para una operación de compresión y es función directa de la relación de compresión, así como de la presión de entra-

da y succión, por lo cual y dado que los fabricantes expresan esta cantidad como Hp/pie³, se deberá considerar si existe alguna desviación con lo preestablecido por dicho fabricante, para efectuar las correcciones pertinentes.

n) Interenfriamiento.- Se le llama así a la operación de extrac
ción de calor del gas de proceso, efectuada en -
tre dos etapas contiguas.

o) Grado de Interenfriamiento.- Se denomina así a la diferencia
de temperaturas del gas, en la succión del com-
presor (o etapa) y la descarga del enfriador -
que le precede. Cuando dicha diferencia es ce-
ro, se dice que la operación de refrigeración
es perfecta.

p) Eficiencia Volumétrica.- Término aplicado solo a compresores
reciprocantes y que denota el cociente:

$$ev = \frac{\text{capacidad del compresor}}{\text{desplazamiento del compresor}}$$

Siendo el desplazamiento, el volumen total ori-
ginado en el cilindro por el movimiento del -
piston.

q) Eficiencia Mecánica.- Es la relación definida por la expresi-
ón siguiente:

$$em = \frac{\text{Potencia transmitida al gas}}{\text{Potencia entregada al compresor.}}$$

r) Eficiencia Adiabática.- Se conoce con este nombre a la re-
lación:

$$ei = \frac{\text{Potencia teórica para compresión (mínimo)}}{\text{Potencia actual para compresión (politrópico).}}$$

s) Eficiencia Isotérmica.- Se denomina así a la relación siguiente:

$$e_t = \frac{\text{Trabajo necesario (teórico) isotérmico para compresión}}{\text{Trabajo actual para compresión.}}$$

t) Eficiencia politrópica del compresor.- Conocida también como "eficiencia hidráulica" y es la relación:

$$E_p = \frac{\text{Potencia teórica politrópica para compresión}}{\text{Potencia de flecha.}}$$

u) Relación de aumento de temperatura.- Es el resultado de dividir el incremento de temperatura calculado para una operación adiabática, entre el medido — prácticamente en dicha operación. Para el gas ideal es igual al resultado de dividir el aumento de entalpía (adiabática) entre el aumento — actual, por lo cual para situaciones en que no se predican desviaciones serias del comportamiento ideal, se habla de esta relación llamandola " eficiencia de aumento de temperatura".

v) Condiciones de succión y descarga.- Normalmente se refiere a la temperatura y presión absolutas a la entrada y descarga del compresor.

w) Gravedad específica.- Se conoce con este nombre a la relación:

$$s_g = \frac{\text{Peso específico del gas a condiciones dadas}}{\text{Peso específico del aire seco a las condiciones del gas}}$$

x) Velocidad.- Se refiere a las revoluciones por minuto de la flecha del compresor.

y) Energía eléctrica consumida.- Se refiere a la energía eléctrica consumida por un motor eléctrico que puede servir de accionamiento para un compresor y normalmente es medida en las terminales del motor.

z) Factor de carga.- Se conoce como factor de carga de un compresor, a la carga promedial correspondiente a un lapso, dividida entre la carga máxima registrada en dicho intervalo de tiempo.

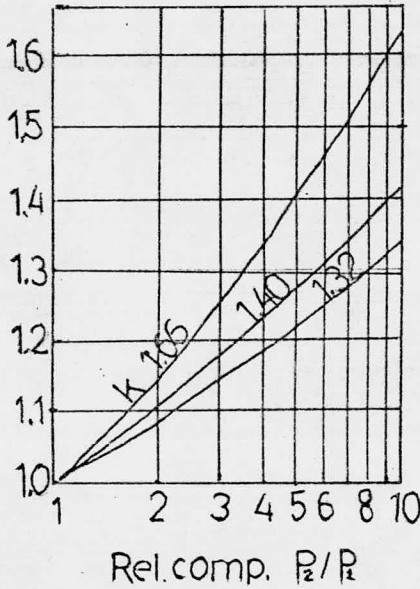
Como puede verse, particularmente el término eficiencia es sumamente usado y en cada acepción el dato que indica es de gran importancia, sin embargo los fabricantes al referirse a sus equipos, lo hacen casi siempre mencionando ó la eficiencia adiabática ó la eficiencia isoentrópica que garantizan, esto puede originar cierta confusión al comparar por ejemplo dos equipos distintos, ya que algo que ocurre frecuentemente, es el hecho de que un compresor con una eficiencia adiabática numericamente mayor a la eficiencia isotérmica de otro equipo, requiera de una mayor potencia en la flecha.

Dada la importancia de lo antes mencionado, se han hecho algunos trabajos al respecto y una opinión personal es que el publicado por la revista Chem.Eng. escrito por Edward R. Lady, es perfecto para evitar confusiones en este aspecto. En dicho trabajo se sostiene la idea de que existe un valor para la relación $\frac{E_a}{E_i}$ para cada valor de relación de compresión, siendo además función de K , y que dicho valor nos asegura un mismo valor de trabajo para la compresión para los dos distintos valores de eficiencia.

En seguida se reproduce la gráfica en que se muestran las curvas de

"relación de eficiencia" que nos aseguran un trabajo requerido iden
tico.

$\frac{\text{Ef. ad.}}{\text{Ef. isot.}}$



$$\frac{\text{Ef. ad.}}{\text{Ef. isot.}} = \frac{\left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1/k} - 1 \right]}{\ln(P_2/P_1)}$$

Por lo tanto bastará comparar la relación de eficiencia obtenida con los datos proporcionados por los fabricantes, con la obtenida por medio de la gráfica y siempre que el valor de dicha relación sea menor que el obtenido por la gráfica, el compresor cuya eficiencia esta especificada como isotérmica, será el que requiera menor trabajo para efectuar la compresión que se desea efectuar.

I.- 8. COMPRESORES.- APLICACIONES MAS FRECUENTES, COMPRESION DE AIRE.

Esta parte final del capítulo presente, tratará de describir además de los usos más frecuentes que tienen los compresores en la industria, la más usual que es la compresión de aire, sirviendonos lo anterior también como introducción al capítulo siguiente en que nos ocuparemos mas de la descripción y tipos de compresores existentes.

La industria química, utiliza compresores de todos los tipos y tamaños para incrementar la presión de gases usados o producidos por la misma.

Entre las aplicaciones más importantes que los compresores tienen se encuentran:

- a) Manejar volúmenes regulares de aire en plantas de recuperación de azufre.
- b) Manejar volúmenes grandes de aire en plantas de cracking catalítico.
- c) Procesos de refrigeración en general entre los que destacan los de síntesis de metanol, unidades de etileno y polietileno y de para xileno.

d) Unidades de manejo de gases a alta presión, como lo son las terminales de almacenamiento y distribución de propano y amoniaco en Pajaritos Ver. México. Como puede intuirse, la aplicación de los compresores en el campo de la mecánica de fluidos con fines industriales o de investigación, juega un papel importantísimo en cualquier caso que se requiera manejar gases a presión distinta a la atmosférica.

No obstante que los usos antes mencionados para compresores, nos dan una idea de la gran cantidad de aplicaciones que estos tienen en la industria, probablemente uno de los usos que con mayor frecuencia se tiene es la compresión de aire y es por ello que en este trabajo se dedica especial interés al respecto.

Entre los usos mas frecuentes de este fluido, se tienen los siguientes, asimismo se indica la presión a que es sometido para cada fin:

I.- 9. COMPRESION DE AIRE.

COMPRESION DE AIRE.	}	Suministro de aire de instrumentos o a planta (P.atm. a aprox. $100 \frac{lb}{Pulg.^2}$)
		Plantas de separación de aire en componentes (P.atm. a aprox. $70-100 \frac{lb}{Pulg.^2}$)
		Aire para procesos de cracking. catalítico (P.atm a aprox. $5-40 \frac{lb}{Pulg.^2}$)
		Aire para plantas de amoniaco (P.atm. a aprox. $450 \frac{lb}{Pulg.^2}$)
		Aire para plantas de acido nitrico (P.atm. a aprox. $125 \frac{lb}{Pulg.^2}$)
		Gas de turbinas (combustión y aire de enfriamiento)

Aún cuando pudieramos enumerar otra gran cantidad de aplicaciones, las anteriores son las más importantes.

En relación a esta aplicación creo prudente citar lo que particularmente pienso es de mayor importancia; en general los cálculos involucrados en el caso de compresión de aire, tienen como en la mayoría de los casos el problema de la evaluación confiable de valores de propiedades del fluido en cuestión, en este caso del aire, los conceptos que siguen, son con el propósito de facilitar el problema mencionado.

Nomenclatura usada.

- R = Constante del gas (mezcla)
- Ra = Constante del aire seco.
- Rw = Constante del vapor de agua.
- T = Temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{F}$)
- Te = Temperatura de bulbo húmedo ($^{\circ}\text{F}$)
- Tw = Temperatura de punto de rocío
- P = Presión total de mezcla (PSIA)
- Pa = Presión parcial del aire seco (PSIA)
- Pw = Presión parcial del vapor de agua a la temperatura de rocío (PSIA)
- Ps = Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo seco (PSIA)
- Ws = Humedad específica (lb de vapor de agua/lb de aire seco)
- V = Volumen específico de mezcla (Pie^3/lb)
- Va = Volumen específico de aire seco (Pie^3/lb)
- Vw = Volumen específico del vapor de agua (Pie^3/lb)
- W = Peso total de flujo (lb/min)
- Wa = Peso total de flujo de aire seco (lb/min)
- Ww = Peso total de flujo de vapor de agua (lb/min).

I.- 9.1. AIRE SECO Y HUMEDO PROPIEDADES.

La composición del aire seco desde el nivel del mar hasta un 50000 pies de altura es aproximadamente constante, (actualmente existen variaciones en la composición en CO₂ de un lugar a otro, pero estas son despreciables).

Constituyente	% en volumen	% en peso
N ₂	78.03	75.4
O ₂	20.99	23.1
A	0.94	1.2
CO ₂	0.03	0.0
N ₂	0.01	0.0

Peso molecular: Usando la composición anterior podemos obtener un peso molecular promedio de 28.966, esto es 29 para fines prácticos.

Constante del aire: Por definición: $R_a = \text{Constante universal}$ del gas/M, obteniéndose que para el aire seco $R_a = 53.349 \text{ ft.lb/lb.}^\circ\text{F}$

Volumen específico: El aire seco se comporta casi idealmente en rangos de presión entre 10 y 500 PSIA, y temperaturas de 0-250^oF y por lo tanto:

$$V_a = \frac{R_a T}{144 P_a}$$

Si este no es el caso lógicamente se debe recurrir a datos experimentales tabulados.

Vapor de agua: La cantidad de vapor de agua por unidad de volumen o peso de aire seco, varía grandemente de un lugar a otro, por esto se debe determinar en cada caso particular. Una relación directa a esto como ya se dijo, lo constituye la temperatura de bulbo húmedo.

Constante del vapor de agua: Siendo su peso molecular de 18,

su constante es:

$$R_w = 85.7 \text{ ft.lb/lb}^\circ\text{F}$$

Volumen específico del vapor de agua: Generalmente la presión del vapor de agua a las condiciones atmosféricas es menor a 2 atmosferas y la temperatura es menor a 150°F, por lo cual es justificable usar como aproximación de confiabilidad la ley del gas ideal:

$$V_w = \frac{R_w T}{144 P_w}$$

Propiedades de mezcla aire vapor: El medio mas conveniente de evaluar las propiedades de una mezcla aire-vapor, lo constituye una carta psicométrica, sin embargo aun cuando esta es facilmente obtenible para la presión de una atmósfera no lo es para otras presiones usuales de trabajo.

Por ello contamos con una serie de expresiones que se aplican indistintamente a vapor de agua u otro vapor en aire u otro inerte, y que para el caso aire-agua(vapor) indican lo siguiente:

- 1- Humedad absoluta molar = $\frac{\text{moles de agua (vapor)}}{\text{moles de aire}}$
- 2- Humedad absoluta = $\frac{\text{lb. de agua (vapor)}}{\text{lb. de aire}}$
- 3- Humedad molar de saturación = $\frac{\text{moles de agua (vapor)}}{\text{moles de aire.}}$

Se refiere al punto en que existe un estado de equilibrio entre el vapor de agua y el líquido a la presión de trabajo.

4- Humedad relativa =

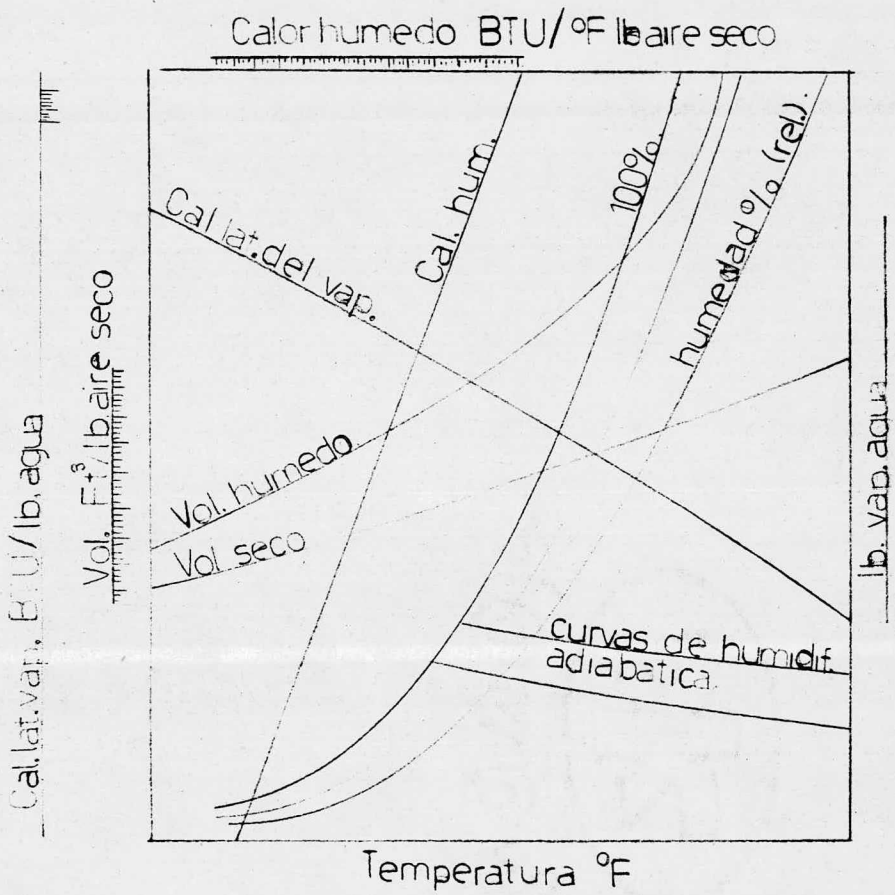
$$\frac{\text{Fracción molar de agua actual}}{\text{Fracción molar de agua (saturación)}} \times 100$$

5- Humedad % = $\frac{\text{Moles de agua actual}}{\text{Moles de agua (saturación)}} \times 100$

6- Volúmen húmedo = Es el volúmen ocupado por una masa determinada de -
aire (seco) mas el volúmen ocupado por el vapor asociado a dicha masa.

7- Calor húmedo = Calor requerido para elevar la temperatura en 1^oF, una libra mol de aire junto con su vapor contenido.

Como puede verse, al referirnos al aire atmosférico, se hace indispensable el conocer las características pertinentes y mencionadas antes, y si fuera posible contar con una carta psicométrica a la presión de trabajo del lugar, que como se dijo antes es la forma ideal de presentación de las características del aire. En seguida se muestra la estructura básica de una carta psicométrica.



Base: Xpresion barometrica.

8.-Mezclas de aire-vapor de agua, saturadas y sobrecalentadas.

Cuando en un recipiente cerrado se tiene una mezcla de vapor de agua y aire seco, y la temperatura de bulbo seco es la correspondiente a la temperatura de ebullición del agua a la presión actual, se dice incorrectamente en el medio industrial, que se tiene una mezcla de aire-vapor de agua saturada.

Esto es incorrecto, porque en realidad solo el vapor esta en condiciones de saturación y no el aire.

En las condiciones antes descritas, una adición posterior de vapor al recipiente, originara condensación, si la temperatura no se aumenta. En caso de aumentarse la temperatura con objeto de evitar la condensación, hasta un punto superior a la temperatura de ebullición del agua a la presión actual, nos dara como resultado una mezcla de aire y vapor sobre calentado.

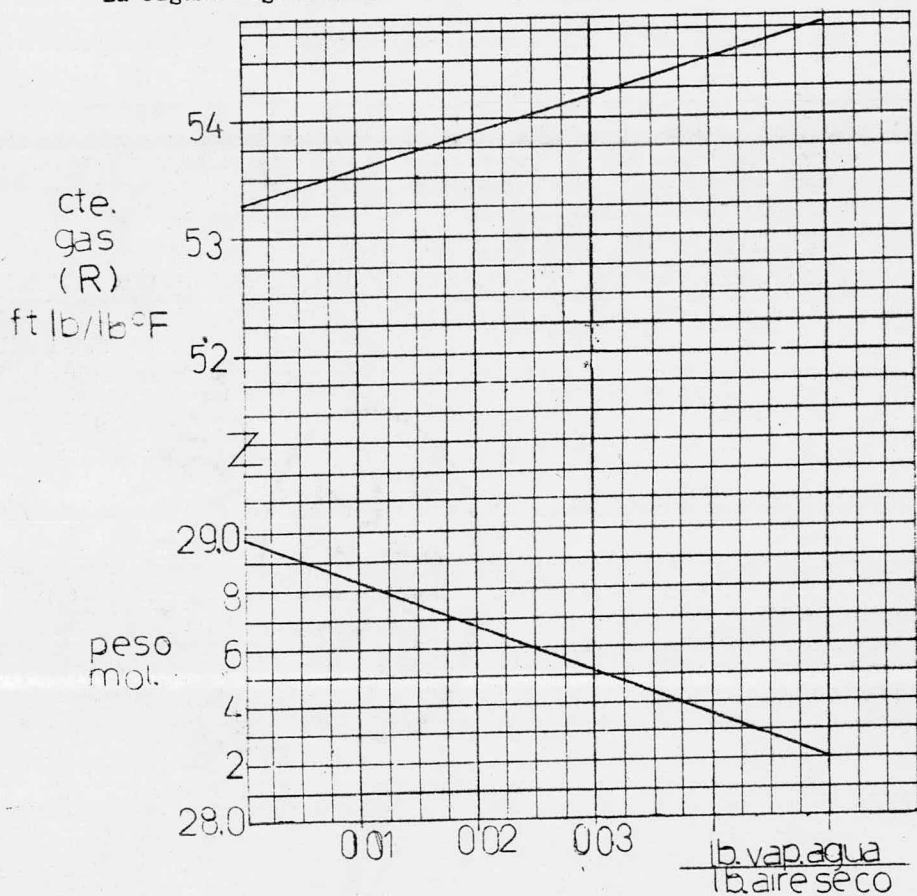
En general el aire usado en una planta, proviene de la atmósfera y por lo mismo no pueden esperarse condiciones mas alla del equilibrio a la temperatura atmosférica, por este motivo no se profundizará mas respecto a mezclas de aire-vapor de agua sobrecalentado, pero en caso de tener que tratarse con aire de estas características es necesario tener en cuenta las características especiales que pudiéra tener.

Los factores de interés para nosotros, en el caso de mezclas de aire vapor de agua son:

1.- Constante de estado gaseoso .-

$$R = \frac{W_s R_w + R_a}{1 + W_s}$$

La figura siguiente muestra la gráfica de la ecuación anterior:



2.- Volúmen específico de la mezcla.- Para fines de cálculo en casos prácticos, la ecuación siguiente da resultados suficientemente exactos, en ella interviene la constante antes mencionada:

$$v = \frac{R T}{144 P}$$

3.- Flujo total en peso de mezcla aire-vapor de agua, en lb/min.

$$W = W_a + W_w = W_a (1 + W_s)$$

El contenido de este capítulo, trata de cubrir el material mas importante con que se cuenta para problemas de cálculo de compresión de gases y en base en lo hasta aqui expuesto, se desarrollará adelante, las etapas sucesivas para el cálculo adecuado de un sistema de compresión.

C A P I T U L O I I .

EQUIPO DE COMPRESION.

II.- 1- COMPRESORES CLASIFICACION

Como se mencionó en el capítulo I, el equipo para aumentar la presión de un gas, es conocido con el nombre genérico de compresor.

En general existen dos clases de compresores, las cuales a su vez cuentan con una serie de diferentes tipos, cuya aplicación depende de algunas consideraciones básicas, entre las que destacan primordialmente, los rangos de presión y de flujo volumétrico.

Los dos tipos de compresores conocidos son los de tipo de desplazamiento positivo y los de tipo dinámico, en los de tipo dinámico se tienen a los de flujo radial y los de flujo axial o máquinas conocidas como centrifugos, en tanto que los de tipo de desplazamiento positivo existen en dos categorías básicas que son rotatorios y reciprocantes, y a su vez los reciprocantes, indican algunos autores, deben de clasificarse por el número de cilindros de que están constituidos, así mismo los compresores rotatorios se dividen en de tipo de lóbulos, tipo tornillo, tipo de anillo de líquido y tipo de aspas o paletas.

El principio de funcionamiento así como las consideraciones pertinentes en el aspecto mecánico se discutirán mas adelante, en tanto que tratando de mostrar un panorama amplio y conciso en lo referente a equipos de compresión para procesos químicos, considerese la tabla II mostrada en seguida:

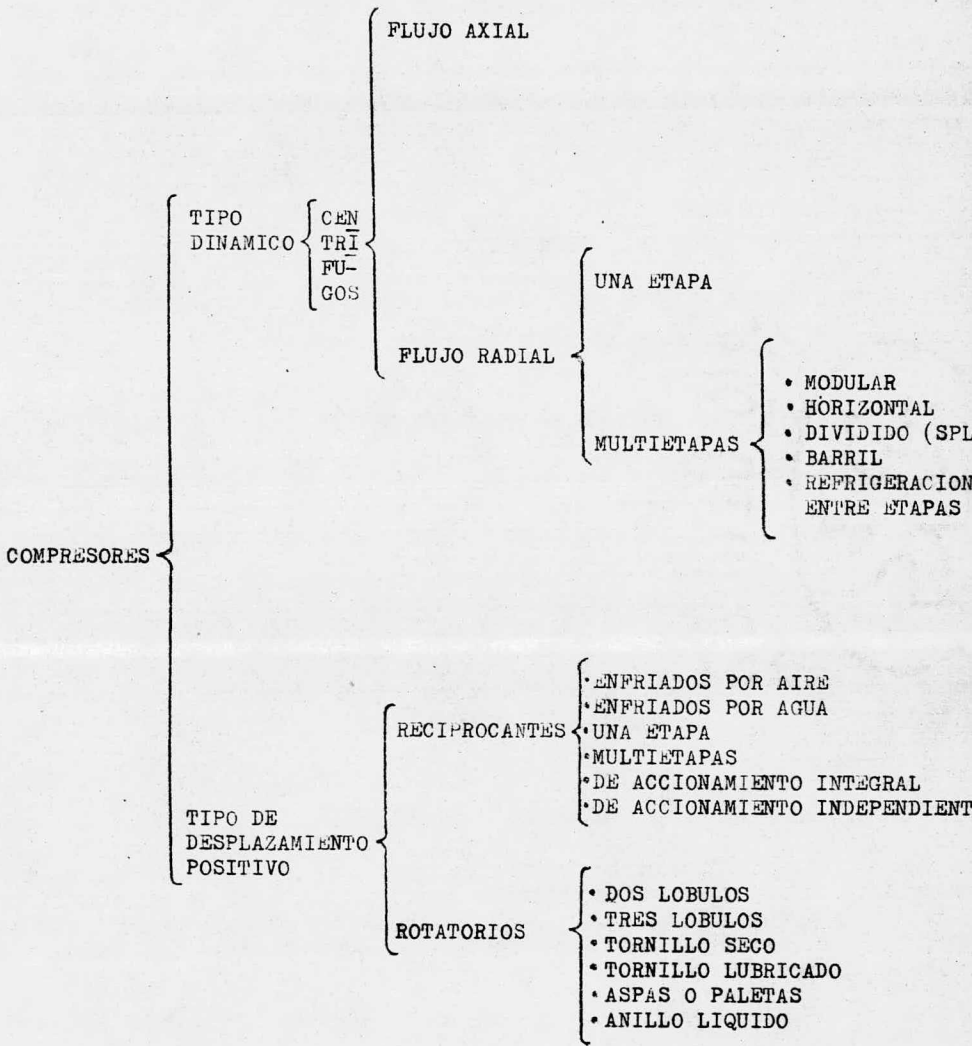
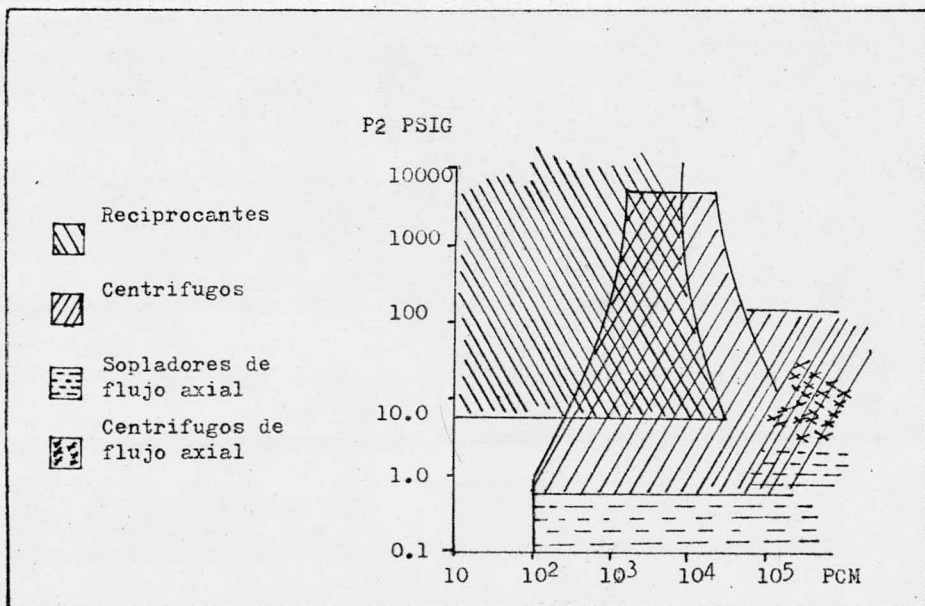


TABLA II

Como podra irse viendo a medida que avancemos en el tema, la selección adecuada del tipo de compresor, que ha de usarse en un caso determinado depende tanto de las condiciones a que va a operar el mismo, como de las propiedades del gas de proceso.

II.- 2- RANGOS DE OPERACION Y CONSIDERACIONES GENERALES EN LA SELECCION DEL COMPRESOR MAS ADECUADO.

En general, podemos considerar que en aquellas operaciones en que se requieren cabezas altas y capacidades más o menos bajas, el equipo mas recomendable es el de tipo de desplazamiento positivo, en tanto que para necesidades de alta capacidad lo indicado podría ser el equipo de tipo dinámico. Esta breve clasificación en cuanto a operación es un tanto aventurada, ya que la elasticidad en lo que a instalación y a operación se refiere podría hacer que lo antes dicho no fuera cierto en su totalidad. Sin embargo como una primera referencia se debe tener en cuenta las clasificaciones en forma gráfica o tabulada que algunos autores proponen y de las cuales se da en seguida un ejemplo.



Aún mas y como complemento a la gráfica anterior en lo que a capacidad se refiere, la siguiente tabla es una magnífica guía en la selección de compresores.

TIPO DE COMPRESOR	PRESION DE DESCARGA PROMEDIAL, COMERCIALMENTE USADA (PSIA)	RELACION DE COMPRESION MAXIMA POR ETAPA NORMALMENTE USADA	RELACION DE COMPRESION MAXIMA TOTAL POR UNIDAD NORMALMENTE USADA
Reciprocantes	35000 - 50000	10	LA REQUERIDA
Centrífugos (radial)	3000 - 5000	3 - 4.5	8 - 10
Rotatorios	100 - 130	4	4
Centrífugos (axial)	80 - 130	1.2 - 1.5	5 - 6.5

Generalmente el dimensionamiento de las partes clave en un compresor como puede ser un impulsor o un cilindro, no es efectuado por el usuario de este tipo de equipo, sino que mas bien, éste se ajusta a los equipos estandar de que disponen los fabricantes y que son puestos a su consideración en base a las características y necesidades indicadas asi como a la elección anticipada del tipo de compresor que haga dicho usuario. Lo anterior no quiere decir que no pueda haber casos en que el desarrollo de un proyecto requiera de diseños específicos, como en el caso de proyectos secretos o de investigación pero estos son casos extremos y no se tocara nada al respecto en este trabajo.

En la adquisición de un compresor es de vital importancia la especificación de los parametros involucrados, así como el calculo de capacidades y cabezas requeridas, ya que como no existe uniformidad en la cons-

trucción de estos equipos por los distintos fabricantes, es muy importante contar con un patron de comparación efectivo.

Lo anterior viene al caso por el hecho de que en un 99% de los casos las capacidades y cabezas propuestas en una cotización, no son iguales a las requisitadas y aún mas puede darse el caso de que el tipo de compresor sea otro, y es aqui en donde se hace de primerísima importancia que el Ingeniere conosca todos los tipos de equipo y sus características, así como los conceptos manejados como son las eficiencias que pueden si no se conoce su significado exacto dar una idea falsa en cuanto a costos de operación, o bien las exigencias mecánicas o de ataque químico a que podran estar expuestas las partes del compresor en contacto con el fluido de proceso, así como la inconveniencia que puede representar la contaminación del gas de proceso por el fluido de lubricación en un cilindro, o el escape del fluido al medio ambiente por la mala selección de un sello. En fin los puntos antes mencionados son algunos de los mas generales que se deben tener en cuenta y seran discutidos adelante con mas profundidad, aqui solo se mencionan para hacer ver la importancia que tiene el conocer perfectamente las características del equipo requerido en un proceso.

Una secuencia lógica en la especificación de las condiciones de operación de un sistema de compresión de gases es el siguiente:

De las condiciones del proceso se obtienen las presiones y temperaturas del gas, antes y despues del compresor, así como el flujo requerido (máximo y mínimo), el tiempo esperado de operación del equipo por cada jornada de trabajo y si este es continuo o la operación es intermitente.

Posteriormente, se evaluarán las propiedades del gas de proceso, que como antes se dijo son determinantes en la selección del e-

guipo. Lógicamente es importante que las propiedades dadas (calores específicos, peso molecular promedio, composición etc.) sean lo más exacto posible, así como también debe considerarse la posibilidad - de que en la corriente gaseosa puedan existir sólidos o líquidos, - en cuyo caso normalmente se aconseja su separación antes de entrar al compresor, ya que estos equipos no están diseñados para manejar líquidos o sólidos.

Aunque es práctica común el considerar un valor promedial del valor del factor de compresibilidad, a las condiciones de entrada y salida del compresor, es recomendable obtener dicho factor a las - condiciones individuales de entrada y salida de cada etapa de com- presión, y si es posible elaborar una curva de este factor que cu- bra todo el rango de operación.

Por otra parte, es muy importante indicar al fabricante si el gas manejado es corrosivo o tóxico y en que grado o condiciones, - con el fin de la selección adecuada de los materiales de construc- ción del equipo así como de los lubricantes, sellos y otras partes. En este punto conviene agregar que también se indicará la temperatu- ra de autoignición o descomposición del gas de proceso, y la canti- dad de condensables que pueda llevar.

II.- 3- SELECCION DEL COMPRESOR MAS ADECUADO.

Sin duda que el paso siguiente a lo anteriormente explicado, - en vía a la selección del compresor más adecuado, es el cálculo co- rrespondiente a cabeza y flujo requerido, para esto como mas adelan- te se vera, existen una cantidad regular de métodos cuya diferencia fundamental estriba en la exactitud de los resultados obtenidos, lo- gicamente la exactitud será menor cuanto menos elaborado sea el mé- todo de cálculo en general. En este punto la selección se debe ha- cer considerando fundamentalmente los requerimientos antes dichos y

previendo las consecuencias y necesidades que se crearán en la planta, al elegir tal o cual compresor, para lo cual se hace indispensable el conocimiento de las características de operación de los equipos involucrados. Por esta razón esta parte del capítulo presente esta dedicado a tal efecto, sin que quiera decir que lo aquí expuesto, cubra en su totalidad el objeto tratado sino que en particular pienso que es lo requerido para la correcta selección de compresores, en el ámbito en que se desarrolla un Ingeniero Químico en nuestro país.

II.- 3.1. Compresores Centrifugos.

Definitivamente el tipo centrifugo, es el más usado en la industria a causa de su simplicidad funcional, necesidades de mantenimiento relativamente bajas y disponibilidades en el mercado de construcciones diversas para cubrir una gran gama de necesidades. Las características anteriores, le comunica una cualidad de valor fundamental en cualquier proceso, y que es el poder operar durante periodos de tiempo grandes, en forma continua con un mínimo de paros por requerimientos de mantenimiento.

El tipo mas simple es el de una etapa, pudiendo manejar flujos desde al rededor de 3000 SCFM hasta 150000 SCFM según puede verse en la grafica antes mostrada. Normalmente la parte vital del compresor que es el impulsor, es de tipo cerrado con lo cual la cabeza desarrollada puede llegar hasta unos 12000 ft-lb/lb (cabeza adiabatica), en otros casos se usan impulsores abiertos con lo cual se obtienen cabezas mucho mayores con la misma velocidad y diametro de impulsor, como es el caso de impulsores abiertos de hojas con flujo inducido, con los cuales se desarrollan cabezas hasta de 20000 ft-lb/lb, todos estos tipos se construyen en diferentes materiales para diferentes necesidades. Cuando el flujo a manejar es más grande

que el nominal de la máquina, la solución obvia es usar varias en paralelo.

En este sentido, se puede mencionar otra característica sumamente valiosa en un proceso y que es el poder disponer de un flujo continuo sin pulsaciones después de la máquina sin necesidad de recurrir a otro equipo adicional.

Otra probable necesidad sería el requerir una cabeza superior a la que pudiera dar una máquina de una etapa, en este caso la solución que se ha dado no consiste en tener varias máquinas de una etapa dispuestas en serie, sino en una misma máquina disponer varios impulsores en serie, de estos el más usado es el de cuerpo horizontal dividido, en el cual en cada división se aloja un impulsor, siendo el número usual de estos, de tres a seis. Con los anteriores diseños, se tienen capacidades que van de los 1000 a 100000 CFM a cabezas politrópicas de 20000 a 10000 ft lb/lb.

Por otra parte y con objeto de aminorar el desgaste de algunas partes, el arreglo de las etapas es variado, teniéndose arreglos de etapas opuestas que además según algunos fabricantes simplifica su diseño.

Existen diseños con arreglo similar en los impulsores, del tipo carcasa dividida verticalmente, siendo estas, para el manejo de fluidos a mayor presión que las de diseño horizontal, y aun más, en caso de presiones mayores de 250 PSIG en mezclas conteniendo hidrógeno en un 70% o mayor, el diseño usado comúnmente es el dividido verticalmente, ya que ofrece menor probabilidad de fuga por su diseño mismo.

Este tipo de diseño es capaz de manejar flujos de 1000 a 10000 ICFM con presiones máximas de hasta 10000 PSIG.

Entre las aplicaciones más frecuentes de compresores centrifugos esta la compresión de aire para plantas, con gastos de 500 a - 70000 ICFM y con presión máxima en la descarga de 125 PSIG, siendo el diseño horizontal de tres ó cuatro etapas con interrefrigeración o sin ella el tipo mas usado.

Una derivación del diseño de multietapas es el que se construye a base de modulos unidos fuertemente, consistiendo cada modulo de impulsor y difusor propio. El diseño para baja presión puede manejar de 400 a 20000 ICFM a cabezas de hasta 20000 ft.lb./lb., la ventaja que ofrece es el poder manejar aire u otro gas en que se admitan fugas despreciables, a velocidades de rotación bajas (2000 a 3000 RPM), lo cual origina una disminución en los costos por requerirse impulsores no de materiales de alta resistencia (usualmente se usan de aluminio), así mismo los rodamientos usados no requieren de sistemas de lubricación o enfriamiento especial.

El diseño para alta presión de este tipo, maneja de 500 a - 15000 ICFM a cabezas de hasta 60000 ft.lb./lb., este diseño es sin embargo de alta velocidad, teniendo por tanto los mismos problemas que el diseño horizontal dividido en cuanto a lubricación, enfriamiento y materiales, siendo no obstante mas economico.

Todos los anteriores diseños, tienen limitaciones mecánicas, y por ello, cuando no es posible obtener con una sola unidad la cabeza requerida, se recurre a instalar un sistema en serie de tantas unidades como sea requerido y en todo case en base a un análisis económico respecto a otro tipo de compresor. Por otra parte es muy importante como se dijo antes, considerar si es necesario un sistema de enfriamiento entre cada etapa de compresión, (normalmente una temperatura de descarga de 350° F o más, obliga a enfriar el gas antes de la etapa de compresión siguiente).

II.- 3.2. Compresores de flujo axial.

Como su nombre lo indica, en este tipo de compresores el flujo de gas es paralelo a la flecha del compresor, y no cambia de dirección como en los de tipo centrifugo.

Este tipo de compresores como puede verse en la figura antes ilustrada, no pueden desarrollar cabezas mas alla de la mitad de lo que desarrollan normalmente los de tipo centrifugo (por etapa), sin embargo su capacidad (hasta 40000 ICFM), es mayor a la normalmente manejada por estos. Aún mas, existen diseños capaces de manejar hasta 100000 ICFM de gas, con cabezas no mayores a 100 PSIG (varias etapas), siendo este tipo sumamente usado dada su alta eficiencia (mayor que la del tipo centrifugo multietapas) lo cual reduce los costos de operación.

No obstante lo anterior, este tipo de compresores siempre es más caro, y su uso solo puede justificarse por medio de el análisis económico pertinente. Por otra parte debe mencionarse que no obstante seguir las mismas leyes de comportamiento a diferentes velocidades que los de tipo centrifugo, su rango de estabilidad funcional es bastante reducido lo cual origina la necesidad de sistemas de control más completo y por lo tanto más caros.

II.- 3.3. Compresores de desplazamiento positivo.

II.3.3.1. Compresores reciprocantes.

Generalmente el uso de compresores reciprocantes, se limita a operaciones de baja capacidad y alta presión, sin que quiera decir que no existen diseños para capacidades medianamente altas, sin embargo para estos casos se prefiere el uso de compresores de tipo centrifugo.

El uso de compresores reciprocantes pequeños (25 a 200 HP), - se ha limitado a aplicaciones como pueden ser: aire para servicios generales en planta, o aire para instrumentos, en cuyo caso normalmente se requiere el tipo de cilindro no lubricado, ya que el tipo lubricado, puede originar desperfectos en los instrumentos de control y medición por suministrar aire contaminado con aceite. Normalmente este tipo de compresor es enfriado por agua y esta constituido por un pistón de acción doble.

Evidentemente la capacidad de este tipo de compresor, es función directa del tamaño y número de cilindros (por etapa) de que conste el mismo, en tanto que el número de etapas es a su vez dependiente del aumento de temperatura a través de cada etapa (limitado a 250°F generalmente), así como de la carga que pueda soportar la máquina en si misma y los rodamientos de ésta.

Normalmente el número de etapas se determina en base al principio de que para un trabajo total mínimo el trabajo desarrollado es el mismo en todas las etapas, mas adelante se mostrará la estrategia que se recomienda para lo antes dicho, así como la forma de calcular la potencia requerida por etapa.

Una vez establecida la presión y temperatura entre cada etapa (se deberá de tomar en cuenta la caída de presión y disminución de temperatura en los enfriadores entre cada etapa), es posible determinar la capacidad requerida para cada etapa a las condiciones de succión de la misma, para lo cual es necesario considerar un hecho que no se da en los compresores de tipo centrifugo, y que es la existencia de un volumen muerto en el cilindro, creado por las necesidades particulares de cada diseño, de forma tal que la capacidad del paso en cuestión es menor al desplazamiento del pistón. Para referirse a lo anterior, se usa el término conocido como eficiencia volumetrica, cuya forma de cálculo se describe adelante, y que por ahora baste con decir que es la siguiente relación.

$$ev = \frac{Q}{V \text{ desp.}}$$

ev = eficiencia volumétrica

Q = Capacidad a las condiciones de succión (ICFM)

Vdesp. = Vol. desplazado por el movimiento del piston, dentro del cilindro (pies cubicos).

Otro punto importante que debe tenerse en cuenta sobre todo en un compresor recíprocante en operación, es el valor preestablecido por el fabricante de carga máxima, y aún mas, es práctica común operar a un 60 - 75% de este valor, dicho valor esta dado para el caso de un cilindro de doble acción por:

Carga por compresión = $P_d A_c - P_s A$

Carga por tensión (succión) = $P_s A_c - P_d A$

P_d = Presión de descarga (PSIA).

P_s = Presión de succión (PSIA).

A_c = Area de la cabeza del cilindro del lado opuesto a la biela.

A = Area del cilindro del lado de la biela.

Así mismo es de gran importancia al seleccionar un compresor recíprocante, el que este no opere a velocidades de piston demasiado altas, ya que lo anterior ocasiona casi inevitablemente necesidades de mantenimiento demasiado altas por tenerse puntos de alta fricción que origina gastado y calentamiento en las partes en movimiento.

La formula para calcular la velocidad de operación de piston es la siguiente:

Vel. (Pie/min.) = $2N (L/12)$ N = Revoluciones por minuto.

L = Longitud de carrera (pies).

II.3.3.2. Compresores rotatorios.

Este tipo de máquina, como su nombre lo indica consta de un elemento rotante, el cual a cada revolución desplaza un volumen predeterminado del gas de proceso. Entre los tipos mas conocidos se encuentra el de lobulos, el cual esta constituido de elementos rotatorios en forma de 8, dichos elementos se encuentran perfectamente ajustados dentro de la carcasa del compresor. Probablemente el uso mas difundido que tienen los compresores de lobulos es como "bombas de vacio", esto es que operan a presiones de succión menores a la atmosferica y descarga a presiones iguales o un poco mayores a la atmosferica y con gastos tan pequeños como 2 pies cubicos por minuto hasta 20000 pies cubicos por minuto en los diseños más grandes, existen diseños capaces de manejar presiones en la succión de 5 a 7 psig. y descarga de hasta 25 psig.

II.- 4.- CONTROL E INSTRUMENTACION

Definitivamente, la operación de cualquier equipo exige un control en su funcionamiento adecuado, con el fin de prolongar lo mas posible la durabilidad de sus partes constitutivas, eliminar perdidas de energia y obtener los efectos deseados en la corriente de proceso.

Es de sobra decir la inversión que representa un equipo de compresión en cualquier planta, y de ahí el interés que deberá ponerse en el control de operación de dicho equipo.

El tipo de control que ha de usarse depende sobre todo del tipo de compresor a que a de aplicarse y de las condiciones de operación a que estara sometido, en general los tipos de control mas comunes en la industria son los siguientes:

II.- 4.1. Control.- Compresores centrifugos.

Como ya se vio antes, un compresor centrifugo aumenta la pre-

sión en una corriente gaseosa en virtud al incremento en la energía cinética que le infiere a dicha corriente por medio de un impulsor. Es lógico pensar que si en primera instancia se requiere cambiar la presión de descarga de la corriente, es necesario cambiar el incremento en la energía cinética, esto se logrará obviamente modificando la velocidad del impulsor.

Los compresores centrifugos al igual que los sopladores siguen en su comportamiento los principios denominados "leyes de afinidad o de los sopladores", y pueden resumirse de la forma siguiente:

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

En donde: N = Velocidad
 Q = Capacidad Vol.
 H = Cabeza.

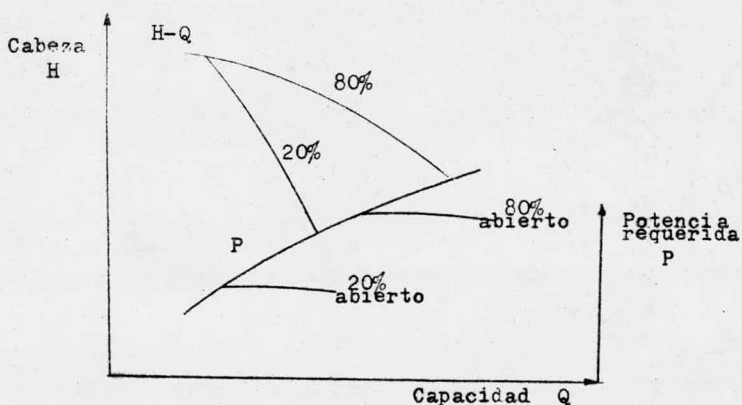
Efectivamente, un cambio en la velocidad de giro del impulsor traera como consecuencia inmediata un cambio en la capacidad y cabeza desarrollada, logicamente se debera tener cuidado con el cambio originado en la temperatura y con los margenes de operación indicados por el fabricante del compresor.

De aqui se desprende la gran ventaja que significa el tenerse accionamientos de velocidad variable, siendo los mas usados turbinas de gas o vapor, cuyo control de velocidad esta constituido por un operador de ajuste del gobernador de velocidad, actuado electrica o neumaticamente por medio de un control automatico cuyo elemento primario de medición detecta la variable de control directamente en la salida del compresor. El otro tipo de accionamiento conocido es el motor eléctrico, este elemento en principio opera a velocidad constante, sin embargo existen diseños que por medio de cambio en la frecuencia de la corriente eléctrica de alimentación (control electrónico) es posible efectuar un cambio en la velocidad de giro de la flecha, otro tipo de diseño ofrece un control de velocidad -

dentro de ciertos márgenes por medio de la variación de la corriente alimentada (control por reostato), estos tipos de accionamiento, dada su naturaleza no son deseables en procesos químicos en donde casi siempre, el área de operación está clasificada como peligrosa. Otra posible opción en cuanto a control de velocidad en motores eléctricos se refiere, lo constituye el uso de cajas de engranes y embragues que tienen sin embargo la desventaja de operar con características de elevada ineficiencia, lo cual les hace no recomendables en la industria química en donde los costos de operación son sumamente importantes.

No obstante lo antes dicho, el tipo de accionamiento más usado es el motor eléctrico de velocidad constante, lo cual ha dado origen a tres tipos básicos de control de compresores centrífugos con objeto de su correcta operación.

- 1).- Control por cambio del ángulo de incidencia de la corriente gaseosa al impulsor. Lo anterior es la forma más eficiente de cambiar las características de flujo a diferentes requerimientos de cabeza, y se logra por medio de un mecanismo consistente de varias hojas estacionarias a la succión de la primera etapa, dichas hojas cambian su posición ya sea por medio de control automático o manual.



- 2).- Control por medio de la restricción de la corriente en la succión. Este tipo de control se basa en el hecho de que siendo la presión de descarga constante, una disminución de la presión en la succión, traera como consecuencia un aumento de la cabeza total, de esta forma el resultado ne to de lo anterior es que al restringirse la corriente de succión, se obtenga a un flujo menor, una cabeza mayor.
- 3).- Control por medio de la restricción de la corriente en la descarga. Al restringirse la corriente de proceso en la descarga del compresor, se origina una elevación del va-
lor de cabeza desarrollada, dicho excedente de cabeza es eliminado por medio de una valvula antes de que dicha co-
rriente pase al equipo de proceso siguiente, con esto pue de obtenerse una diferencial de presión menor y un flujo volumético también menor.

Como podra pensarse, de los tres métodos básicos antes citados, el menos eficiente en cuanto a costos de ope-
ración se refiere, es el método (3), sin embargo dada su simplicidad es justificable su uso en equipos chicos; en tanto que sin duda el mas eficiente en el mismo aspecto es el método (1), sin embargo siendo un mecanismo de control mas complejo, puede originar costos de mantenimiento incosteables. En todos los casos es necesario un análisis adecuado para decidir el tipo de control mas adecuado que ha de usarse, para lo cual no hay que olvidar que puede obtenerse información al respecto, de los fabricantes de cada equipo en particular.

Por otra parte, como puede verse, los tres tipos de control basan su funcionamiento modificando de una u otra forma el flujo volumético, sin embargo a una determinada

velocidad y tamaño de impulsor, un compresor centrifugo esta capacitado para manejar solamente un determinado flujo volumétrico, ya que al disminuir el flujo a valores - del 80-70% del flujo nominal, se originan fuerzas no balanceadas que ocasionan vibración en la máquina, dicha vibración puede tomar cauces desastrosos si no es controlada en forma eficiente. Normalmente los tres tipos de control antes citados, no originan disminución en el flujo que puedan dar origen a vibración, pero puede darse el caso de que el proceso en si en un momento dado requiera de un flujo menor al suministrado por la máquina, una solución que podría antojarse obvia, sería parar la máquina, sin embargo el arrancar y parar un motor eléctrico en forma mas o menos frecuente, puede traer como consecuencia - sobrecalentamientos del mismo y disturbios no deseables en la línea de alimentación eléctrica. Lo anterior ha sido eliminado por sistemas de control antivibración desarrollados en la mayoría de los casos por los fabricantes de estos equipos, por lo cual al adquirir un compresor de este tipo, se deberá indicar al fabricante que suministre el control anti-vibración mas apropiado al caso y a su equipo.

Los sistemas de control anti-vibración usados a la fecha son los siguientes:

- 4).- Control anti-vibración por venteo a la atmosfera de parte del gas de proceso. Definitivamente este es el sistema mas simple conocido, y consiste de valvulas de relevo instaladas en la descarga del compresor, las cuales habren automaticamente cuando el flujo de gas se aproxima al limite indicado por el fabricante, (dicha disminución en el flujo puede ser ocasionada por bloqueo de la línea de des

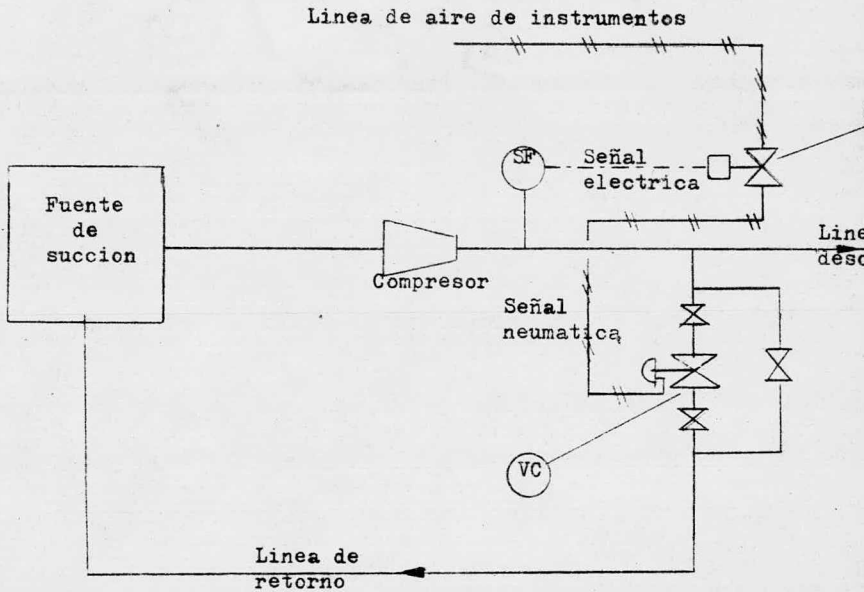
carga en algun punto, o por baja demanda del gas en el proceso.

Logicamente el sistema anterior no podra ser empleado en procesos de gases tóxicos, inflamables o cuya pérdida sea antieconómica, esto reduce el campo de aplicación de este sistema a casi exclusivamente la compresión de aire.

- 5).- Control anti-vibración por derivación de parte de la corriente de descarga a la fuente de alimentación ó a la succión misma.

Este sistema, consiste también de valvulas de relevo que en caso de bajo flujo, habren el paso a una línea que conduce o a la succión del compresor en cuyo caso, se deba tener en dicha línea un intercambiador de calor para enfriar la corriente de gas que como consecuencia de la recirculación efectuada se calentara, o bien dicha línea puede conducir a la fuente de succión que en caso de ser lo suficientemente grande para disipar el calor producido, evitará el tener que usar un medio de enfriamiento externo. El sistema aquí mencionado es el mas empleado y puede ser modificado según las necesidades y conveniencias de cada caso.

En seguida se muestra un arreglo típico del control mencionado.



- SF.- Interruptor de flujo (cierra por bajo flujo).
 VS.- Valvula de solenoide (cerrada deenergizada).
 VC.- Valvula de control (cerrada a falta de aire)

II.- 4.2. Control.- Compresores reciprocantes.

Si nos detenemos a pensar la forma en que funciona un compresor reciprocante, llegaremos facilmente a la conclusión de que si se le suministra la potencia suficiente, podra desarrollar la cabeza

requerida por alta que esta sea.

Sin embargo la conclusión antes obtenida no ocurre en la realidad, ya que estos equipos normalmente, constan de sistemas de seguridad que ponen a la máquina fuera de operación al rebasar con cierto margen el límite de presión de descarga fijado por el fabricante, el cual se basa para fijar dicho punto, en las características propias de su diseño y de los materiales de construcción de su equipo, todo lo anterior para evitar una posible falla mecánica que lógicamente es lo mas grave que podría ocurrir.

Por otra parte, dentro de los límites normales de operación, y con el fin de cumplir con los requerimientos que suelen presentarse en un proceso, se cuentan con sistemas de control que varían de un fabricante a otro pero cuyo diseño y funcionamiento básico es el siguiente:

En primer lugar, al igual que en el caso de compresores centrífugos, en caso de contarse con accionamiento de velocidad controlable, es posible cambiar el gasto al cambiar la velocidad de operación del compresor, no obstante la ventaja de este tipo de accionamiento, no es usado con la frecuencia que se desearía, ya que su uso representa una inversión inicial mayor y el mantenimiento requerido es mucho mayor que el necesario en un accionamiento de velocidad constante.

Dado que la mayoría de las veces el accionamiento que se tiene es de velocidad constante, los sistemas de control se han enfocado principalmente a este caso, la forma mas simple de control es la que se obtiene al instalar valvulas de relevo en la línea de descar

ga, las cuales son dimensionadas por el usuario con el fin de que cuando la presión de descarga llegue a un límite no deseable, estas venteen a la atmosfera o a una línea conectada a la succión o a la fuente de suministro del gas de proceso.

Otra forma de cambiar el gasto de un compresor recíprocante operado a velocidad constante, consiste en la apertura de cámaras contiguas al cilindro y que normalmente se encuentran fuera de operación, al abrir automáticamente, originan un volumen muerto mayor en el cilindro, con esto la eficiencia volumétrica disminuye como más adelante se verá, esto hace que el volumen de gas manejado sea menor.

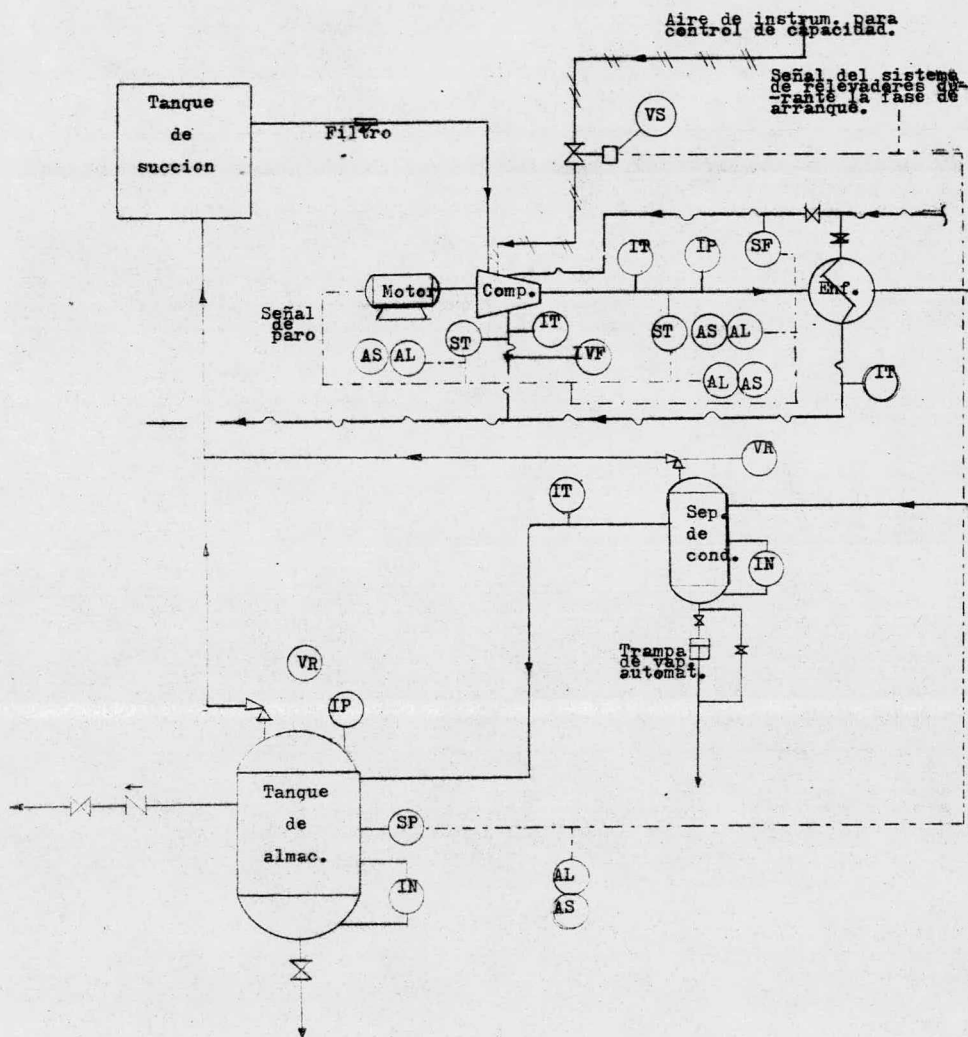
Probablemente la forma de control más eficiente, consiste en el uso de descargadores que actúan sobre las válvulas de succión. Dichos descargadores son elementos cuya misión es mantener la válvula de succión abierta durante el retorno del pistón, de forma tal que el compresor no efectúa trabajo alguno al operar en estas condiciones ya que el gas succionado, es expulsado por la misma válvula al permanecer ésta abierta. El accionamiento de los descargadores puede ser automático o manual.

En seguida se muestra la instalación de un compresor recíprocante, en donde se ilustra la forma en que opera un control de capacidad por descargadores.

Notese que aparte de los descargadores, se cuenta con válvulas de relevo e interruptores que hacen que la unidad quede fuera de operación en caso de alguna circunstancia indebida.

Las características del compresor son las siguientes:

Compresor recíprocante	{	Una etapa
		Doble acción
		Lubricado
		Accionamiento: Motor eléctrico de velocidad constante.



IT.- Indicador de temp.
 IP.- Indicador de pres.
 IN.- Indicador de nivel.
 IVF.- Indicador de flujo
 ST.- Interrup. de temp.
 SP.- Interrup. de pres.
 VR.- Valvula de relevo.
 VS.- Valvula de solenoide.

AS.- Alarma sonora.
 AL.- Alarma luminosa.
 — Linea de proceso.
 // Linea de señal neumática
 - - - Linea de señal eléctrica
 ~ Linea de agua de enfriam.

En primer término, la corriente proceso proviene de un tanque de almacenamiento y pasa primeramente por un filtro de separación de sólidos que puedan estar presentes.

Seguidamente se tiene la línea de descarga, la cual llega a un postenfriador cuya misión es absorber el calor generado por efecto de la compresión, en dicha línea se cuenta normalmente con un indicador de temperatura y un indicador de presión el cual deberá ser adecuado para el servicio en el cual se tienen oscilaciones de presión, además se tiene un interruptor de temperatura calibrado por el usuario, el cual pondrá fuera de servicio el equipo por alta temperatura de descarga, a la vez que accionará una alarma luminosa y sonora normalmente colocadas en un tablero.

Muchas veces, como consecuencia del enfriamiento en el postenfriador, puede llegar a condensar el agua que pudiera estar presente en forma de vapor en la corriente de alimentación, o bien alguna otra fracción condensable a las condiciones de salida del postenfriador. Dicho condensado, es práctica común separarlo de la corriente gaseosa, la forma en que se haga dependerá de la naturaleza del condensado, en este caso se supone que el condensado es agua, y se separa en el tanque que se tiene en seguida del postenfriador, por medio de una trampa de vapor automática e instalada en el fondo de dicho tanque. Además con el fin de poder checar en un momento dado que la evacuación del condensado se está efectuando en forma debida, en el tanque de separación se debe contar con un indicador visual de nivel, y para protección del tanque, debe proveerse también una o más valvulas de relevo, cuya presión de calibración deberá ser menor siempre a la de diseño del tanque. La línea de descarga de estas valvulas desemboca al tanque de alimentación o a la atmósfera si el gas de proceso lo permite.

Continuando con la línea de proceso, se puede ver que el gas que abandona el tanque separador de condensado, es recibido en un tanque de almacenamiento, del cual el gas comprimido será tomado para el propósito por el cual se comprime. El tanque de almacenamiento a la vez puede servir como amortiguador de pulsaciones. Generalmente se coloca un indicador de temperatura a la salida del separador de condensados, en tanto que en el tanque de almacenamiento se debe tener un indicador de presión y un indicador de nivel visual - ya que aún cuando en el separador se elimina la mayor parte de condensables parte se condensan en el tanque de almacenamiento, la forma en que se elimina en este caso el agua condensada es por medio de una valvula de globo. Al igual que el tanque de separación, el tanque de almacenamiento final, debe ser protegido en caso de alta presión, la forma en que se hace es también por medio de una ó mas valvulas de relevo calibradas a la presión adecuada.

En el tanque de almacenamiento final, se tiene el elemento sensor primario del control de capacidad el cual es un interruptor de presión, dicho interruptor esta normalmente abierto, y al cerrar por alta presión, cierra el circuito eléctrico requerido para que una valvula de solenoide se energize, permitiendo así el paso del fluido de control (normalmente aire de instrumentos o bien el gas de proceso) el cual por medio de los descargadores mantiene abiertas las valvulas de succión del compresor en tanto la presión en el tanque de almacenamiento no se normalice. Notese que lo importante del control, es que evita el tener que parar el equipo totalmente en caso de baja demanda del gas de proceso, sin embargo en caso de que la condición de normalización de presión no se alcance en un lapso más o menos corto, se cuenta generalmente con un sistema de relevadores de tiempo (ajustable) y que pondran fuera de operación al equipo, en el tiempo que el usuario considere adecuado.

Ademas de la función anterior, el sistema de relevadores de tiempo, hace que la valvula de solenoide permanezca energizada durante la fase de arranque del motor, permitiendo así la puesta en marcha del compresor sin carga, lo cual es sumamente importante para evitar sobrecarga en el motor. La puesta en marcha del equipo, puede ser manual o automática.

En el esquema se muestra también el sistema de enfriamiento tanto del compresor como el del postenfriador, en este caso se esta utilizando un arreglo en paralelo con agua como refrigerante.

Como se ve, en la línea de agua de enfriamiento se tiene un interruptor de flujo, el cual mandara señal de paro por falla de flujo de agua de enfriamiento al compresor, al mismo tiempo que accionará una alarma luminosa y sonora colocadas localmente o en un tablero. En la línea de agua de salida del compresor, se cuenta con un indicador visual de flujo y un indicador de temperatura, así como un interruptor de temperatura que pondra fuera de servicio al compresor por alta temperatura del agua de enfriamiento en la salida.

En la línea de agua de enfriamiento que va al postenfriador, normalmente se cuenta con un indicador de temperatura a la salida.

Como puede verse, en general se cuenta con una buena cantidad de instrumentos que el Ingeniero deberá procurar esten correctamente especificados y que su acción de control tenga lugar en el punto y tiempo adecuado, para esto logicamente es necesario el conocimiento de los tipos de control antes mencionados. Lo anterior nos podra servir también al estimar la forma en que puede un compresor comportarse al variar las condiciones de operación para las que fue inicialmente diseñado, y en base a esto poder hacer una correcta evaluación del funcionamiento del equipo disponible con la instrumentación de que consta, este punto juntamente con la descripción del aspecto mecánico de este tipo de equipo forman la parte central del capítulo siguiente.

C A P I T U L O I I I

III.- 1- COMPORTAMIENTO OPERACIONAL POR CAMBIOS EN LAS VARIABLES DE PROCESO DE LOS COMPRESORES MAS FRECUENTEMENTE USADOS EN LA INDUSTRIA.

Como podra pensarse, es de importancia fundamental el conocimiento de la forma en que se comportan los distintos tipos de equipo de compresión que se usan en la industria, y la forma mas conveniente que se usa para ilustrar esto es por medio de gráficas en que se muestran los parámetros de mayor importancia en la operación unitaria de compresión.

No obstante que normalmente los fabricantes de compresores suministran en forma gráfica, las características de operación de sus equipos, es de interés fundamental para el Ingeniero de proceso, el poder predecir en un momento dado la forma en que se podrá comportar el equipo al cambiar alguno de los parámetros de diseño original. - Lo anterior tendría una solución fácil en caso de que el fabricante suministrara gráficas de comportamiento de su equipo para otras condiciones que no fueran las de diseño, logicamente esto no es posible dada la infinidad de posibles variaciones que podrían tener las condiciones de operación.

Con fundamento en lo antes dicho, toca al Ingeniero de proceso la estimación de la forma en que podra comportarse un equipo existente en caso de tenerse nuevas condiciones de operación, para esto solo contara en principio con la información del fabricante a las condiciones de diseño original.

Con lo antes dicho se pone de manifiesto la gran importancia del tema que se pretende desarrollar en el capítulo presente.

Definitivamente, los tipos de compresor mas usados en la industria, son el tipo reciprocante y el tipo centrifugo, por esta razón

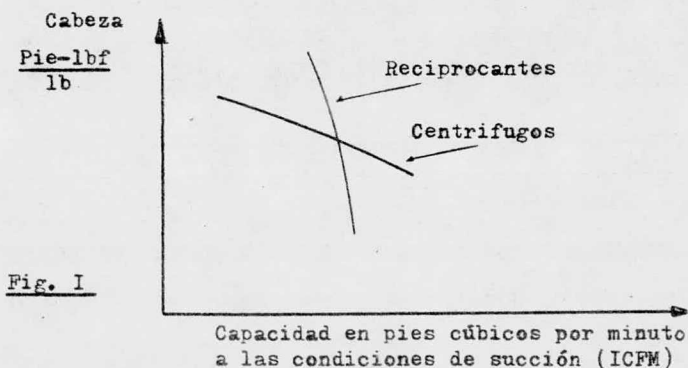
se dedicará toda nuestra atención a dichos tipos de equipo.

Al surgir la necesidad de efectuarse un cambio en alguna de las condiciones de proceso, en principio deberá considerarse si la construcción de la máquina en cuanto a esfuerzo mecánico permitido y a materiales de construcción permite la aplicación del equipo para las nuevas condiciones a que se pretende operar.

En caso de llegar a la conclusión de que el equipo es apto para tal efecto, el paso siguiente es la determinación con la exactitud posible de las nuevas condiciones que el compresor nos dara a la descarga y de las nuevas necesidades en aumento a potencia y servicios, originadas.

Inicialmente debe quedar bien claro que la primera diferencia en cuanto a comportamiento entre los dos tipos de compresor mencionados, es que dada la forma particular que cada uno tiene para inferir un aumento de presión al gas manejado, normalmente se considera al de tipo centrífugo como de capacidad variable, siendo dicha capacidad, dependiente de la cabeza exigida por el proceso, en tanto que el tipo de desplazamiento positivo puede considerarse de capacidad constante y de cabeza disponible variable según sea la necesidad en el proceso. Logicamente, lo anterior podra ser valido siempre y cuando se opere dentro del rango de diseño de la máquina en particular.

Lo anterior se ilustra por medio de la gráfica siguiente.



III.-1.1 COMPRESORES CENTRIFUGOS.

Primeramente, analisemos el comportamiento básico de un compresor centrífugo tomando como punto de partida dos principios, primero, que la cabeza desarrollada es función de la capacidad manejada y segundo las leyes o principios de los sopladores mencionados anteriormente.

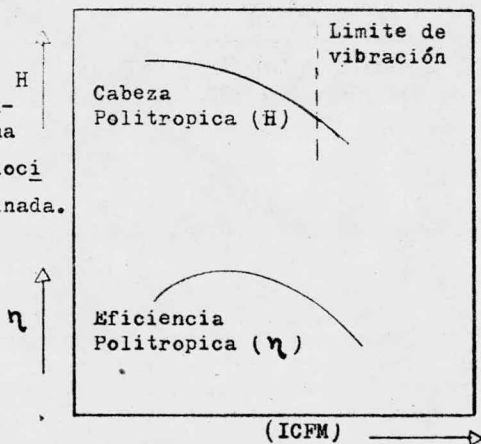
Como puede verse en la gráfica (I), normalmente se acostumbra indicar el volumen manejado en pies cúbicos a la entrada del compresor (ICFM), no se acostumbra usar unidades de volumen en condiciones estandar, ya que un cambio en la presión de entrada, temperatura de entrada, peso molecular o en el factor de compresibilidad no nos representaría un cambio proporcional en el volumen de entrada - en el caso de que este fuera expresado en unidades de volumen en condiciones estandar, lo cual si ocurre en el caso de estar expresado dicho volumen a las condiciones de succión del compresor.

Por lo que a cabeza se refiere, en esta discusión siempre que se haga referencia a la misma, se estará hablando de cabeza politrópica (Pie-lb./lb).

Lo que normalmente puede esperarse de un compresor centrífugo en cuanto a cabeza y capacidad se ilustra perfectamente por la gráfica siguiente, en dicha gráfica se tiene también curva de eficiencia politrópica.

Fig. II

Curvas típicas para una etapa y velocidad determinada.



Puede verse también que existe un límite en cuanto a capacidad dependiendo del diseño propio del compresor, y que por lo tanto podemos operar nuestro equipo bajo distintas condiciones pero sin rebasar el límite mencionado.

Tomando como base la gráfica anterior, los fabricantes generalmente elaboran la gráfica que se muestra en seguida y que como puede verse, los datos contenidos en esta gráfica son de tal importancia, que en la mayoría de los casos en que el usuario solicita información de este tipo al fabricante del equipo, éste suministra una gráfica similar a la mostrada.

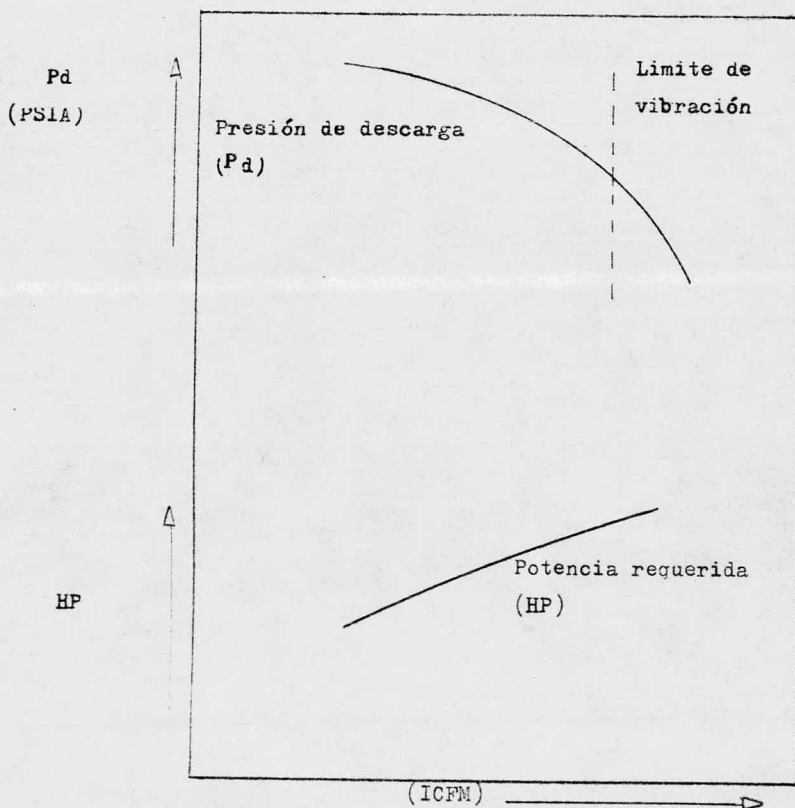


Fig. III

Obviamente las figuras antes mostradas, son elaboradas para cada diseño de equipo particular, es decir que la presión de descarga y la cabeza mostradas, son validas para una presión y temperatura - de succión de diseño, así como para una K, peso molecular y una velocidad de diseño.

Una vez dicho lo anterior, la pregunta que se antoja obvia es: que es lo que sucede o que debe esperarse si alguna de las condiciones iniciales de diseño cambia. Para tratar de dar una explicación adecuada a la pregunta anterior, comencemos por entender que es lo que sucede si cambia el valor del peso molecular (M.W.).

Apoyandonos en nuestra premisa original de que la cabeza es función de el flujo, o dicho de otra forma que para un flujo determinado la cabeza permanece constante, podemos establecer una igualdad de dos ecuaciones para cabeza politrópica conteniendo en cada una el peso molecular original de diseño y el nuevo, por ejemplo; Tomemos una de las ecuaciones simples para calculo de cabeza politrópica:

$$a) H = ZRT_1 \frac{n}{n-1} \left[(P_2/P_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

En donde R = $\frac{\text{Constante}}{\text{M.W.}}$

Z = Factor de compresibilidad

R = Constante de edo. gaseoso

P = Presión

n = Coeficiente politrópico

H = Cabeza Politrópica.

Aplicando la anterior ecuación a las condiciones de diseño original y a las nuevas condiciones, reorganizando e igualando obtenemos.

$$\frac{1}{(M.W.)_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1}{(M.W.)_2} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

De aquí se desprende que una consecuencia del cambio del peso molecular, es un cambio en la presión de descarga si la cabeza se mantiene constante. Lo anterior es fácil de ver si se considera en la ecuación anterior en el miembro de la izquierda la P_2 es conocida de la gráfica antes mostrada (de diseño original), la cual está basada en $(M.W.)_1$, en tanto que P_1 y n es el mismo en ambos miembros de la ecuación, y $(M.W.)_2$ es el nuevo valor de peso molecular.

En seguida se tiene la ilustración del efecto en la presión de descarga por cambio en el peso molecular, manteniendo la cabeza constante,

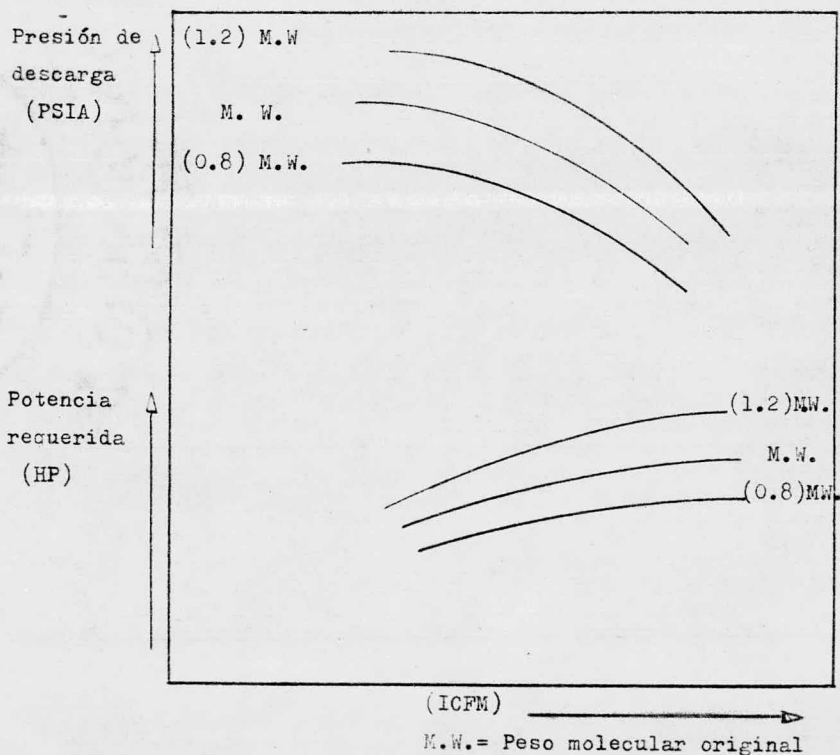


Fig. IV

Sin embargo el resultado anterior nos indica que si la cabeza se mantuvo constante y varió la presión de descarga al variar el peso molecular, también debe de haber cambiado el valor de cantidad de energía entregada al gas y por tanto al compresor mismo (BHP). - A fin de obtener cuantitativamente dicho cambio usemos alguna de las ecuaciones clásicas:

$$b) R = \frac{\text{Constante}}{M.W.}$$

$$c) GHP = \frac{W \times H}{\text{Constante} \times \eta}$$

$$d) Q = \frac{Z R T_1}{\text{Constante} P_1} \cdot W$$

En donde:

GHP = Energía entregada al gas

W = Flujo total (masa/tiempo)

H = Cabeza

η = Eficiencia

T = Temperatura

Q = Flujo volumétrico (Vol./tiempo)

Sustituyendo las ecuaciones (b) y (c) en la (d) y aplicando los mismos principios que en el caso anterior se puede llegar a lo siguiente:

$$\frac{(GHP)_1}{(M.W.)_1} = \frac{(GHP)_2}{(M.W.)_2}$$

Lo cual confirma lo antes supuesto, esto es que el cambio en el peso molecular origina también un cambio en la energía requerida a fin de mantener la misma cabeza desarrollada por el compresor. - La gráfica anterior ilustra también el cambio en los BHP requeridos por el compresor al cambiar el peso molecular.

Continuando con la discusión sobre las consecuencias que acarrea el cambio en el peso molecular del gas de proceso, debemos analizar que es lo que ocurre con la temperatura de succión, si observamos las ecuaciones (a) y (d) antes mencionadas, podremos ver que el factor RT_1 aparece en ambas, motivo por el cual es de pensarse que el efecto que pueda tener en el comportamiento de un compresor -

esta intimamente ligado a dicho factor y por ende al M.W. del cual depende el valor de R.

En este punto todos los autores coinciden y una de las formas propuestas para calcular la temperatura de succión requerida al existir un cambio en el peso molecular, manteniendo la cabeza constante, deriva de la observación antes hecha, de la forma siguiente:

$$\frac{T_1}{MW_1 \times A} = \frac{1}{MW_1} \times \frac{T_1}{A} = \frac{T_1'}{MW_1}$$

$$\text{Siendo por tanto } T_1' = \frac{T_1}{A}$$

En donde T_1 = Temperatura absoluta de succión correspondiente a MW_1

T_1' = Temperatura absoluta de succión correspondiente a MW_2

MW_1 = Peso molecular de diseño

MW_2 = Peso molecular nuevo.

$A = MW_2/MW_1$

Por lo tanto las líneas mostradas en la figura anterior, nos representan el comportamiento de un compresor centrifugo para diferentes temperaturas de succión y peso molecular.

Notese una vez mas que hasta aqui las consideraciones hechas son validas unicamente para el caso de que el compresor este accionado por un motor de velocidad constante.

El caso contrario, es decir en el que se cuenta con un accionamiento de velocidad variable, (aún cuando es el mas deseable en cuanto a operación, es el menos usual por las razones anteriormente explicadas), nos pone en la necesidad de tratar de predecir el comportamiento del equipo de compresión, a diferentes velocidades de

operación, y la forma mas convincente de que se dispone le constituyen las leyes de los sopladores o de afinidad anteriormente mencionadas, y que aqui se muestran para una rapida referencia:

d)
$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2}$$
 En donde: N = Velocidad (RPM)
 Q = Cap. Vol (ICFM)

e)
$$\frac{N_1^2}{N_2^2} = \frac{H_1}{H_2}$$
 H = Cabeza (Pie lb/lb)
 GHP.- Potencia transmitida al gas.

f)
$$\frac{N_1^3}{N_2^3} = \frac{GHP_1}{GHP_2}$$

Al respecto de estas leyes, podemos decir dos cosas fundamentales, primera; son aplicables solo en caso de operación con velocidad variable, y segunda: que la predicción de la variable calculada, esta basada en el valor de dicha variable a una velocidad determinada.

En base a las ecuaciones (d) y (e), así como a los datos mostrados en el diagrama (II) que se muestra al principio de la discusión establecida en este sentido para este tipo de compresores, es posible la construcción de un diagrama como el que en seguida se muestra:

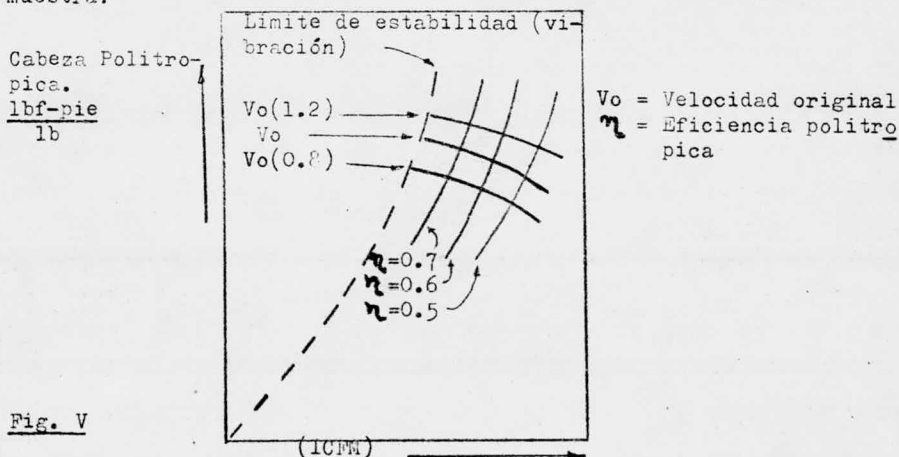


Fig. V

La forma en que se obtiene este diagrama, involucra el hecho de considerar que para puntos de operación equivalentes, la eficiencia es la misma, entendiéndose como puntos de operación equivalentes, los incluidos en las líneas $Q/N = \text{cte.}$

Por otra parte substituyendo la ecuación (a) para cabeza politrópica, en la (e), rearrreglando podemos obtener:

$$\frac{1}{N_1^2} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1}{N_2^2} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Haciendo uso de esta ecuación, considerando que el miembro de la izquierda nos representa las condiciones para la velocidad original y el de la derecha las condiciones para una nueva velocidad, - junto con la información contenida en el diagrama III antes mostrado, puede obtenerse el diagrama siguiente:

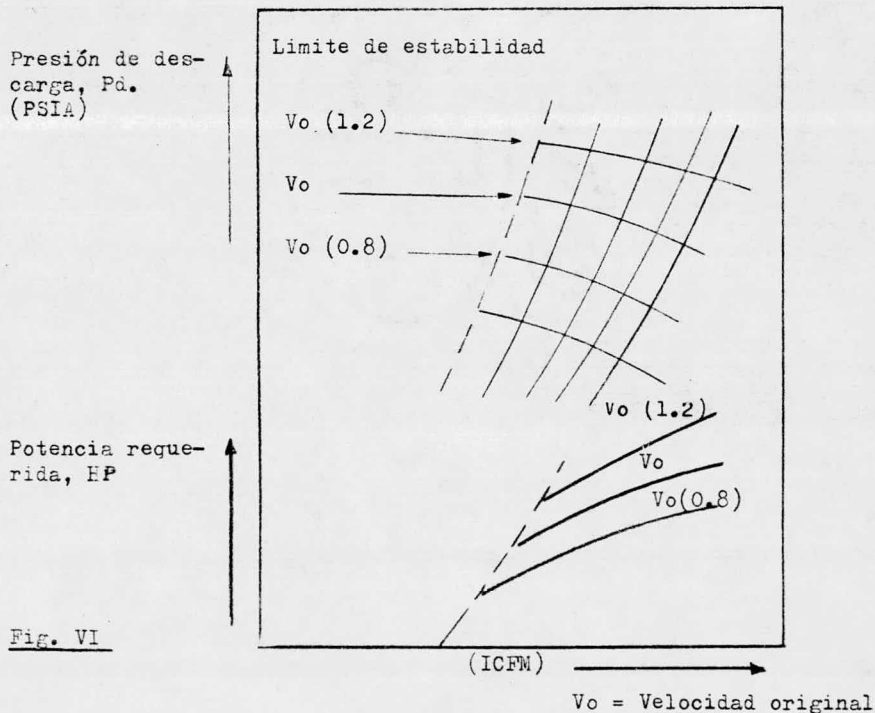


Fig. VI

Lo anterior es posible ya que las velocidades de operación N_1 y N_2 , el valor $\frac{n-1}{n}$ y la presión inicial P_1 son conocidas, en tanto que la presión de descarga P_2 correspondiente a la velocidad de operación N_1 , es obtenida a partir de la gráfica III, contando con el dato de Q_1 a dicha velocidad. Al substituir los datos anteriores en la ecuación encontrada antes, solo nos queda como incognita la presión de descarga P_2 correspondiente a la velocidad de operación N_2 .

Por otra parte el valor del gasto Q_2 correspondiente a la velocidad de operación N_2 es obtenido de la ecuación (d), así mismo el valor de potencia al freno BHP para dicha velocidad lo obtenemos de la ecuación (f) considerando un valor determinado de pérdida de energía: $BHP = GHP + \text{pérdidas}$.

Es necesario recalcar el hecho de que todas las ideas expuestas en esta parte del trabajo presente, son aplicables al trabajo de compresión desarrollado en una sola etapa, y que en el caso de tenerse varias etapas, se deberá tomar en consideración situaciones como pueden ser la extracción o adición de una corriente de gas entre dichas etapas, o bien la existencia de intercambiadores de calor entre etapas con objeto de enfriar la corriente de proceso, así como la caída de presión originada por las restricciones tenidas entre etapa y etapa.

b) COMPRESORES RECIPROCANTES.

Como anteriormente se dijo, las máquinas de acción recíproca constituyen junto con las centrifugas la forma más usual de comprimir gases en la industria, y considerando que en algunos de los casos en que se está utilizando un compresor recíproco, no se está operando dentro de las condiciones para las cuales se diseñó originalmente, es necesario tener pleno conocimiento del comportamiento operacional de este tipo de maquinaria tanto en condiciones

que puedan considerarse como originales, así como el efecto causado por algún cambio en el valor de alguno de los parámetros manejados en un proceso de compresión de gases.

Como mas adelante se discutira, esencialmente un compresor re ciprocante esta constituido de una armadura o cuerpo, a la cual van integrados los cilindros en los cuales se verifica la compresión en cuestión por medio de un embolo o pistón, dicho pistón es acciona-- do a través de una biela integrada a un arbol general de acciona-- miento ó cigueñal. Todo fabricante agrupa sus máquinas en cuanto a limites de tolerancia en funcionamiento, considerando dos puntos - esenciales: Carga-capacidad máxima tolerable y velocidad. El pri mer punto, involucra dos consideraciones fundamentales que son la potencia nominal y las fuerzas creadas por la diferencia de presión en el cilindro.

Lo anterior esta ligado intimamente a la resistencia de los ma teriales constituyentes de partes claves en el diseño de la máqui-- na como pueden ser las bielas, y la posibilidad de refrigeración de los rodamientos así como de su resistencia a la carga y vibración.

Aún cuando generalmente los fabricantes garantizan sus equi-- pos un 10% por encima del limite por ellos fijado en cuanto a car-- ga, normalmente es costumbre como se dijo en el capítulo segundo de este trabajo, operar a un 80-90 % del limite mencionado.

Una vez mencionado lo anterior, podemos con plemo conocimiento de lo que se dispone por parte de los fabricantes, estimar el fun-- cionamiento de este tipo de compresores.

Despues de llegarse a la conclusión de que el compresor mas - adecuado a las necesidades actuales del proceso es uno de tipo reci

procante, como se vera en el capítulo siguiente, con fines de calculo inicialmente deberan de estimarse las propiedades del gas o mezcla gaseosa, como se expuso en el capítulo I. De la determinación de la relación de compresión total, se determina el número de etapas requerido y la temperatura de descarga de cada una de estas según se verá también en el capítulo siguiente, y de aqui la determinación de si se requiere o no alguna forma de enfriamiento entre etapa y etapa, así mismo se deberá tener en cuenta la eficiencia volumétrica en el sentido de que como se vera despues, una relación de capacidades calorificas baja, trae como consecuencia una baja eficiencia volumétrica y por tanto necesidad de un cilindro mayor con el objeto de suministrar la capacidad requerida.

Otro punto que no debe ser pasado por alto, es la caída de presión en los aditamentos de refrigeración e interconexión entre etapas. Seguidamente se procede al cálculo de potencia requerida, bien sea por cartas generalizadas para este efecto o por medio de alguno de los métodos teórico-prácticos que se ilustran en el capítulo siguiente, siendo en cualquier caso los factores involucrados la capacidad requerida, la relación de compresión y la gravedad específica del gas así como el valor de relación de capacidades calorificas, todo lo anterior a las condiciones de succión de cada etapa. La potencia total requerida (suma de las potencias de las etapas requeridas), determinará el tamaño de la máquina requerida, así como el tamaño del accionamiento requerido. En este punto es necesario ya con los datos reales del cilindro checar la eficiencia volumétrica, así como los esfuerzos a que se vera sometido el compresor con objeto de tener la certeza de no estar operando a eficiencias muy bajas así como con cargas demasiado altas en la máquina, pudiendose cambiar dentro de ciertos limites, la relación de compresión en algunas etapas con objeto de ajustar los valores mencionados a los rangos deseados, si esto no es suficiente, se usara un diseño mayor.

Una vez que se ha cumplido con los requerimientos en cuanto a carga del compresor, se dice que la selección es adecuada por cuanto se refiera a carga, velocidad, número de etapas y tamaño de cilindro. Como último punto, es necesario un cálculo mas exacto de la potencia requerida, en este sentido se consideran tanto la eficiencia de compresión como la eficiencia mecánica del compresor.

Hasta aqui se ha tratado de exponer brevemente, la forma en que se llega a la elección de un compresor reciprocante, lo anterior tiene por objeto sentar los antecedentes existentes al enfrentar problemas como pueden ser el cambio de alguna de las variables en el proceso. Normalmente el Ingeniero de proceso estima las condiciones críticas que puedan presentarse en el proceso y en base a estas selecciona el equipo a adquirirse, sin embargo pueden presentarse durante el tiempo de operación del equipo situaciones no previstas, y en ese caso es obligación del Ingeniero el poder predecir con certeza la forma en que el equipo se ha de comportar, la intención de esta discusión es exponer los puntos más importantes al respecto, y antes de iniciar con lo dicho, se indicaran algunas definiciones algunas de las cuales se mencionan en el capítulo I, aqui se indican para una referencia mas rapida.

$D = \text{Desplazamiento de piston } \frac{\text{Pie}^3}{\text{min.}} = \text{Area piston} \times \text{Longitud}$

de carrera x número de carreras de compresión por minuto.

$V_a = \text{Capacidad actual a las condiciones de succión } \frac{\text{Pie}^3}{\text{min.}}$

$e_v = \text{Eficiencia volumétrica} = \frac{V_a}{D}$

$T_{HP} = \text{Potencia teórica requerida para efectuar la compresión adiabaticamente.}$

$CHIP = \text{Trabajo actual de compresión desarrollada en el cilindro del compresor, en la unidad de tiempo.}$

$$ec = \text{Eficiencia de compresión} = \frac{\text{THP}}{\text{CHIP}}$$

BHP = Potencia neta entregada al compresor

$$em = \text{Eficiencia mecánica} = \frac{\text{CHIP}}{\text{BHP}}$$

$$eo = \text{Eficiencia global} = (ec) (em) = \frac{\text{THP}}{\text{BHP}}$$

K = Relación de calores específicos = Cp/Cv

Vt = Volúmen final a las condiciones de descarga ocupada por el gas admitido en el cilindro, a las condiciones de succión.

Como ya antes se dijo, el objeto de esta discusión es establecer un criterio en cuanto al comportamiento de compresores recíprocos, como punto de partida, me parece acertado mencionar las ecuaciones clásicas más simples que se usan para el cálculo de este tipo de máquinas, esto es con el objeto de ver las variables involucradas en dicho cálculo.

$$1.- \text{Relación de compresión } R = \frac{P_s}{P_d} \quad \frac{1}{K}$$

$$2.- \text{Eficiencia volumétrica teórica} = 1 - \left(\frac{R}{f} \right)^{\frac{-1}{K-1}} C$$

$$3.- \text{Presión media efectiva teórica} = \frac{K P_s}{K-1} \left(R^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)$$

4.- Potencia requerida para efectuar la compresión (adiabáticamente) HP = 0.004364 X Vs X Presión media efectiva.

$$5.- \text{Temperatura de descarga teórica } T_d = T_s \left(R^{\frac{K-1}{K}} \right)$$

6.- Volúmen final teórico, expresado como un porcentaje del volúmen de succión Vs

$$V_s/V_d = f/R^{1/K}$$

En donde: Subíndices d y s indican succión y descarga

P = Presión

K = Relación de calores específicos C_p/C_v

f = Relación de factor de compresibilidad Z_s/Z_d

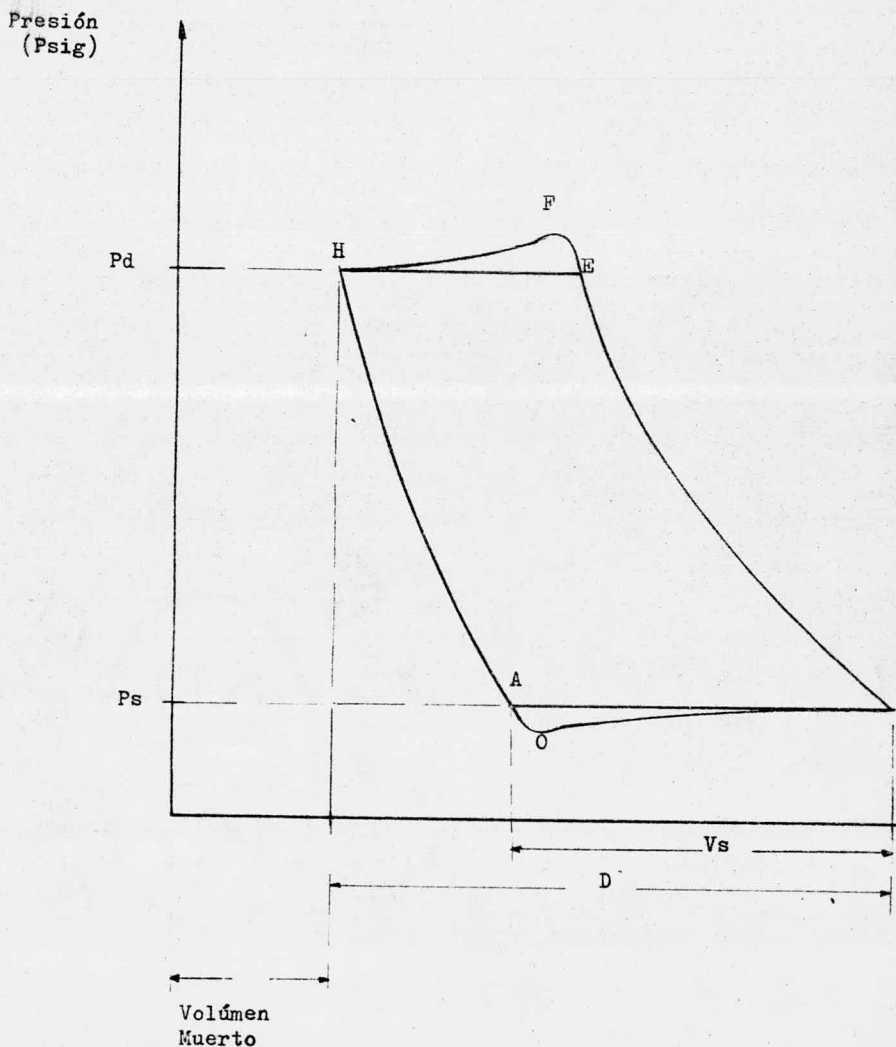
C = Claro volumen muerto en el cilindro, (este concepto se explica mas claramente en el siguiente capítulo)

V = Volumen.

Como puede verse, las anteriores formulas son meramente teóricas, y para poder obtener un resultado mas cercano a la realidad, se acostumbra hacer algunas modificaciones de origen empírico, por ejemplo la eficiencia volumétrica que se obtiene por medio de la formula indicada, es casi siempre menor a la real, ya que esta no incluye las perdidas de gas a traves de las valvulas de admisión al cilindro, así como al efecto de calentamiento durante el periodo de compresión y las fugas a traves de las paredes entre el cilindro y el piston durante el periodo de compresión. Obviamente dichos factores son dependientes tanto del diseño particular del equipo, como del tipo de gas manejado. En el capítulo siguiente, se discute mas ampliamente lo anterior, por ahora nos limitaremos a hacer uso de las ecuaciones mencionadas a fin de obtener las conclusiones objeto de esta parte de trabajo presente.

La forma mas eficiente, de representar lo que ocurre en un ciclo de compresión efectuado por un piston dentro de un cilindro, lo constituye el diagrama indicador (compressor indicator card), en seguida se muestra un diagrama de este tipo. Los puntos ABEH representan un ciclo de compresión ideal, siendo la línea AB la etapa de succión, la BE la de compresión y la EH la de descarga. En tanto que el gas es liberado a la presión de descarga, las valvulas de descarga permanecen abiertas, sin embargo parte del gas que se encuentra a la presión de descarga permanece dentro del cilindro en el claro o espacio muerto al cerrar dichas valvulas de descarga.

Por lo tanto conforme el piston regresa a su posición original, el gas contenido en el cilindro a la presión de descarga empieza a expandirse, con la consiguiente disminución de presión, hasta el punto en que la presión dentro del cilindro iguala a la de succión (punto A), abriéndose en ese punto las valvulas de succión, permitiendo el paso de una nueva cantidad de gas.



Refiriendosen al mismo diagrama, y considerando que la longitud del mismo, es proporcional a la carrera del pistón y de esta depende a su vez el desplazamiento D, podemos substituir en dicho diagrama a la longitud por D, así mismo considerando que entre los puntos A y B tiene lugar la entrada de gas, podemos considerar a tal distancia como el volúmen actual de succión V_s , por lo cual V_s/D es la eficiencia volumétrica aparente.

Durante la trayectoria HA del pistón, existen ciertas fugas del gas atrapado en el clare del cilindro a travez de las valvulas de succión y anillos, lo anterior origina que en el cilindro decienda mas rapidamente la presión tendiendo entonces el punto A a moverse hacia la izquierda, lo cual nos hace pensar que la eficiencia volumétrica aumenta aparentemente. Sin embargo analizando las condiciones de expansión de dicho gas, podemos concluir que dicha expansión no se efectua adiabaticamente, lo cual origina un aumento en la temperatura con el cosiguiente aumento en el volúmen, lo anterior origina que el punto A, tienda a moverse hacia la derecha haciendo que aparentemente la eficiencia volumétrica disminuya.

Otro hecho que debe ser considerado es que las valvulas de succión no abren exactamente en el punto A, esto es debido a la resistencia inicial (de resorte) del elemento calibrado de dichas valvulas, por lo tanto la presión en el cilindro deberá ser lo suficientemente baja para que lo anterior suceda. El punto en que abren las valvulas de succión esta representado por la letra O.

De esta forma, es posible comprender que la eficiencia volumétrica esta ligada intimamente tanto al clare del cilindro como a la naturaleza del gas, en el capítulo siguiente se mencionará la formula más usada para este cálculo y la misma podra asi, constatar lo aqui dicho.

Por lo que a potencia teórica de compresión se refiere, debemos mencionar el hecho de que en esta cantidad no se incluyen las pérdidas de energía por fricción entre los elementos mecánicos de la máquina, así como tampoco las pérdidas originadas por la fricción del fluido mismo (efecto de calentamiento del gas), dichas pérdidas están consideradas en la eficiencia mecánica y en la eficiencia de compresión respectivamente, esta última dependiente de la densidad del gas y de la velocidad de admisión y salida del cilindro y por lo tanto del área total de flujo de las válvulas de succión e descarga.

Las pérdidas de energía mencionadas pueden ser obtenidas de gráficas preparadas por los fabricantes de estos equipos, en donde intervienen los factores mencionados y el diseño particular del equipo.

Sin embargo la mejor forma de entender dichas pérdidas es mediante el diagrama indicador antes ilustrado.

Si las pérdidas de energía por fricción no existieran, el ciclo de compresión se efectuaría como lo muestra la trayectoria ABEH, sin embargo por lo antes dicho, la presión en el cilindro es menor a la existente en la boquilla de succión del compresor, así mismo la presión durante la descarga (EH) es mayor que en la boquilla de descarga.

De aquí se desprende el porque un diagrama indicador tenga la forma mostrada por la trayectoria AOBFH, siendo por lo tanto el área comprendida entre los puntos AOB y EFH las pérdidas por fricción en las válvulas de succión y descarga respectivamente, si consideramos que el área delimitada por AOBFH es proporcional a la potencia requerida para la compresión.

Es necesario también considerar lo siguiente: durante la trayectoria de compresión BF, existen perdidas de gas a travez de los anillos del cilindro y valvulas de succión, así mismo despues de la fase de descarga, parte del gas a la presión de descarga permanece en los espacios del claro del cilindro, lo anterior trae como consecuencia que una masa de gas sobre la cual se ha desarrollado un trabajo no sea liberado a la descarga, sin embargo en condiciones de operación que puedan considerarse normales, la localización del punto E en todo caso, no se ve alterado en forma considerable.

Existen casos en los cuales se tiene una chaqueta de enfriamiento en el cilindro, la consecuencia directa del alejamiento de una compresión adiabática en dirección a una isotérmica, es la reducción de la cantidad de trabajo requerido para la compresión como será discutido mas ampliamente en el capitulo siguiente. Por lo tanto en la medida en que se extraiga calor del cilindro, el punto F tenderá a situarse hacia la izquierda como evidencia de menor requerimiento de potencia para compresión.

No obstante la evidente conveniencia que representa un enfriamiento del cilindro, su aplicación debe ser objeto de un cuidadoso estudio, ya que si en la corriente gaseosa se encuentran componentes que llegáran a condensar, originarian graves problemas de fallas y destrucción de las valvulas, así como de arrastre del fluido de lubricación del cilindro en caso de ser este lubricado, llegando se a tener casos de agarrotamiento del mismo.

Como último punto a lo antes discutido, es posible visualizar a la eficiencia de compresión, como el cociente de dividir el área representada por el diagrama indicador teórico, entre el área del diagrama indicador actual.



Con todo lo explicado hasta aquí, hemos adquirido los principios básicos en los cuales se basa el conjunto de conclusiones que adelante se mencionan, y que como en un principio se dijo, van encaminadas a la predicción del comportamiento de un compresor recíprocante bajo distintas condiciones de operación.

De el análisis del diagrama indicador y de las ecuaciones básicas dadas concluimos:

1.- La eficiencia volumétrica es afectada por:

- a) Modificación del claro o espacio muerto en el cilindro. Este hecho, es aprovechado con fines de control de capacidad a velocidad de operación constante, por medio de cámaras contiguas al final del cilindro las cuales se encuentran normalmente fuera de operación, como se vió en la sección de control.
- b) Un aumento en el valor de la relación Z_d/Z_s , origina un aumento del valor de eficiencia volumétrica si las demás variables de operación permanecen constantes. (para el gas ideal $Z_d/Z_s = 1$, para la mayoría de hidrocarburos gaseosos $Z_d/Z_s < 1$).
- c) Un aumento en el valor de la relación C_p/C_v , origina un aumento del valor de eficiencia volumétrica.
- d) Un aumento en el valor de P_2/P_1 , origina una disminución en el valor de eficiencia volumétrica.

2.- La potencia teórica (compresión adiabática) para compresión es afectada por:

- a) Permaneciendo las demas variables de operación constantes, un aumento en la presión succión P_s , origina un aumento directamente proporcional de potencia requerida para efectuar la compresión.
- b) Permaneciendo las demas variables de operación constantes, una disminución en el gasto V_s , origina una disminución directamente proporcional de potencia requerida para efectuar la compresión.
- c) El efecto del cambio en el valor de K (relación C_p/C_v), en el valor de potencia, es el siguiente refiriendonos a la formula de potencia.

$$\text{Potencia} = \text{Factores en donde no intervenga } K \\ \times \frac{\text{Factores en donde intervenga } K \text{ original}}{\text{Factores en donde intervenga } K \text{ nueva,}}$$

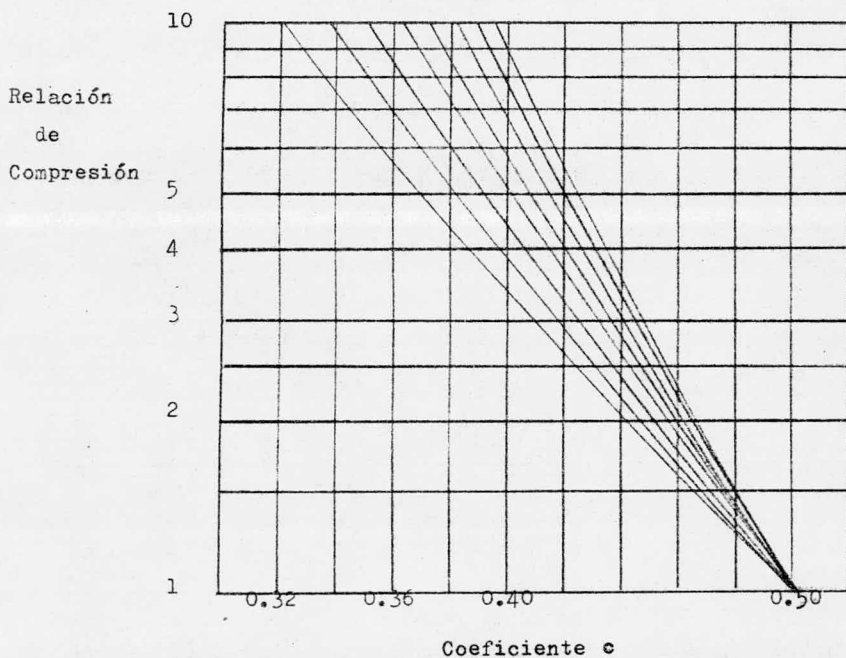
- d) Aún cuando en la formula de potencia no interviene el claro o espacio muerto del cilindro, este si afecta en forma directa al volúmen de gas succionado V_s , y como se vio en el inciso (b) un aumento en V_s origina un incremento en la potencia directamente proporcional al incremento de V_s , por lo tanto podemos concluir que cualquier cambio en el claro, originará un cambio directamente proporcional en la potencia requerida para la compresión.
- e) Como se vio en el inciso (d) referente a eficiencia volumétrica, un aumento en el valor de R origina una disminución en la capacidad manejada V_s , así mismo R interviene directamente en la formula de potencia, por lo cual su efecto es determinante en el valor de potencia requerida.

f) El efecto del cambio de factor de compresibilidad en el valor de potencia, es posible estimarlo rapidamente por medio de la gráfica siguiente y la formula:

$$\text{Cambio \% de potencia} = c (Z - 1) 100$$

$$\text{En donde } Z = \frac{Z_d}{Z_s} ;$$

Aquí nuevamente s y d indican condiciones de succión y de descarga respectivamente.



III.2.- CONSIDERACIONES E INTEGRACION MECANICA DE LOS COMPRESORES MAS FRECUENTEMENTE USADOS EN LA INDUSTRIA.

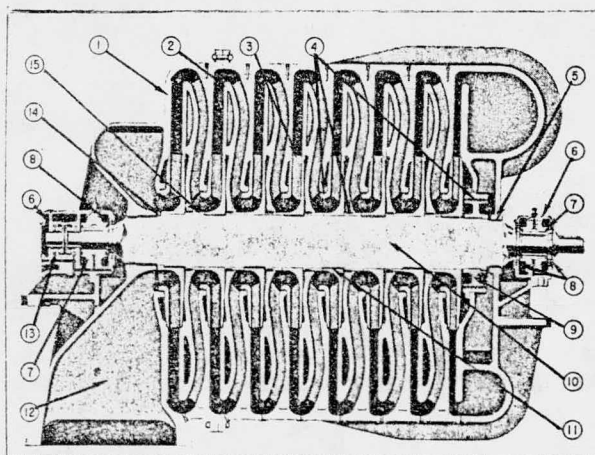
III.2.1. Compresores centrífugos.

Básicamente, un compresor centrífugo eleva la presión de un gas por efecto de la aceleración de dicho gas conforme este fluye radialmente a través de un impulsor, la energía de velocidad se traduce en energía de presión al abatirse la primera cuando el flujo del gas pasa a través de una sección difusora. De esta forma, podemos mencionar dos elementos básicos constitutivos de un compresor centrífugo, un elemento montado en una flecha rotante denominado impulsor y una carcasa o contenedor fijo de dicho impulsor.

En síntesis, podemos decir que un compresor centrífugo recibe una energía mecánica de una fuente externa y por medio de los impulsores la traduce en energía de presión en el gas manejado.

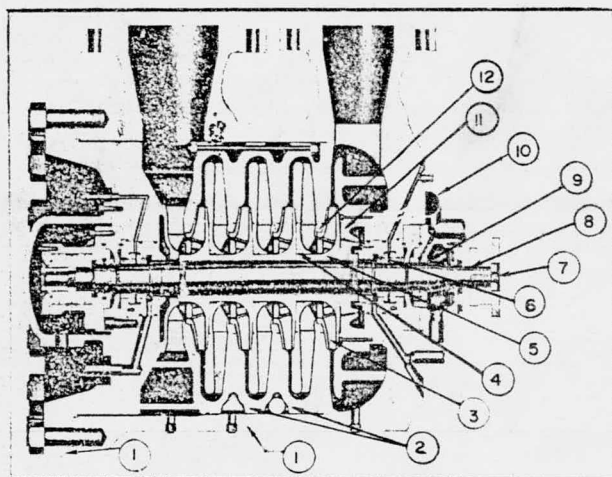
a) Carcasa.

Desde el punto de vista mecánico se tienen dos tipos de carcasa, cuya diferencia en todo caso tiene su origen en la presión de operación manejada; montaje horizontal con partición horizontal y montaje horizontal con partición vertical (barril). La partición horizontal (fig. 1), es usada para servicios de presión de hasta 800 psig, en tanto que la partición vertical (fig. 2) es usada para presiones de hasta 5000 psig.



- 1.- Carcasa
- 2.- Diafragma
- 3.- Impulsor
- 4.- Sello interetapas
- 5.- Sello de la flecha
- 6.- Caja de rodamientos
- 7.- Rodamientos
- 8.- Conductos de lubricante.
- 9.- Elementos de balanceo.
- 10.- Flecha
- 11.- Acoplamiento impulsor-flecha
- 12.- Boquilla de succión
- 13.- Rodamientos
- 14.- Retenes
- 15.- Manija de la flecha.

Fig. 1



- 1.- Carcasa (barril)
- 2.- Diafragma
- 3.- Impulsores
- 4.- Sello de la flecha
- 5.- Manga de la flecha
- 6.- Rodamientos
- 7.- Acoplamiento con el accionamiento
- 8.- Flecha
- 9.- Rodamientos
- 10.- Línea de igualación
- 11.- Elementos de balance
- 12.- Sello entre etapas

Fig. 2

Las boquillas de succión y descarga, pueden estar localizadas - tanto vertical como horizontalmente dependiendo del fabricante, en - tanto que los soportes para fijar al compresor a su cimentación gene- ralmente son integrados a la carcasa.

b) Diafragma y difusores.

Los diafragmas tal y como se muestran en las figuras 1 y 2, forman la separación entre etapas o impulsores adyacentes, - formando de esta forma las paredes de las secciones difuso- ras que desembocan a la succión de la etapa siguiente. Logi- camente el espaciado entre los difusores deberá ser el ade- cuado para contener al impulsor y al volúmen de gas mane- jado, así como para provocar la menor caída de presión por fricción en el flujo gaseoso.

Los diafragmas normalmente construidos de acero, pueden cons- tar de canales internos a fin de que por dichos canales circu- le un fluido de enfriamiento (normalmente agua) en este caso

se habla de diafragmas refrigerados, cuyo fin es el de enfriar al gas conforme este pasa a travéz de la máquina. Este tipo de diafragmas, son usados cuando el gas manejado es sensible a la temperatura o bien cuya temperatura de autoignición es cercana a la que pudiera presentarse por efecto de la compresión y en general para relaciones de compresión altas.

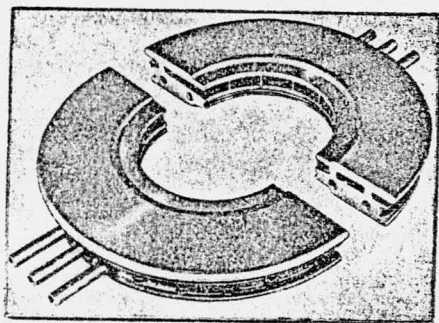


Fig. 3 Diafragma refrigerado

Dada la forma en que se encuentra integrado normalmente un diafragma, aún cuando el fabricante pone interés particular en cuanto a sellado, es común que el gas contamine el agua de enfriamiento y viceversa, por este motivo y sobre todo cuando el gas manejado en presencia de agua es corrosivo, se usan otros tipos de fluido como refrigerante. Otra práctica menos usual pero que puede presentarse sobre todo cuando los diafragmas no son del tipo refrigerado, es la inyección directa de líquido (normalmente el gas de proceso en forma líquida) en los conductos difusores a fin de proveer un medio de enfriamiento.

c) Sello entre la flecha de impulsión y el diafragma.

El sello entre la flecha a la que van sujetos los impulsores

y los diafragmas, tiene la misión de aislar la presión existente en una etapa de la existente en una etapa contigua.

Generalmente para este fin se usa el sello tipo laberinto, cuyo principio básico consiste en fraccionar el salto de presión entre una y otra etapa mediante camaras intermedias con presiones progresivamente decrecientes.

El material de que este tipo de sello es fabricado es mas blando que el de la flecha y debe tener buena resistencia a materiales corrosivos, generalmente estos sellos se componen de una serie de anillos que restringen el flujo de gas y cuyo número depende del rango de presión para el cual fueron diseñados.

d) Impulsor

Esta parte es construida generalmente en acero y según la forma en que sea fabricado se puede hablar de impulsores de fabricación ensamblada, fresada, soldada y de fundición.

En cuanto a su forma podemos mencionar dos tipos básicos; con las hojas en posición radial y con las hojas curvadas en sentido opuesto al de giro del impulsor.

La fabricación ensamblada, consiste en la unión de las hojas con las tapas del impulsor ya sea por medio de remaches o por soldadura, este tipo es empleado para unidades grandes, en tanto que el tipo de fundición cuya fabricación es de una pieza es empleado para unidades mas chicas, igualmente sucede con el tipo fresado que consiste en la formación de las hojas del impulsor en un bloque de acero por medio de una fresa.

Cualquiera que sea el tipo de impulsor, este siempre debe cumplir con los requerimientos del fluido a manejar, estar dinámica y estaticamente balanceado y tener las características necesarias para impedir fenomenos como la recirculación del gas a través del impulsor.

En seguida se muestra una fotografia del corte de un impulsor - del tipo ensamblado por remaches y hojas curvas dispuestas en sentido opuesto al de giro normal del impulsor.

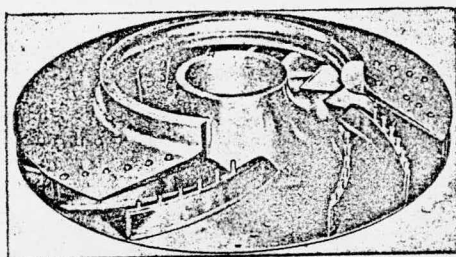


Fig. 4

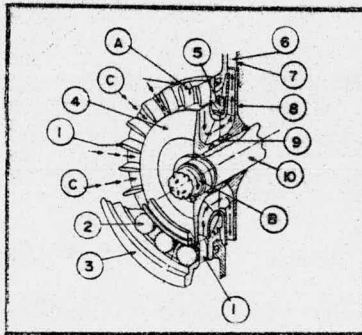
Vista seccional de un impulsor ensamblado con remaches.

e).- Alaves directores.

Como ya anteriormente se vió, los diafragmas forman entre etapa y etapa las guias que conducen el gas que sale de un impulsor a la succión del impulsor que le precede .

Sin embargo el flujo de gas que puede llegar a un impulsor depende de la posición en que se encuentren una serie de aspas que a mane

ra de compuertas se encuentran dispuestas a la entrada del impulsor en cuestión, la figura (5) ilustra los reguladores de flujo mencionados (guide vanes) para el control de flujo en la succión de la primera etapa de un compresor centrífugo.



- 1.- Alaves reguladores de flujo
 - 2.- Control de posición de álave
 - 3.- Anillo de soporte
 - 4.- Tapa
 - 5.- Sello
 - 6.- Difusor primera etapa
 - 7.- Diafragma primera etapa
 - 8.- Impulsor primera etapa
 - 9.- Manga de la flecha
 - 10.- Flecha
- A.- Indica dirección de rotación del álave
 B.- " " " " de la flecha
 C.- " " " " del flujo de gas.

Fig. 5

La posición de estas aspas reguladoras de flujo entre etapa y etapa es fijada por el fabricante del equipo y en el caso especial de la succión de la primera etapa, la posición puede ser cambiada - como una forma de control de capacidad en compresores centrífugos - manejados con accionamientos de velocidad fija, la forma de control puede ser manual o automática. Lo anterior queda bien representado por la figura (6).

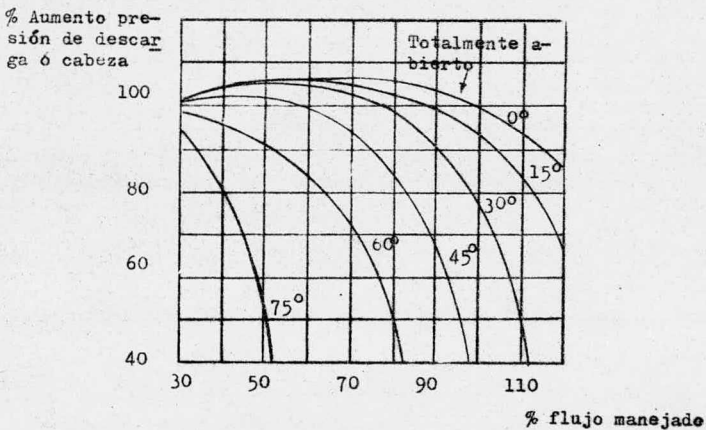


Fig. 6

f).- Flecha.

Este elemento al cual se encuentran fijos los impulsores es el encargado de transmitir la energía proporcionada por el accionamiento a los impulsores. En función al diseño propio del compresor y - sobre todo de la velocidad de giro crítica especificada por el fabricante, se puede hablar de flechas rígidas y de flechas flexibles. - En general una flecha rígida nunca operará a más del 60 % de su primera velocidad crítica.

g).- Rodamientos.

En general los rodamientos de la flecha requieren de lubricación, considerando los problemas que pueden presentarse en el sentido de contaminación del gas de proceso, la mayoría de los diseños tratan de que los rodamientos se encuentren fuera de la carcasa de compresión.

h).- Sello de la flecha.

La importantísima función del sello es como puede pensarse, el impedir la fuga del gas de la carcasa del compresor a través del espacio existente entre la flecha y el anillo de acceso de la flecha al interior de la carcasa.

La selección del sello generalmente debe ser asesorada por el fabricante del equipo, el cual deberá considerar tanto las limitaciones mecánicas de su diseño como la velocidad de rotación de la flecha, diámetro y deflexión de la misma así como las propiedades del gas que deberán ser suministradas por el Ingeniero encargado de la adquisición del equipo. Otros factores que deben ser considerados por el Ingeniero encargado de dicha selección lo son las fugas permisibles, contaminación permisible del gas por aceite u otros y justificación de costos de adquisición.

Logicamente casi nunca se podrá decir que el sello seleccionado

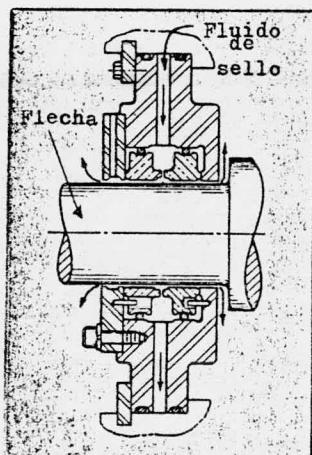
proporciona el servicio ideal para el cual fué seleccionado, esto es salvo para diseños específicos un sello jamás es perfecto.

El cuadro siguiente resume las características de los sellos mas comunmente usados.

Tipo de sello	Laberinto	Laberinto con fluido sellante	Anillo de liquide	Anillo de carbón	Anillo de carbón con fluido sellante	Sello de horno de coque
Uso en compresores centrífugos	Multieta-pas	Multieta-pas	Multieta-pas	Multieta-pas	Multieta-pas	Extractores de horno de coque
Fluido sellante	Ninguno	Aire limpio y seco, gas inerte o el de proceso	Agua o aceite	Ninguno	Aire limpio y seco, gas inerte o el de proceso.	Normalmente no requerido
Material de construcción.	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Bronce o acero inoxidable	Carbón y acero inoxidable	Carbón y acero inoxidable	Acero inoxidable
Sellado	Fugas moderadas	Fuga inexistente del gas de proceso, contaminación moderada por el fluido de sello	Fuga inexistente del gas de proceso, contaminación casi inexistente por el fluido de sello	Fugas moderadas	Fuga inexistente del gas de proceso, contaminación moderada por el fluido de proceso	Fugas moderadas
Aplicaciones mas frecuentes	No usado para los rangos de presión mas altos. Compresión de aire y servicios en que sean permisibles fugas moderadas	No usado para los rangos de presión mas altos. Servicios en que no se permiten fugas	Usado para los rangos de presión mas altos. Servicio en que no se permiten fugas	No usado para los rangos de presión mas altos. Servicio que permiten fugas moderadas	No usado para los rangos de presión mas altos. Servicios que permiten contaminación moderada del gas de proceso por el de sello	No usado para los rangos de presión mas altos. Servicios que permiten fugas moderadas.

Como complemento al cuadro anterior debemos mencionar que generalmente el venteo del sello esta conectado a un área de baja presión con el fin de eliminar los gases contaminantes, otras veces el sello se encuentra presurizado con aceite, aire o un gas inerte.

Como ejemplo típico se ilustra el sello originado por una película de líquido que a manera de un anillo rodea la flecha de acción del impulsor.



III.2.2. Compresores recíprocos.

Dada la importancia que para la Industria representa el uso de este tipo de unidades de desplazamiento positivo, es de particular interés para el Ingeniero Químico el conocer además de las características de operación anteriormente descritas, la constitución mecánica, materiales de construcción y posibles variaciones al respecto.

Por principio debemos considerar como base a todo lo adelante expuesto, que un compresor de tipo recíprocante está constituido básicamente de uno ó mas cilindros en los cuales se desarrolla el incremento de presión en virtud de la acción de un embolo o pistón ajustado lo mayormente posible al contorno del cilindro. La figura - 1, nos muestra un corte de un cilindro típico usado en compresores recíprocos.

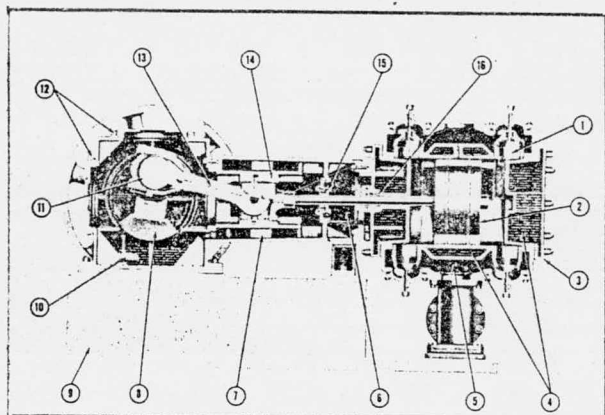


Fig. 1

- 1.- Valvulas
- 2.- Pistón
- 3.-Cabeza del cilindro
- 4.- Barril del cilindro
- 5.-Conductos del gas
- 6.- Sello
- 7.- Acceso
- 8.- Contrapesos de balance
- 9.- Cimentación.
- 10.- Lubricación del accionamiento.
- 11.- Chumacera de la biela
- 12.- Carcasa
- 13.- Biela
- 14.- Conexión con el accionamiento
- 15.- Anillos de barrido de aceite.
- 16.- Sello

Generalmente, los cilindros de que consta la máquina, son dispuestos en bastidor principal de tal forma que se obtenga un sistema de esfuerzos balanceado en el cigüeñal o flecha de mando, además se deberá procurar un arreglo que permita facilidad de acceso para mantenimiento, y comodidad para el arreglo de tuberías de proceso y servicios.

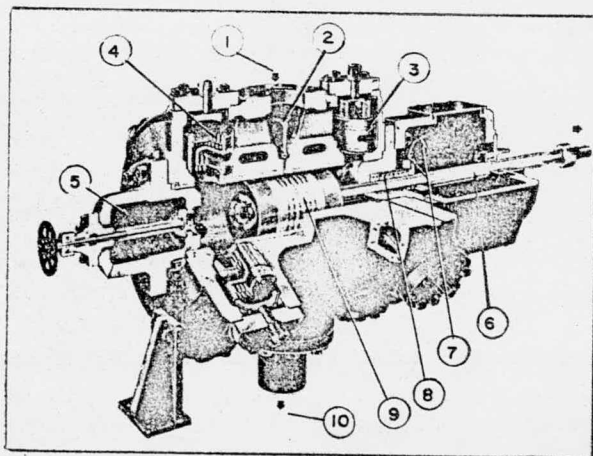
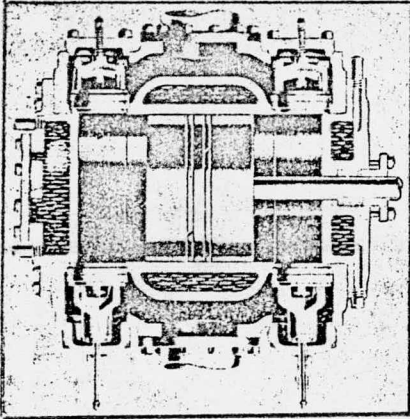


Fig. 2

- 1.- Succión
- 2.- Lubricación del pistón
- 3.- Valvula de succión.
- 4.- Valvula de descarga.
- 5.- Bolsa en cabeza del cilindro para control manual de capacidad.
- 6.- Rodamiento del vástago del pistón.
- 7.- Venteo del sello.
- 8.- Sello.
- 9.- Pistón y anillos
- 10.- Descarga.



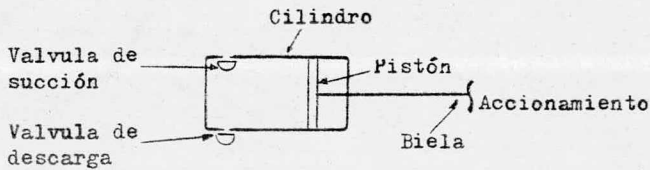
Cilindro con pistón de doble acción y descargadores en las valvulas de succión para control de capacidad - automático

Fig. 3

—▷

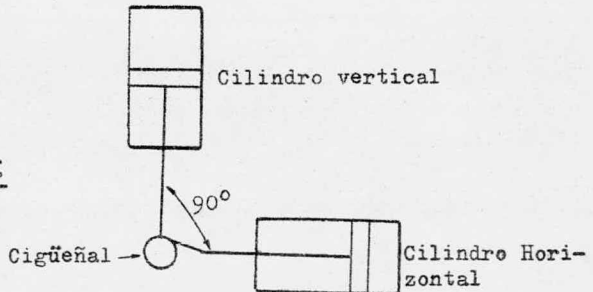
En general y según el arreglo de los cilindros los compresores reciprocantes los clasificamos en:

1.- Cilindro (s) horizontal:

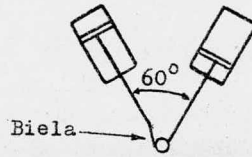


2.- Cilindro (s) vertical: Idéntico al anterior pero en posición vertical.

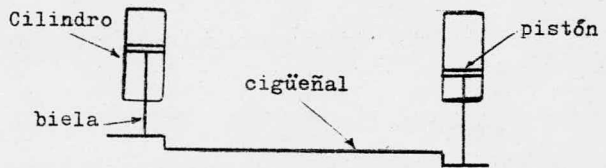
3.- Cilindros a 90° :



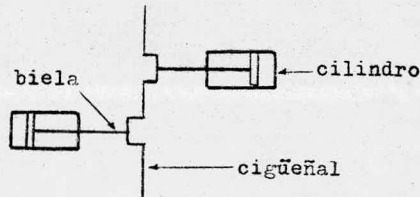
4.- Cilindros en V ó Y .



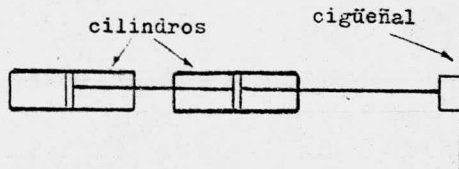
5.- Duplex ; se conoce con este nombre al arreglo de dos cilindros accionados por un cigüeñal común y contenidos en diferentes compartimentos.



6.- Opuestos balanceados; se les conoce así a dos o más cilindros colocados a 180° uno de otro y accionados por un cigüeñal común



7.- Tándem; ésto es colocados uno delante de otro y accionados prácticamente por la misma biela, pudiendo tenerse dos ó mas cilindros uno de los cuales bien puede ser usado como el accionamiento (generalmente con vapor) de los demas.



Lo antes expuesto, nos sirve de base para tratar de describir las partes mas importantes de que esta constituido un compresor reciprocañte.

a).- Cilindro

En general, podemos considerar que existen dos tipos básicos en cuanto a operación se refiere, dichos tipos son el de doble acción y el de acción simple.

En el cilindro de acción simple, la compresión del gas se efectua en un solo extremo del cilindro, usualmente en el lado de la cabeza final. En el cilindro de doble acción, la compresión del gas se efectua en los dos extremos del cilindro, esto es tanto en el lado de la cabeza final, como en el lado de la biela.

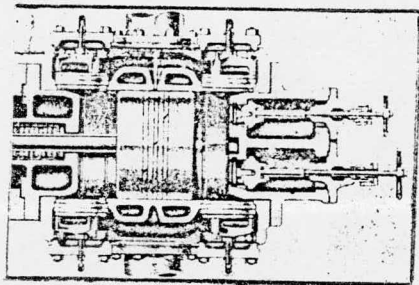
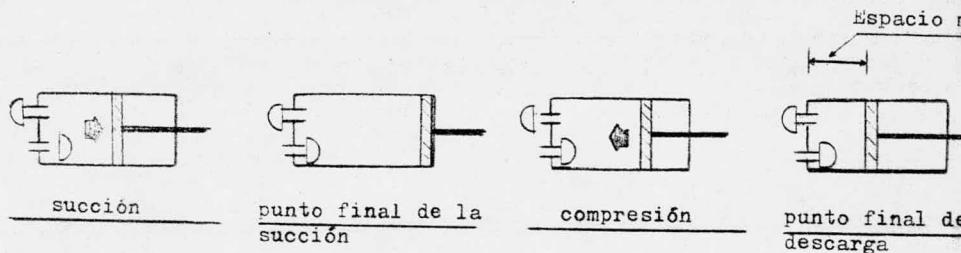


Fig. 4

Cilindro con pistón de doble acción y bolsas en la cabeza del cilindro para control manual de capacidad.

En seguida se ilustra la acción de un pistón en un cilindro de acción simple, en el caso de un cilindro de doble acción lo considerado aqui puede entenderse como valido para el lado de la biela.



En cuanto a construcción se refiere, podemos mencionar tres tipos básicos y sus características mas importantes.

Características	Tipo encamisado acero fundido	No lubricado	Contravastago acero forjado
Barril - del cilindro y cabezas	Construcción de acero fundido de composición adecuada al servicio. Barril y cabezas enfriadas por agua.	Construcción de acero fundido de composición adecuada al servicio. Barril y cabezas enfriadas por agua. Practicamente no existe camisa ya que la cavidad esta hecha directamente en el bloque.	Cilindro de acero forjado con empaques integrales, en tanto que no se tienen cabezas como tales, ya que la parte final del pistón y el empaque del contravastago actuan como sello.
Camisa seca	Acero fundido, fija al barril y extendida a todo lo largo del cilindro	Hierro modular o acero fundido para mejor característica de gastado.	Acero forjado especial a las condiciones de operacion.
Pistón	Acero forjado y hueco para mas ligeresa y fijo al vastago por medio de tuerca	Ensamblaje de anillos de carbón, entre dos placas finales de acero, fijo al vastago por medio de tuerca.	Acero fundido, fijo al vastago por medio de tuerca, a no ser que las dimensiones del cilindro sean demasiado reducidas en cuyo caso el pistón y el vastago son una sola pieza.
Anillo del pistón	Hierro fundido u otro, tipo simple	Carbón especial, tipo segmentado.	Hierro fundido u otro, tipo simple.
Rodamientos del pistón	Acero de alta dureza, lubricación forzada y venteo si se requiere	Acero al carbón no lubricados	Una sola pieza de acero al carbón de alta dureza, lubricación forzada.
Otras consideraciones	Facilidad de acceso al interior sin tener que remover las valvulas, ya que las tuercas de tornillos, cabezas etc. son externas. Normalmente las bolsas en el cilindro para control de capacidad son de operación manual	Diseño que elimina el riesgo de paso de aceite del carter del sistema de accionamiento al cilindro. Sistemas de admisión y descarga especiales para servicio sin lubricación.	Diseño para las presiones de descarga mas elevadas (hasta 15000 psig)

b).- Valvulas de succión y descarga.

Existe una gran cantidad de diseños de valvulas de succión y descarga ya que éstas varían de un fabricante a otro, sin embargo como punto común deben tener las siguientes características:

1.- En la posición de cerrado deben garantizar un sello hermético y uniforme en toda el área del asiento.

2.- El punto de apertura o cerrado deberá ser en el instante mismo en que se alcance la presión de descarga o succión respectivamente y permanecer en el estado indicado mientras dicha condición de presión no se alcance.

Dependiendo del servicio las valvulas pueden ser fabricadas desde acero al carbón hasta aleaciones de acero inoxidable. El diseño de una válvula para este servicio deberá procurar originar la menor caída de presión en la corriente de gas.

Por otra parte y en particular las valvulas de descarga deberán contar con eficientes medios de disipación de calor, por lo cual es práctica común que se procuren medios de enfriamiento externo. - Generalmente el fabricante del equipo, garantiza un promedio de tiempo de funcionamiento normal de las valvulas hasta de dos años y las roturas en las partes vitales normalmente son originadas por la fatiga normal del metal ó por operación inadecuada. En seguida se muestra la construcción de una válvula típica de canales.

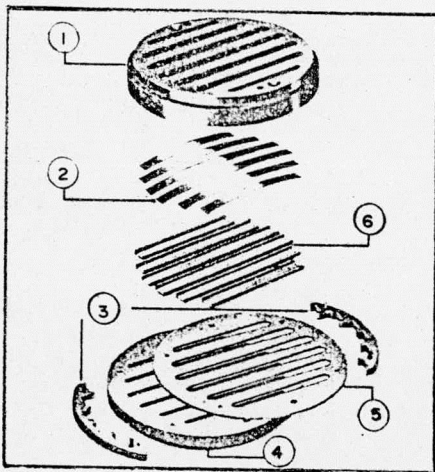


Fig. 4

Valvula de canales

- 1.- Plato final
- 2.- Placas resorte
- 3.- Guías
- 4.- Asiento
- 5.- Placa del asiento
- 6.- Canales

c).- Pistón.

Siendo este elemento de acción directa en el incremento de presión inferido al gas, básicamente su selección es mas bien referente a los materiales de construcción de que esta hecho, los cuales - dependeran de la naturaleza del gas manejado, en tanto que su construcción es determinada por el fabricante dependiendo básicamente de los rangos de presión manejados. Materiales de construcción comunes lo son el aluminio, acero al carbón, hierro fundido, carbón ó grafito y acero inoxidable.

d).- Anillo del pistón.

Su función básica es proporcionar un punto de contacto adecuado entre la pared del cilindro y el pistón, su montaje en el pistón es por medio de ranuras que el mismo tiene para este fin. Generalmente se tienen al menos dos anillos por cilindro, este número puede llegar hasta seis o mas para servicio de alta presión, fabricados de acero fundido, bronce, aluminio ó carbón.

e).- Camisa del cilindro.

Como ya antes se dijo, generalmente la pared interna del cilindro esta constituida por una pieza que se adapte exactamente al contorno del bloque. Existen dos razones fundamentales de dicha constitución: En primer lugar en caso de manejarse fluidos corrosivos no necesariamente será necesario construir todo el bloque de un material tan caro como puede ser el acero inoxidable, y en segundo lugar en caso de avería en la pared mencionada es mucho mas simple la reposición de una nueva camisa a la rectificación de un cilindro maquinado directamente en el bloque.

Este elemento puede estar construido de aluminio, hierro fundi

do, acero y grafito para pistones no lubricados.

f).- Empaque del rodamiento del pistón.

Este elemento, tiene la función de evitar el paso del gas de - proceso por el conducto del cilindro correspondiente a la biela, y en servicios críticos (gases corrosivos o tóxicos) consta de venteo o purga.

4-

C A P I T U L O I V

IV.1.- TERMODINAMICA DE LA COMPRESION DE UN GAS.

La termodinámica de la compresión de un gas debe ser estudiada inicialmente considerando que el fluido gaseoso se comporta idealmente, en este aspecto existen una gran cantidad de obras que relatan con detalle lo antes dicho y por lo tanto en el presente trabajo unicamente se describe la secuencia mas simple y como en un principio se dijo sin hacer la deducción rigurosa de las formulas que se llegaran a mencionar. Lo anterior tiene como fin el tener una referencia rapida a los puntos subsecuentes del capítulo que nos ocupa.

Inicialmente, veamos la aplicación de la primera ley de la Termodinámica a una unidad de masa:

$$U_1 + p_1 v_1 + \frac{V^2}{2 gc} + Z + q - W_s = U_2 + p_2 v_2 + \frac{V^2}{2 gc} + Z_2 \dots (1)$$

En donde los subindices 1 y 2 corresponden al estado inicial y final respectivamente, y:

gc = cte. gravitacional

U = Energía interna del gas

v = Volúmen específico del gas

V = Velocidad de flujo del gas

Z = Elevación relativa entre los puntos 1 y 2

q = Calor adicionado al sistema desde los alrededores

W_s = Trabajo de flecha por unidad de masa

p = Presión del gas.

En forma incremental donde Δ indica un incremento finito, tenemos:

$$U + \Delta pv + \frac{\Delta V^2}{2 gc} + \Delta Z = q - W_s \dots \dots \dots (2)$$

Los cambios térmicos a presión constante se expresan adecuada-

mente mediante la función entalpia o contenido calorifico de un sistema, definido como:

$$\Delta H = \Delta U + \Delta pv \dots\dots\dots(3)$$

Substituyendo la ecuación (3) en la (2) :

$$\Delta H + \frac{\Delta V^2}{2gc} + \Delta Z = q - W_s \dots\dots\dots(4)$$

Considerando que la diferencia entre las velocidades de entrada y salida de un compresor así como la diferencia de altura entre la succión y descarga son despreciables, y considerando ademas como único intercambio de calor al efectuado con un refrigerante externo tenemos:

$$\Delta H = q - W_s \dots\dots\dots(5)$$

En una gran parte de los casos prácticos no se tiene refrigeración directa en el compresor, así que podemos considerar que estos operan practicamente en forma adiabática y por lo tanto:

$$q = 0 \text{ y entonces } \Delta H = - W_s \dots\dots\dots(6)$$

La ecuación (6) nos indica que el trabajo desarrollado por el compresor se traduce en un aumento en la entalpia del gas.

La presión y el volúmen pueden ser relacionados al balance de energía como siguen:

$$dU = tds - pdv \dots\dots\dots(7)$$

$$dq = tds - dWl \dots\dots\dots(8)$$

En donde:

- s = Entropia
- t = Temperatura
- Wl= Perdidas de trabajo.

La ecuación (7) resulta de la primera ley de la termodinámica

considerando que el trabajo eléctrico, de superficie y químico es - prácticamente cero, así como la diferencia de velocidad y altura.

En tanto que la ecuación (8) es resultado de la segunda ley de la termodinámica y la definición de entropía, siendo W_l la pérdida de trabajo convertido en movimiento molecular de los alrededores - (Incremento de temperatura) a causa de la irreversibilidad del proceso.

Reescribiendo la ecuación (5) en forma diferencial y combinándola con la ecuación (3) también en forma diferencial.

$$dH = dq - dW_s = dU = d(pv) = dU + pdv + vdp \dots \dots \dots (9)$$

Combinando esta ecuación con la (7) y (8) tenemos:

$$vdp = -dW_s - dW_l \dots \dots \dots (10)$$

Como puede observarse esta ecuación nos representa la eficiencia del proceso y para el caso adiabático:

$$ep = \frac{vdp}{-dW_s} = \frac{vdp}{dH} \dots \dots \dots (11)$$

$$(ep) \text{ media} = \int \frac{vdp}{-W_s} = \int \frac{vdp}{H}$$

Esta relación es la que comúnmente se conoce como eficiencia politrópica (ó eficiencia hidráulica o de flecha), la eficiencia politrópica puede ser determinada para cada punto del proceso de compresión, siempre y cuando se conozcan la temperatura y la relación de (C_p/C_v) . De aquí que (ep) media se refiere a un grado promedio de perfección del proceso de compresión, o dicho de otra manera es una evaluación total térmica del diseño y tiene el mérito (discutido mas adelante) de poder establecer una temperatura real de descarga. Una vez establecido un régimen de operación permanece constante para un diseño particular.

En otras palabras la eficiencia politrópica es la relación de trabajo teórico politrópico al trabajo suministrado al compresor para la compresión, entendiéndose por proceso politrópico el que siendo no isentrópico puede ser adiabático y no reversible ó reversible y no adiabático.

La eficiencia de un proceso de expansión o compresión adiabática puede estar definido por la relación del trabajo mínimo teórico (reversible) al trabajo actual.

$$(ei) \text{ media} = \frac{\Delta H \text{ min.}}{-W_s} = \frac{\Delta H \text{ min.}}{\Delta H} = \frac{\text{Trabajo adiabático}}{\text{Trabajo politrópico.....}} \dots\dots\dots(12)$$

Esto es lo que se conoce como eficiencia isentrópica o adiabática, la cual como se ve es independiente de la trayectoria del proceso pero dependiente de las propiedades del gas, a diferencia de la eficiencia politrópica que es dependiente de la trayectoria presión - volumen seguida en el proceso.

Por lo anterior puede afirmarse que la eficiencia politrópica, nos puede dar una idea de la perfección del diseño de la maquina.

Por otra parte y puesto que el comportamiento adiabático se refiere a un flujo de calor nulo con los alrededores del sistema, dicha situación se verá menos favorecida cuando el gradiente de temperatura aumenta, situación mas frecuente en compresores centrifugos y ocasionada por fricción del gas con los impulsores, difusores, diafragmas, sellos etc.

En tanto que en un compresor reciprocante, la fricción es menor pues el diseño es más simple y las obstrucciones mas determinantes como son las valvulas de admisión y descarga, se ven disminuidas al tenerse por ejemplo áreas de flujo muy grandes.

Por lo tanto un compresor de tipo reciprocante es la forma más eficiente conocida de comprimir gases.

Por otra parte es claro que la eficiencia isoentrópica será - siempre numericamente menor que la politrópica dado que $\int V dp > \Delta H$ min. para todo proceso irreversible, siendo usualmente 2 a 4 % más grande la eficiencia politrópica que la adiabática.

En general los fabricantes determinan experimentalmente la eficiencia politrópica de sus diseños considerandola independiente de las propiedades del gas por lo antes explicado.

IV. 2.- COMPRESION COMPORTAMIENTO IDEAL.

Generalmente las ecuaciones desarrolladas respecto al comportamiento de gases en lo que a compresión se refiere, están desarrolladas en base a un comportamiento ideal.

Desafortunadamente, el cálculo para gases reales no lo podemos tratar considerando un comportamiento ideal sin introducir errores significativamente grandes para la mayoría de los casos prácticos, sin embargo como ya se dijo anteriormente, es indispensable tomar - como punto de partida en el proceso de compresión el comportamiento ideal. Además de las características anteriormente mencionadas para un gas ideal, se dira que también se cumple:

- La ecuación de estado $p v = R t / M$(13)
- Los cambios de presión no alteran el valor de entálpia
- $C_p / C_v = K$ y además $C_v = C_p - R$

En donde : p= Presión.

v= Volúmen específico

t= Temperatura absoluta

M= Peso molecular

C_v =Capacidad calorífica a volúmen constante

C_p =Capacidad calorífica a presión constante.

Como punto de partida, consideremos la relación p-v para el caso ideal reversible adiabático:

$$p_1 v_1^K = p_2 v_2^K = \text{cte... (ver tabla 1, Cap. I)... (13a)}$$

El trabajo para comprimir un gas ideal, adiabática y reversiblemente es:

$$(-W_s) \text{ min.} = \Delta H \text{ min.} = \int_{p_1}^{p_2} v dp \dots (14)$$

Una integración y substitución adecuada nos da:

$$(-W_s) \text{ min.} = \text{cte.} (p_1 v_1) \left(\frac{K}{K-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right] \dots (15)$$

Así mismo, para una compresión isoentrópica una combinación de las ecuaciones (13) y (13a) nos da:

$$t_2 = t_1 (p_2/p_1)^{(K-1)/K} \dots (16)$$

Por otra parte, para una compresión no reversible adiabática y a eficiencia politrópica constante una solución particular de la ecuación de eficiencia politrópica nos da:

$$pv^n = \text{cte.} \dots (17)$$

$$\text{Donde } \epsilon_p < 1.0, \text{ } pv = Rt/M, \text{ y } \frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k\epsilon_p} \dots (18)$$

La ecuación (17) como se ve es similar a la (13a) obtenida para el caso isoentrópico, con la diferencia de tener a n en vez de k.

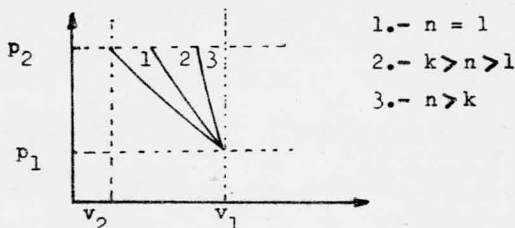
Aquí, haremos incapie en que en muchas ocasiones se dice que - precisamente, un proceso politrópico tiene como patrón de comportamiento el descrito por la ecuación (17) siendo que en realidad n es constante solo para un gas ideal.

Igualmente a partir de la ecuación (14), pero considerando el caso isotérmico, se puede llegar a:

$$-(W_s) \text{ min.} = \frac{(\text{cte.})(t)}{S.Gr} \left(\ln \frac{P_2}{P_1} \right) \dots \dots \dots (19)$$

Debemos subrayar el hecho ahora visible de que cuando $n = 1$ la compresión es isotérmica, cuando $n = k$ es adiabática y cuando $n > k$ estamos en un caso plenamente politrópico.

Por lo tanto la pendiente de la curva de compresión en un diagrama $p-v$ es función de n :



Como puede observarse el valor del trabajo requerido para la compresión y representado por el área comprendida abajo de la curva, aumenta al aumentar el valor de n .

La ecuación (17) y la de eficiencia politrópica (11) para el caso adiabático, dan por combinación e integración adecuada:

$$-W_s \text{ (ep) media} = \text{cte.} \int v dp$$

$$= \text{cte.} (P_1 v_1) \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \dots \dots \dots (20)$$

Siendo el término $\int v dp$ la llamada cabeza politrópica (W_p) sumamente usada ya que ésta se acerca más a las condiciones reales de un compresor, siendo de hecho la altura real a las condiciones de operación, de una columna de gas que puede ser mantenida en la brida de descarga del compresor, con el fin de mantener una presión particular.

Ocasionalmente se usa una relación obtenida a partir de la teoría de la compresión del gas ideal, cuyo origen es la relación derivada de la eficiencia politrópica y la isoentrópica.

Dividiendo la ecuación (12) entre la (11) y considerando ambas eficiencias constantes:

$$e_i = \text{cte. } e_p \left(\frac{\Delta H_{\text{min.}}}{\int v dp} \right) \dots \dots \dots (21)$$

Substituyendo las relaciones exponenciales antes encontradas para $\Delta H_{\text{min.}}$ y $\int v dp$ tenemos:

$$e_i = \frac{1-r}{1-r} \frac{(k-1)/K}{(k-1)/K e_p} \dots \dots \dots (22)$$

En donde $r = \frac{P_2}{P_1}$

Por otra parte si en la ecuación (16) sustituimos a n por k , tendremos que la t_2 que corresponde a la temperatura final de una compresión politrópica para el gas ideal:

$$t_2 = t_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \dots \dots \dots (23)$$

Otro método de cálculo para cabeza politrópica sin el uso de exponenciales, puede obtenerse observando que el producto $p v$ es lineal con respecto a W_p para la compresión en gases ideales a eficiencia politrópica constante, esto es:

A) $p v = R' t$ ó $d(pv) = R' d t$

Donde $R' = \frac{R}{M}$ y;

B) $dW_p = v dp = e_p d H = e_p C_p d T$

Haciendo A/B :

$$\frac{d(pv)}{d W_p} = \frac{R' dt}{e_p c_p dt} = \frac{R'}{e_p C_p} = \frac{k-1}{e_p k} = \frac{n-1}{n}$$

Ademas si:

$$\frac{d(pv)}{d W_p} = C \quad \text{y} \quad W_p = vdp$$

Una integración nos da:

$$\ln(p_2 v_2 / p_1 v_1) = C \ln(p_2 / p_1) \quad \text{Donde:}$$

$$C = (p_2 v_2 - p_1 v_1) / W_p$$

Rearreglando tenemos:

$$W_p = \frac{(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{\ln(p_2 v_2 / p_1 v_1)} \ln(p_2 / p_1) = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{\log(p_2 v_2 / p_1 v_1)} \log(p_2 / p_1)$$

$$W_p = \text{cte. (pv) media logarit.} \left[\log(p_2 / p_1) \right]$$

Esta ecuación obtenida para gases ideales involucra como se ve solo condiciones iniciales y finales de estado y es usada para gases reales solo como una aproximación, sin embargo ésta debe de ser resuelta por prueba y error, suponiendo valores de V_2 hasta satisfacer $W_p = (e_p)$ media ΔH .

Siendo que todo el balance hecho fue para una unidad de masa, la potencia requerida para un flujo dado sera:

$$HP = \frac{-W_s \text{ (unidades de masa / hora)}}{60 \times 33000}$$

Esta es la potencia transmitida al gas, pero la potencia en la flecha esta dada ademas por las perdidas al refrigerante y fricción y representan aproximadamente 2% de la potencia transmitida al gas.

IV.- 3.- COMPRESION DE GASES REALES.

IV.- 3.1.- Metodos existentes para el cálculo de potencia-compresión.

Durante algún tiempo, la aplicación de las ecuaciones mencionadas para el manejo de gases se confino casi exclusivamente a fluidos gaseosos cuyo comportamiento se suponía cercano al ideal, así las ecuaciones para el gas ideal daban resultados bastante aceptables. Sin embargo, actualmente es indispensable el uso de metodos mas complejos y que se adapten lo mas posible al gas que se esta manejando, lo anterior se justifica si se tiene en cuenta que tanto los factores de compresibilidad como las capacidades calorificas se ven fuertemente afectadas con los cambios de presión, sobre todo a presiones elevadas.

En la literatura puede encontrarse una regular cantidad de ecuaciones complejas de tipo exponencial derivadas de las ecuaciones clásicas del gas ideal, así como procedimientos rapidos que a veces su inexactitud (sobre todo en rangos de compresión altos) los hace no recomendables para cálculos con fines de aplicación práctica y que sin embargo se pueden usar para obtener resultados como punto de referencia o primera aproximación.

En el presente trabajo, se trataran de ilustrar los dos métodos existentes para determinar el trabajo requerido para la compresión de un gas (una o mas etapas): primero, el método por medio del uso de ecuaciones teóricas y modificadas convenientemente con conceptos empíricos y segundo el método en que como ya se dijo antes, la herramienta principal es un diagrama de Molliere por desgracia no siempre disponible aún para gases puros y para el caso de mezclas gaseosas practicamente inexistente (existe para el aire, considerando 0.79 mol. de N_2 , y 0.21 mol. de O_2)

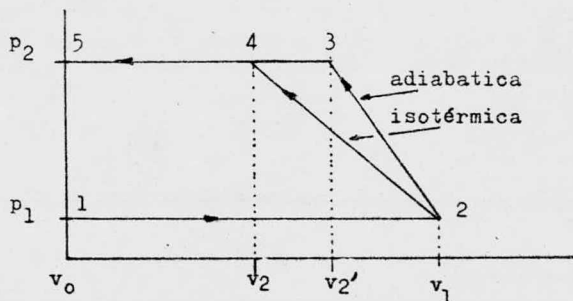
IV.- 3.1.1. Trayectoria real usada en la compresión de gases.,

IV.- 3.1.2. Compresión por etapas.

Como puede observarse a lo largo del desarrollo de este trabajo, el tratamiento que se da a la teoría de la compresión de gases es de tal forma que en general se considera que dicha compresión se lleva a efecto en un solo paso. Lo anterior en la mayoría de los casos - prácticos no se efectúa así, debido a una serie de razones cuyo fundamento se explicará adelante y en base a las cuales generalmente - la forma en que se lleva a cabo la compresión de un gas, es por etapas.

Como complemento a lo antes dicho, es conveniente mencionar que dependiendo del fabricante del equipo y básicamente del rango de - compresión, será el número de etapas en que se efectuará la compresión considerada y que los métodos de cálculo mencionados adelante, están enfocados al hecho de que con la asesoría del fabricante el Ingeniero pueda seleccionar el número de etapas conveniente para el caso particular.

Con objeto de iniciar la exposición de los fundamentos en que se basa la conveniencia de la compresión por etapas, consideremos - el cilindro de un compresor recíprocante el cual lleva a efecto la compresión de un gas en una sola etapa, lo anterior se ilustra con la siguiente figura:



Como se ve, se están considerando dos puntos: en primer lugar el ciclo de compresión es ideal, y en segundo que el volumen de -

partida es cero, esto es que no existe en la cámara del pistón lo que se conoce como espacio muerto, que como se vió en el capítulo - III tiene influencia directa en el ciclo de compresión.

Partiendo del punto 1, ($v = 0$, $p = p_1$), el pistón se mueve de forma que origina la apertura de la válvula de succión, permitiendo la entrada del gas, hasta llegar a ocupar un volumen final originado (v_1), a presión constante (p_1), punto 2.

Seguidamente se inicia la etapa de compresión, hasta llegar a la presión de descarga, representada dicha etapa por la línea 2-3 ó 2-4 según sea el caso, al llegar a este punto, automáticamente abre la válvula de descarga desalojando el gas a presión constante ($p=p_2$), hasta llegar a $v = 0$, esta etapa esta representada por la línea - 3-5 ó 4-5. Finalmente el paso de p_2 (descarga) a p_1 (succión), lo consideraremos que ocurre instantáneamente pues siendo que $v = 0$, - nada nos representa físicamente.

La suma del trabajo involucrado en cada uno de los pasos anteriores, nos da el trabajo total de compresión, representado en el - diagrama por el área comprendida entre las curvas que representan - al ciclo de compresión.

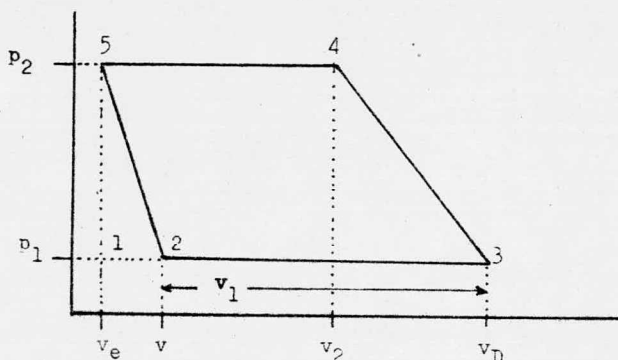
Aún cuando en el capítulo III se hizo referencia al "volumen - muerto" aquí agregaremos lo siguiente:

Al final de la etapa de descarga, algo del gas a la presión de descarga permanece en el cilindro después de cerrar la válvula de - descarga, esto origina que la válvula de succión no abra sino hasta que la presión del gas disminuya hasta la presión normal de succión, al volumen de gas que permanece en el cilindro después de cerrar la válvula de descarga se le denomina " volumen muerto".

Una mejor forma de referirse al " volumen muerto", es el término

no conocido como "claro" que es el cociente de dividir el "volumen muerto" v_e entre el volumen originado por la carrera del pistón v_d , dicho cociente puede llegar a ser hasta un 10%.

Lo expuesto antes, podemos representarlo por medio de un diagrama, de nuevo considerando un ciclo ideal.



La etapa de compresión está representada por la línea 3-4, la de descarga por 4-5, la de reexpansión por 5-2, y la de succión por 2-3.

El volumen muerto es el correspondiente al punto 5, en tanto que el volumen originado por la carrera del pistón, es la diferencia entre el volumen de los puntos 3 y 1, y el volumen succionado o de carga es la diferencia entre el volumen en el punto 3 y el 2.

El efecto causado en el proceso de compresión, por la existencia del claro, lo podemos visualizar de la forma siguiente. Observando la ecuación para trabajo (ideal), se puede deducir fácilmente que el trabajo involucrado no se afecta con el hecho de existir el volumen muerto, ya que la cantidad implicada en el cálculo es el volumen admitido en el cilindro durante la etapa de succión sin que se tome en cuenta la existencia del volumen muerto.

En la literatura, se menciona una ecuación; derivada de la ecuación para compresión adiabática y que nos da el volumen teórico

de succión (v_1), si se conoce; la relación de compresión p_2/p_1 , el claro (C), la relación C_p/C_v (K) para el rango de temperatura de operación y las dimensiones del cilindro, esta ecuación es la siguiente:

$$\frac{v_1}{v_d} = 1 + C - C \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/K} \dots\dots\dots(25)$$

Siendo $\frac{v_1}{v_d}$, lo que para compresores recíprocos se conoce como eficiencia volumétrica. El efecto del claro en la eficiencia volumétrica según se explicó en el capítulo III, es mayor conforme el proceso se acerca más a isotérmico.

En general la eficiencia volumétrica calculada es mayor que la evaluada en un compresor en la práctica, ya que la fuga de algo de gas a través de las válvulas y sellos del cilindro, así como el calor retenido en las paredes del cilindro y válvulas y que es transmitido al gas admitido, hacen que dicha eficiencia sea menor.

Con lo expuesto antes, podemos obtener conclusiones que son fundamento de las importantísimas ventajas que origina la compresión por etapas.

En primer lugar, como puede deducirse de la definición de eficiencia volumétrica (ecuación 25), el claro está ya limitando la relación de compresión posible.

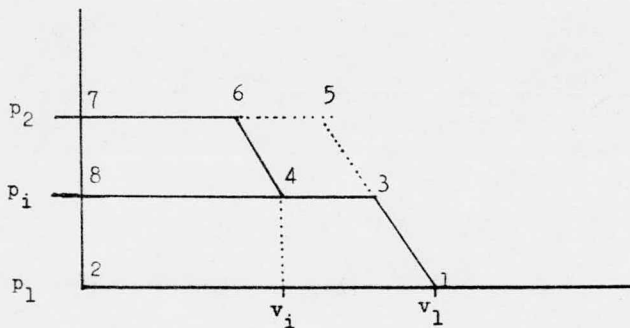
Si lo anterior no es aplicable para compresores centrífugos, - si lo es el hecho que antes se mencionaba en el sentido de que en la mayoría de los casos prácticos, la tendencia al comportamiento adiabático origina la elevación de la temperatura de tal forma, que en caso de requerirse una relación de compresión más o menos alta, la elevación de la temperatura es tal que probablemente no exista un lubricante capaz de funcionar adecuadamente pudiéndose originar -

incluso la fusión de las partes afectadas en la máquina, aunado a lo anterior debemos considerar el peligro que implica el manejar gases a temperaturas elevadas y mas aún si el gas manejado contiene oxígeno.

Por otra parte para suministrar un gasto mas o menos alto en el caso de compresores reciprocantes, sería necesario que el o los cilindros, probablemente fueran de tamaño demasiado grandes.

Por las razones expuestas y por otra que se vera en seguida y que es de fundamental importancia, la compresión de un gas para relaciones de compresión aproximadamente de ocho en adelante, se efectua por etapas. El número de etapas como se vera adelante, es mas o menos de facil determinación y puesto que uno de los problemas fundamentales es la producción de calor, es práctica común el uso de intercambiadores de calor entre la descarga y succión de etapas adyacentes.

Como se dijo antes, existe un factor determinante que justifica plenamente el uso de varias etapas para una compresión; este es el ahorro de trabajo requerido. Para visualizar mejor lo anterior, consideremos el siguiente esquema que nos representa la compresión (ideal) de un gas en dos etapas efectuada por un compresor reciprocante.



La línea 2-1 representa la etapa de succión en el cilindro correspondiente a la primera etapa, la línea 1-3 representa la etapa

de compresión, y la 3-4 la de descarga. En este punto el gas comprimido es enfriado y cargado al cilindro de la segunda etapa representada por la línea 8-4, la línea 4-6 representa la compresión y la descarga la línea 6-7.

Como antes se dijo el trabajo requerido en la primera etapa representado por el área comprendida entre las líneas 2-1-3-8 y el de la segunda por las líneas 8-4-6-7 y el trabajo total la suma de los dos.

Si el trabajo se efectuara en una sola etapa, el trabajo será el representado por el área comprendida entre las líneas 2-1-5-7, que como se ve es mayor.

La razón de lo antes expuesto, es el hecho de que el proceso por etapas se acerca mas al proceso isotérmico siendo por tanto mas eficiente.

Se podría pensar que entre mayor número de etapas se tenga, el trabajo requerido será menor, y efectivamente es verdad, solo que el número de etapas por razones que despues se expondran esta limitado en general a seis, aún cuando existen diseños de mayor número de etapas.

El limite o trabajo mínimo, se lograría cuando el proceso fuera totalmente isotérmico y esto obviamente implica el tener un número infinito de etapas.

Por otra parte, es posible demostrar al igual que en el caso de una sola etapa, que la existencia de claro no tiene influencia en el trabajo involucrado en la compresión, y en general si n es el número de etapas, la eficiencia volumétrica viene dada por:

$$e_v = 1 + C_1 - C_1 \frac{p_2}{p_1} \frac{1}{nk} \dots\dots\dots(26)$$

Siendo $\frac{p_2}{p_1}$ la relación de compresión del proceso en total, y C_1

el claro en el cilindro 1.

Así mismo existen ecuaciones que son mas bien de interés para los constructores de este tipo de equipo, que nos relatan la relación exacta entre las dimensiones de los cilindros de etapas sucesivas, dichas ecuaciones no implican mayor interés para el presente trabajo y no seran mencionadas.

IV. 3.13. Método 1.- Ecuaciones analíticas.

Cuando un gas que se encuentra a ciertas condiciones de presión y temperatura es comprimido en un solo paso de compresión, las características a que tiende dicha compresión son en general a ser politrópica y con cierto grado de tendencia adiabática y por lo tanto, en base a lo discutido anteriormente el trabajo involucrado tenderá a ser máximo. En tanto que en el otro extremo se tendra que para que el trabajo teórico requerido para la compresión fuera mínimo, sería necesario que el proceso fuera isotérmico. Lo anterior viene a colación por el hecho de que al efectuarse un cálculo de esta naturaleza, es necesario tener plena conciencia del grado en que el caso tratado se acerca a los dos extremos antes mencionados.

Por lo antes expuesto, se puede deducir que entre mayor sea el número de intercambiadores de calor y de etapas, el trabajo requerido tenderá mas a un mínimo, ya que el proceso se acercará mas al caso de compresión isotérmica.

De entre las ecuaciones propuestas por diversos autores para el cálculo del trabajo de compresión, para el caso isotérmico y adiabático, destacan por su simplicidad y exactitud:

IV. 3.1.4. Caso isotérmico.-

La ecuación (19) para el caso de tener que : $p = p_{sia}$ y $t = t_0$, adquiere la forma siguiente:

$$-W = \frac{53.241}{S.Gr} t \ln \frac{P_2}{P_1} \dots\dots\dots(27)$$

-W = Trabajo requerido en pie - lb.f/lb.m

S.Gr. = Gravedad especifica del gas (adimensional)

Y siendo que para gases reales a temperatura constante:

$$vdp = R t d (\ln f)$$

En donde f = fugacidad del gas.

Se tiene que:

$$-W = \frac{53.241}{S.Gr} t \ln \frac{f_2}{f_1} \dots\dots\dots(28)$$

Ademas por otro lado es posible demostrar que:

$$\ln \frac{f_2}{f_1} = \int_{0.}^{Pr_2} \frac{Z d pr}{pr} - \int_{0.}^{Pr_1} \frac{Z d pr}{pr}$$

En donde pr indica presión reducida, Z factor de compresibilidad a las condiciones de succión.

Por lo cual la ecuación (28) queda:

$$-W = \frac{53.241}{S.Gr} t \int_{0.2}^{Pr_2} \frac{Z d pr}{pr} - \int_{0.2}^{Pr_1} \frac{Z d pr}{pr} \dots\dots\dots(29)$$

El limite inferior de la integral se toma como 0.2 siendo que para cuando pr = 0.2 y Tr = 1, la integral antes indicada practicamente vale cero.

Los resultados con la anterior ecuación, se ha visto que dan una exactitud mínima del 93% para la mayoría de los casos prácticos, siempre y cuando los paramentros involucrados sean correctamente evaluados. El uso de la ecuación (29), se ve ampliamente simplificado al existir en forma tabulada los valores de las integrales implicadas en dicha ecuación, en seguida se reproduce parte de esta infor-

mación la cual se encuentra en la literatura de referencia (Hand - book of natural gas engineering, Donald L. Katz), Tabla III.

IV* 3.1.5: Caso Adiabático.-

Nuevamente procederemos como hasta ahora se ha hecho, esto es sin indicar la deducción rigurosa de las formulas mencionadas. Para el caso adiabático, partiendo de la ecuación encontrada para el caso del gas ideal, (ecuación 15) y considerando inicialmente:

$$pv = Rt \quad y \quad R' = \frac{R}{M}$$

Ademas de que: $p = \text{psia}$, $t = \text{°R}$

Obtenemos:

$$-W = \frac{K}{K-1} \frac{53.241}{\text{S.Gr.}} \frac{t_1}{M} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right]$$

La ecuación anterior, logicamente es aplicable solo para gases ideales, una modificación empírica que es bastante exacta, lo constituye la siguiente expresión:

$$-W = \frac{K}{K-1} \frac{53.241}{M} \frac{t_1}{M} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{Z(K-1)/K} - 1 \right] \dots\dots(30)$$

En la ecuación anterior, Z y K deberán evaluarse a las condiciones iniciales, de ahí su relativa inexactitud pues como ya antes se dijo, el valor de los paramentros Z y K es afectado por los cambios de presión y de temperatura. Sin embargo dada su simplicidad es de gran aplicación para gases reales, ademas de confiabilidad aceptable para efectos prácticos. En tanto que las propiedades del gas cuando éste es una mezcla deberán calcularse como se indicó en el capítulo I, esto es, se deberán calcular lo que se conoce como pseudo - propiedades, como ejemplo se indica el cálculo de la temperatura pseudo crítica de una mezcla de a, b, y c gases:

$$t_c = t_{ca} (\% \text{ Mol } a) + t_{cb} (\% \text{ Mol } b) + t_{cc} (\% \text{ Mol } c)$$

Siendo que para gases $\% \text{ Mol} = \% \text{ volúmen}$.

Valores de $\int_{0.2}^{Pr} \frac{1}{Pr} dPr$.

Presión Pseudo-reducida Pr .

Temperatura pseudoreducida Tr .

	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00	
0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.3	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350
0.4	0.615	0.619	0.623	0.626	0.628	0.630	0.632	0.633	0.634	0.635	0.636	0.637	0.638	0.639	0.640	0.640	0.640	0.640	0.640	0.640	0.640
0.5	0.805	0.816	0.826	0.834	0.839	0.844	0.848	0.851	0.854	0.856	0.860	0.862	0.864	0.866	0.867	0.868	0.869	0.869	0.869	0.869	0.869
0.6	0.955	0.971	0.985	0.998	1.011	1.022	1.032	1.040	1.045	1.048	1.049	1.049	1.050	1.050	1.050	1.051	1.051	1.052	1.052	1.052	1.052
0.7	1.078	1.100	1.124	1.145	1.162	1.178	1.190	1.199	1.203	1.207	1.210	1.211	1.212	1.214	1.216	1.218	1.219	1.220	1.220	1.220	1.220
0.8	1.175	1.207	1.239	1.264	1.285	1.300	1.313	1.322	1.332	1.340	1.347	1.352	1.357	1.359	1.360	1.363	1.364	1.364	1.364	1.364	1.364
0.9	1.256	1.300	1.335	1.365	1.386	1.403	1.417	1.429	1.440	1.450	1.462	1.472	1.480	1.485	1.489	1.492	1.494	1.495	1.495	1.495	1.495
1.0	1.327	1.375	1.420	1.455	1.479	1.500	1.515	1.530	1.541	1.551	1.568	1.580	1.590	1.598	1.602	1.607	1.608	1.609	1.610	1.610	1.610
1.1	1.380	1.438	1.485	1.528	1.552	1.573	1.591	1.606	1.616	1.631	1.653	1.667	1.676	1.684	1.691	1.699	1.702	1.706	1.709	1.711	1.711
1.2	1.433	1.500	1.550	1.600	1.625	1.645	1.661	1.682	1.690	1.710	1.737	1.753	1.761	1.770	1.780	1.790	1.795	1.802	1.808	1.812	1.812
1.3	1.463	1.545	1.602	1.657	1.684	1.709	1.731	1.746	1.758	1.779	1.810	1.828	1.836	1.845	1.858	1.868	1.875	1.883	1.890	1.896	1.896
1.4	1.492	1.590	1.654	1.713	1.742	1.772	1.795	1.810	1.825	1.847	1.885	1.903	1.911	1.920	1.935	1.945	1.954	1.964	1.972	1.980	1.980
1.5	1.510	1.620	1.690	1.757	1.791	1.824	1.848	1.867	1.884	1.906	1.938	1.962	1.973	1.984	1.997	2.010	2.019	2.027	2.036	2.045	2.045
1.6	1.527	1.649	1.726	1.800	1.839	1.875	1.900	1.923	1.943	1.964	1.993	2.021	2.035	2.047	2.059	2.074	2.083	2.090	2.100	2.110	2.110
1.7	1.544	1.670	1.751	1.834	1.876	1.917	1.943	1.969	1.991	2.012	2.042	2.072	2.089	2.102	2.116	2.131	2.141	2.148	2.159	2.169	2.169
1.8	1.560	1.690	1.782	1.867	1.913	1.958	1.985	2.014	2.038	2.060	2.093	2.123	2.142	2.157	2.172	2.188	2.198	2.205	2.217	2.227	2.227
1.9	1.575	1.708	1.808	1.896	1.944	1.993	2.022	2.054	2.079	2.102	2.136	2.165	2.187	2.204	2.219	2.237	2.247	2.256	2.267	2.279	2.279
2.0	1.590	1.725	1.833	1.924	1.975	2.027	2.059	2.093	2.119	2.140	2.178	2.207	2.231	2.250	2.265	2.285	2.295	3.307	2.317	2.330	2.330
2.1	1.604	1.743	1.854	1.947	2.003	2.057	2.092	2.126	2.153	2.176	2.215	2.248	2.272	2.292	2.307	2.326	2.337	2.350	2.361	2.375	2.375
2.2	1.617	1.761	1.876	1.971	2.031	2.086	2.125	2.160	2.187	2.212	2.252	2.288	2.313	2.334	2.349	2.366	2.380	2.394	2.404	2.420	2.420
2.3	1.631	1.779	1.897	1.994	2.059	2.116	2.157	2.193	2.222	2.249	2.288	2.329	2.354	2.375	2.391	2.407	2.422	2.437	2.448	2.465	2.465
2.4	1.644	1.797	1.919	2.018	2.087	2.145	2.190	2.227	2.256	2.285	2.329	2.365	2.395	2.417	2.433	2.447	2.462	2.481	2.491	2.510	2.510
2.5	1.658	1.815	1.940	2.041	2.115	2.175	2.223	2.260	2.290	2.321	2.362	2.410	2.436	2.459	2.475	2.488	2.507	2.524	2.535	2.555	2.555
2.6	1.672	1.830	1.958	2.061	2.137	2.198	2.249	2.288	2.318	2.350	2.392	2.442	2.469	2.492	2.508	2.523	2.544	2.562	2.574	2.593	2.593
2.7	1.685	1.845	1.976	2.081	2.159	2.221	2.275	2.316	2.347	2.379	2.423	2.474	2.502	2.525	2.541	2.559	2.581	2.599	2.612	2.630	2.630
2.8	1.699	1.860	1.994	2.101	2.180	2.245	2.302	2.344	2.375	2.407	2.453	2.506	2.534	2.557	2.575	2.594	2.617	2.637	2.651	2.668	2.668
2.9	1.712	1.875	2.012	2.121	2.202	2.268	2.328	2.372	2.404	2.436	2.484	2.538	2.567	2.590	2.608	2.630	2.654	2.674	2.689	2.705	2.705
3.0	1.726	1.890	2.030	2.140	2.224	2.291	2.354	2.400	2.432	2.465	2.514	2.570	2.600	2.623	2.641	2.665	2.691	2.712	2.728	2.743	2.743
3.1	1.740	1.904	2.046	2.157	2.243	2.311	2.376	2.423	2.455	2.489	2.540	2.597	2.628	2.652	2.670	2.694	2.722	2.744	2.759	2.775	2.775
3.2	1.754	1.918	2.062	2.175	2.261	2.331	2.397	2.446	2.478	2.512	2.565	2.623	2.657	2.681	2.700	2.723	2.753	2.775	2.790	2.806	2.806
3.3	1.767	1.932	2.078	2.192	2.280	2.350	2.419	2.469	2.502	2.536	2.591	2.650	2.685	2.709	2.729	2.752	2.783	2.807	2.821	2.838	2.838
3.4	1.781	1.946	2.094	2.210	2.298	2.370	2.440	2.492	2.525	2.559	2.616	2.676	2.714	2.738	2.759	2.781	2.814	2.838	2.852	2.869	2.869
3.5	1.795	1.960	2.110	2.227	2.317	2.390	2.462	2.515	2.548	2.583	2.642	2.703	2.742	2.767	2.788	2.810	2.845	2.870	2.883	2.901	2.901
3.6	1.808	1.974	2.125	2.243	2.333	2.407	2.490	2.543	2.576	2.609	2.669	2.729	2.768	2.792	2.813	2.836	2.872	2.910	2.911	2.929	2.929
3.7	1.822	1.988	2.140	2.259	2.349	2.424	2.498	2.556	2.588	2.624	2.686	2.748	2.791	2.817	2.839	2.862	2.900	2.950	2.938	2.957	2.957
3.8	1.835	2.002	2.155	2.275	2.365	2.440	2.514	2.572	2.604	2.641	2.705	2.771	2.815	2.843	2.864	2.888	2.925	2.990	2.960	2.984	2.984
3.9	1.849	2.016	2.170	2.291	2.381	2.457	2.535	2.597	2.629	2.665	2.730	2.798	2.840	2.868	2.890	2.914	2.952	3.030	2.990	3.012	3.012
4.0	1.862	2.030	2.186	2.306	2.397	2.474	2.553	2.617	2.649	2.685	2.752	2.816	2.864	2.893	2.915	2.940	2.979	3.079	3.021	3.046	3.046

TABLA 117

IV.-3.1.6.Método de cálculo por medio de un diagrama Molliere.

El método que en seguida se describe, pone de manifiesto la gran ventaja que representa el contar con un diagrama entalpia-entropia (Molliere), que como antes ya se dijo son de facil adquisición solo para algunos gases puros ó para el caso de mezcla particularmente importantes como lo es el aire.

Como podra verse, el unico requisito para la aplicación de este método es el perfecto conocimiento de los datos obtenibles de dicho diagrama por parte de quien va a efectuar el cálculo y hacer la consideración de si el proceso se va a tratar suponiendo que éste sigue un patron de comportamiento isotérmico o adiabático, en el presente trabajo se describen ambos casos aunque dicho sea de paso es costumbre cualquiera que sea el método de cálculo usado, suponer un comportamiento adiabático para el primer cálculo y posteriormente con ayuda de los datos que pueda suministrar el fabricante hacer una afinación del cálculo. Lo anterior es con el fin de asegurar una potencia calculada suficiente, cualquiera que sea el patron de comportamiento real.

De acuerdo con lo antes expuesto dividiremos esta discusión en dos partes:

IV- 3.1.7.Compresión isotérmica.

Partiendo de la ecuación (5) del capítulo presente:

$$\Delta H = Q - W$$

Y que para el caso isotérmico reversible:

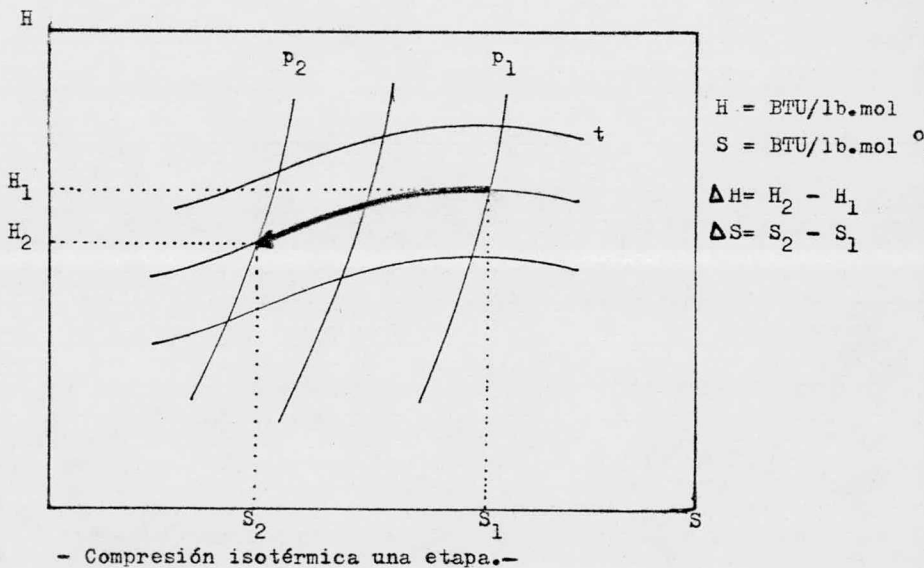
$$\Delta H = t\Delta S - W$$

Por lo cual: $-W = \Delta H - t\Delta S \dots \dots \dots (31)$

La forma en que la expresión anterior nos cuantifica el trabajo de compresión requerido, es idonea para la aplicación de un diagrama de Molliere.

La forma en que lo anterior se hace es la siguiente:

Partiendo de las condiciones iniciales de presión y temperatura, seguir la trayectoria de compresión sobre la línea de temperatura correspondiente hasta las condiciones de presión y temperatura finales, en este punto al igual que en el inicial podran ser obtenidos facilmente los datos de entalpia y entropia requeridos para resolver la ecuación (31).



IV- 3.1.8. Compresión adiabática.

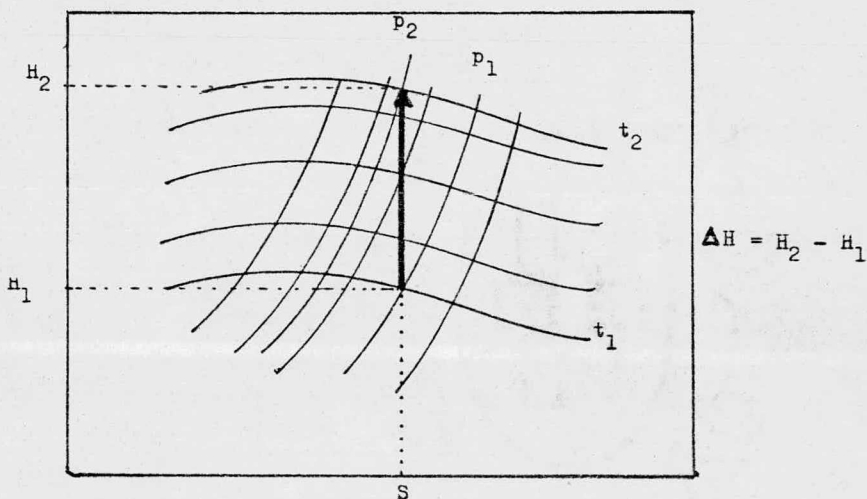
En forma similar el caso isotérmico, partiendo de la ecuación (5) :

$$\Delta H = Q - W$$

Para el caso adiabático se obtuvo la ecuación (6)

$$\Delta H = -W \dots\dots\dots(6)$$

Por lo cual para obtener los datos requeridos para resolver la ecuación (6) por medio de un diagrama de Molliere, basta con obtener la entalpia correspondiente al punto inicial de presión y temperatura, posteriormente siguiendo la línea de entropía constante hasta el punto final correspondiente a la presión final, podrá leerse en dicho punto la entalpia y temperatura final del gas.

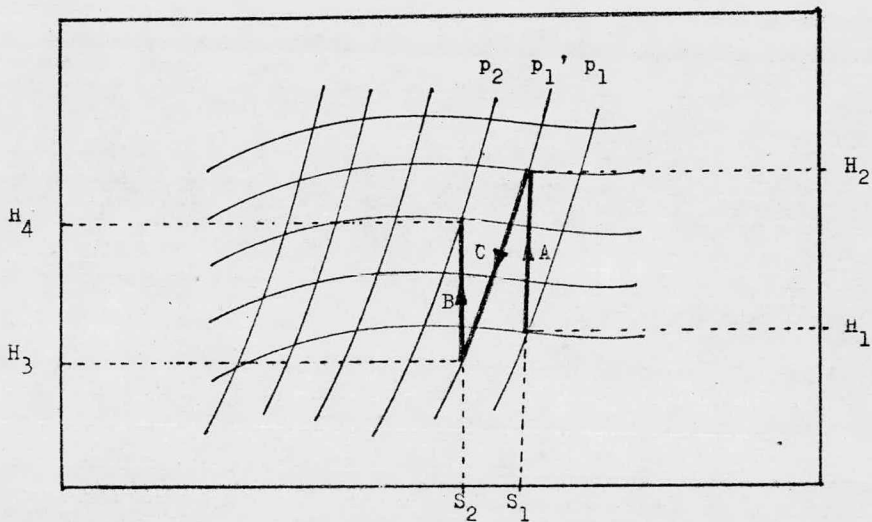


- Compresión adiabática una etapa.-

Como puede verse, lo antes explicado tiene como base la suposición de que la compresión es efectuada en un solo paso lo cual raramente será posible.

Para el caso de tenerse una compresión por etapas, el trabajo total empleado es igual a la suma de los trabajos efectuados en cada etapa. Es costumbre que al efectuar este tipo de cálculo, se suponga que la compresión es de tipo adiabático y que entre una y o—

tra etapa existe un elemento de extracción de calor del gas comprimido, esto puede verse mas claramente por medio de la siguiente figura:



- Compresión adiabática dos etapas -

A.- Primera etapa de compresión

B.- Segunda etapa de compresión

C.- Enfriamiento a presión constante

$$W \text{ total} = (H_2 - H_1) + (H_4 - H_3)$$

$$\text{Calor extraído por un enfriador} = H_2 - H_3$$

Al efectuar el cálculo de trabajo requerido para una compresión por medio del método anterior, es necesaria la determinación del número de etapas requerido, para este fin es posible encontrar algunas expresiones matemáticas cuyo fundamento sin embargo es el mismo, el principio en el cual se basan dichas expresiones indica que para asegurar un trabajo mínimo total en el proceso de compresión, la relación de compresión deberá ser la misma en todas las etapas. La

forma en que lo anterior se puede referir a la relación de compresión total es la siguiente:

$$A = \sqrt[X]{B} \dots\dots\dots(32)$$

Donde $A = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ etapa, (la misma para todas las etapas)

$$B = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\text{Total}}$$

X = número de etapas.

IV.-3.1.9. Método de cálculo por integración etapa por etapa.

Indudablemente que la mejor forma de efectuar el cálculo de la potencia requerida en una operación de compresión, es aquel que involucra la integración numérica etapa por etapa de las ecuaciones diferenciales fundamentales.

En este sentido, el trabajo publicado por Don M. Church, (Chem. Eng., March 1962) mencionado en la bibliografía de referencia, ofrece a mi juicio una magnífica herramienta para el fin antes mencionado, ya que aún cuando no presenta todos los elementos necesarios para su total desarrollo, estos son relativamente de fácil obtención en fuentes de información como pueden ser los fabricantes mismos del equipo.

El método que en seguida se ilustra ha sido complementado con información que se ha obtenido de la literatura de referencia y como podrá verse, tiene aplicabilidad en aquellos casos en que dado que su desarrollo implica un método iterativo se justifica el empleo de una máquina computadora.

Las ecuaciones básicas propuestas consideran el caso adiabático y tienen su origen tanto en conceptos teóricos como empíricos y en última instancia son expresadas en términos de incrementos finitos de las variables involucradas así como de las propiedades promedio del fluido gaseoso, dichas ecuaciones son:

$$\log \left(\frac{p + \Delta p}{p} \right) = \frac{\Delta W_p^M}{3560(Zt)_{\text{prom.}}} \dots \dots \dots (33)$$

$$\Delta t = \left[\frac{1}{(c_p^o + \Delta c_p)_{\text{prom.}}} \right] \left[\frac{\Delta W_p^M}{778 e_p} + 2.303 t \log \left(\frac{p + \Delta p}{p} \right) \right]$$

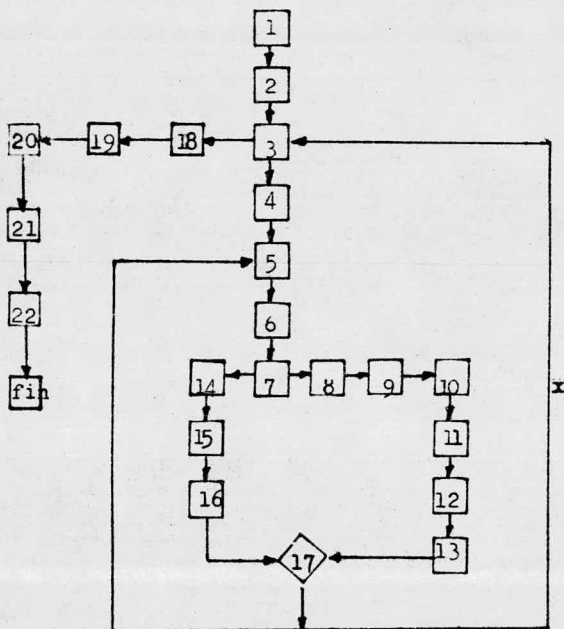
$$R \text{ tr} \left(\frac{dz}{dtr} \right)_{\text{pr}} \left] \text{prom.} \dots \dots \dots (34)$$

En donde:

- p = Presión absoluta (PSIA).
- W_p^M = Trabajo politrópico por unidad de masa (pie - lb/lb)
- M = Peso molecular
- Z = Factor de compresibilidad.
- t = Temperatura absoluta (°R)
- tr = Temperatura reducida
- c_p = Calor específico a presión constante (BTU/Mol °F)
- c_p^o = Calor específico a presión cero
- e = Eficiencia politrópica de compresión.
- R = Constante de estado gaseoso.

El procedimiento de cálculo a grandes rasgos, consiste en suponer una presión y temperatura promedio para cada incremento, con lo cual por medio de las ecuaciones (33) y (34) se calcula una Δt y seguidamente se compara el valor de p y t supuesto en un principio con el obtenido y si la diferencia es considerable se procede con nuevo cálculo, considerando en esta ocasión un nuevo valor de p y para lo cual se considerará el obtenido del cálculo anterior.

En seguida se propone el diagrama de flujo para la solución de las ecuaciones (33) y (34). Posteriormente se presentan algunos datos y gráficas de las cuales se puede obtener la información requerida.



1.- Con la composición del gas, obtener la presión y temperatura - pseudocríticas según se explica en el capítulo I.

$$p_c = \text{PSIA} \quad t_c = {}^\circ\text{R}$$

Definir las condiciones iniciales ó de succión .

$$p_1 = \text{PSIA} \quad t_1 = {}^\circ\text{R}$$

Calcular el flujo de gas a las condiciones actuales de succión

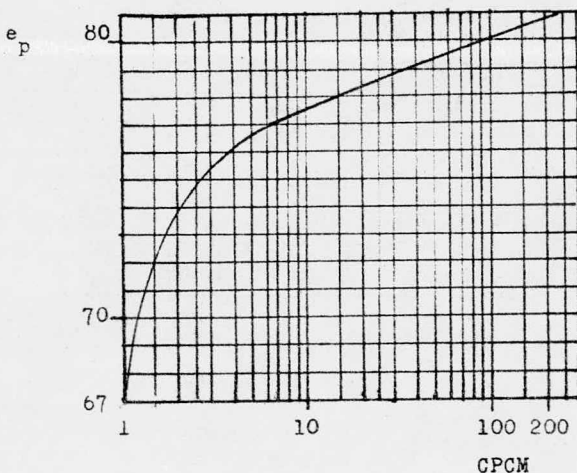
$$G = \text{Pie}^3/\text{min.}$$

Definir la presión final del gas en la descarga del compresor.

$$p_2 = \text{PSIA}$$

2.- Supongase una eficiencia politrópica constante para el proceso total.

Como anteriormente se dijo, el valor de la eficiencia politrópica es relativamente independiente tanto de la densidad del gas manejado como de su presión y temperatura, por lo cual este valor es - prácticamente dependiente únicamente de las características de construcción del compresor y del flujo volumétrico manejado, motivo por el cual la única fuente de obtención confiable de dicho dato lo constituyen los fabricantes de estas máquinas. Para fines de cálculo se propone la gráfica siguiente elaborada a partir de datos suministrados por Ingersoll-Rand S.A., de C.V.,



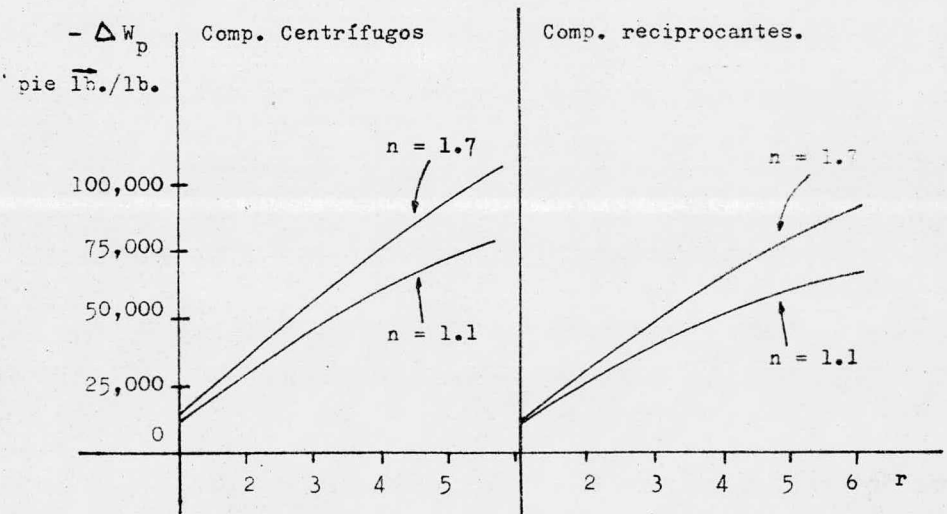
e_p = Eficiencia politrópica

CPCM = Flujo volumétrico en cientos de pies cúbicos a las condiciones de succión.

3.- Supongase un trabajo politrópico de etapa.

$$- \Delta W_p = \text{pie } \overline{\text{lb.}}/\text{lb.}$$

El trabajo requerido en cada etapa depende de la relación de compresión y del coeficiente politrópico del gas; dicho coeficiente lo consideraremos constante para el rango de compresión del problema, esto se ha visto que no introduce errores significativos para efectos prácticos. Considerando lo antes dicho, es posible evaluar el trabajo politrópico por etapa después de obtener el valor de relación de compresión por medio de la ecuación (32) y considerando los datos siguientes suministrados por Ingersoll-Rand.



r = Relación de Compresión.

4.- Obtener el valor de trabajo de flecha por unidad de masa.

$$- \Delta W_s = - \Delta W_p / e_p$$

$$- \Delta W_p \text{ del punto 3}$$

$$e_p \text{ del punto 2}$$

5.- Supongase un valor final de presión y temperatura en la etapa correspondiente. En realidad el valor de presión final de etapa es posible obtenerlo de la definición de relación de compresión:

$$\frac{p_2}{p_1} = r \therefore p_2 = p_1 r$$

r del punto 5
 p_1 la de succión ó la de salida de la etapa anterior.

Este valor será considerado inicialmente; por lo que a temperatura final de etapa se refiere, consideraremos este valor al obtenido por medio de la ecuación (23), considerando de nuevo que el coeficiente n es constante:

$$t_2 = t_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)}$$

t_1 la de succión ó la de salida de la etapa anterior.

6.- Estimar una presión y temperatura media de etapa:

$$p_m = \frac{p_2 + p_1}{2}$$

p_1 y t_1 las de succión ó salida de la etapa anterior.

$$t_m = \frac{t_2 + t_1}{2}$$

t_2 y p_2 del punto 5

7.- Estimar el valor medio de presión y temperatura reducida de etapa:

$$(tr)_m = \frac{tm}{tc}$$

p_m y t_m del punto 6

$$(pr)_m = \frac{pm}{pc}$$

p_c y t_c del punto 1

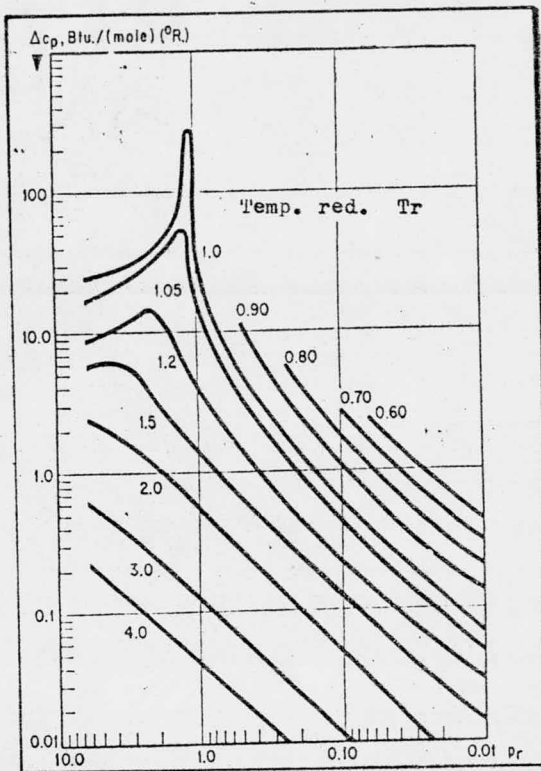
8.- Obtener el valor de C_p^o del gas:

$$(C_p^o)_{\text{gas}} = \sum_i^n (C_p^o \text{ componente } i) (\text{Frac. mol. componente } i)$$

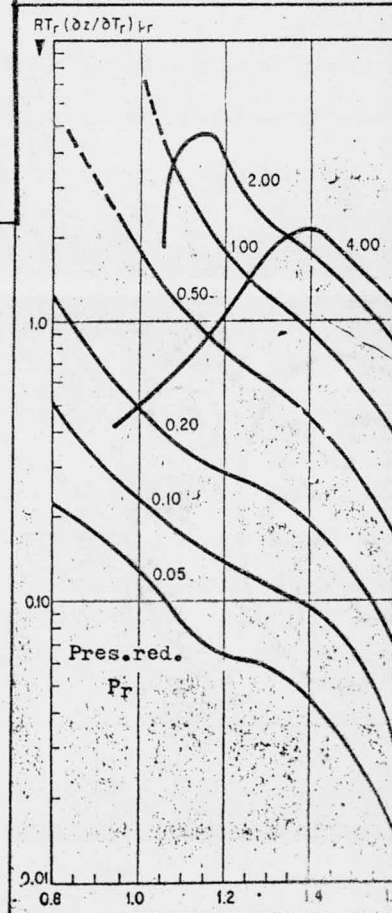
C_p^o obtenido de tablas

Frac. mol. componente del punto 1.

9.- Obtener ΔC_p de la gráfica 1 propuesta por Don M. Church en su trabajo antes mencionado, los datos requeridos son los obtenidos en el punto 7.



Gráfica I - Isotermas a presión variable, para corrección del C_p



Gráfica II - Variación de la función respecto a p_r y T_r .

10.- Obtener el valor de capacidad calorifica promedio de etapa:

$$(C_p) \text{ media} = C_p^o + \Delta C_p \quad \begin{array}{l} C_p^o \text{ del punto 8} \\ \Delta C_p \text{ del punto 9} \end{array}$$

11.- Obtener el valor de la función $\left[Rtr (dZ/dtr) pr \right]$ prom. de la gráfica II propuesta por el autor mencionado en el punto 9, - los datos requeridos son los obtenidos en el punto 7.

12.- Obtener el incremento de temperatura durante la etapa de compresión correspondiente. Lo anterior se efectúa aplicando directamente la ecuación (34).

13.- Calcular la temperatura de descarga de la etapa correspondiente:

$$t_2 = \Delta t + t_1 \quad \begin{array}{l} t_1 \text{ la de succión ó la de salida} \\ \text{de la etapa anterior.} \\ \Delta t \text{ del punto 12.} \end{array}$$

14.- Obtener el valor promedio del factor de compresibilidad - Z_m de las gráficas mencionadas en el capítulo I. Los datos requeridos son los obtenidos en el punto 7.

15.- Calcular el valor del logaritmo de base diez de la relación de compresión $\log \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$, esto se hace por medio de la aplicación directa de la ecuación (33).

16.- Obtener el valor de la presión de descarga de etapa:

$$\text{En el punto 15 se obtuvo: } \log \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \therefore$$

$$p_2 = \text{Antilog.} \left[\log \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right] \times p_1$$

17.- Checar si tanto el valor de t_2 obtenido en el punto 13, -

como el de p_2 obtenido en el punto 16 no difieren mas de un 2% del supuesto en el punto 5. Si éste no es el caso, se procederá a efectuar un nuevo ciclo de cálculo partiendo del punto 5 con los valores de presión y temperatura obtenidos en el ciclo anterior.

Si el valor obtenido en el cálculo para t_2 y p_2 cumple con la condición mencionada, se procederá al cálculo de una nueva etapa, iniciándose dicho cálculo en el punto 3 siempre y cuando el valor de p_2 de la última etapa calculada no sea igual a la presión final de descarga requerida en el compresor en cuyo caso se continua con el punto 18.

18.- Obtener la cabeza politrópica total:

$$(-\Delta W_p)_{\text{total}} = \sum_i^x (-\Delta W_p)_{\text{etapa}} \quad (-\Delta W_p)_{\text{etapa.}} \text{- obtenidas en el punto 3}$$

19.- Obtener el trabajo de flecha total:

$$(-\Delta W_s)_{\text{total}} = \sum_i^x (-\Delta W_s)_{\text{etapa}} \quad (-\Delta W_s)_{\text{etapa.}} \text{- obtenidas en el punto 4.}$$

20.- Obtener el aumento total de temperatura:

La secuencia de cálculo aquí indicada, supone que la temperatura de entrada a una etapa es la misma de salida de la etapa anterior, sin embargo es costumbre casi general que entre etapa y etapa se tenga equipos de enfriamiento de la corriente gaseosa, si este es el caso el aumento de temperatura total no correspondera al caso de no existir dichos equipos de enfriamiento la cual estaria dada por:

$$(\Delta t)_{\text{total}} = \sum_i^x (\Delta t)_{\text{etapa}} \quad (\Delta t)_{\text{etapa.}} \text{- Obtenidas en el punto 12.}$$

21.- Obtener la potencia total transmitida al gas:

$$HP = \frac{(G) (-\Delta Ws) \text{ total } (f)}{33\ 000}$$

G = Gasto a las condiciones de -
succión en pie³/min.

(- Δ Ws) total-Obtenida en el pun-
to 19.

f.- Densidad del gas en lb/pie³,
dato del punto 1.

22.- Estimar la potencia total requerida de accionamiento (mo-
tor ó turbina):

Normalmente las perdidas por fricción en el acoplamiento compre-
sor-accionamiento, así como perdidas por ineficiencias del acciona-
miento mismo y otras, quedan englobadas en un diez por ciento adi-
cional de la potencia total transmitida al gas.

(HP)accionamiento = 1.1 (HP) transmitida al gas.

C A P I T U L O V.

V.- 1. FACTORES ECONOMICOS DETERMINANTES EN LA SELECCION DE - COMPRESORES.

Antes de dar inicio con el tema de este capítulo, es necesario aclarar que de ninguna manera pretendo cubrir exhaustivamente los posibles métodos de análisis económico que pudieran ser aplicados con este objeto, sino de una manera general hacer mención de los puntos determinantes en este aspecto y que he tenido oportunidad de constatar en la vida práctica.

A lo largo de los capítulos anteriores se ha tratado de poner de manifiesto las cualidades, ventajas y desventajas de los distintos tipos de compresores mas frecuentemente usados en la industria, lo anterior es necesario aclarar que no tiene como objeto crear una situación de conflicto o competencia entre cual tipo de compresor - es mejor, ya que algunos problemas solo tienen solución económica por medio del uso de compresores centrifugos y otros solo por medio del uso del tipo reciprocante, y aún más, algunos problemas han sido resueltos por medio de una combinación de ambos tipos. De esta forma puede verse que los compresores del tipo dinámico y de despla- zamiento positivo no presentan entre si ninguna situación antagóni- ca sino por el contrario con sus respectivas limitaciones y venta- jas técnicas uno bien puede ser complemento del otro y en última - instancia la selección puede ser determinada por factores económi- cos.

V.- 1.1. Procedimiento de adquisición tradicional.

El procedimiento tradicional que se sigue para la adquisición de un compresor, generalmente consiste de las etapas siguientes:

- a) Selección y dimensionamiento técnico.
- b) Emisión de hojas de datos y solicitud de cotización a los - fabricantes del equipo requerido (tres por lo menos).

- c) Recepción de cotizaciones (se fija un tiempo máximo para cotizar a partir de la fecha de emisión de la solicitud de cotización).
- d) Elaboración de cuadro comparativo técnico-económico de cotizaciones y selección.
- e) Emisión de documentos de compra.
- f) Inspección en fabrica del equipo adquirido.
- g) Recepción del equipo en el lugar de libre abordó especificado por el fabricante en su cotización.

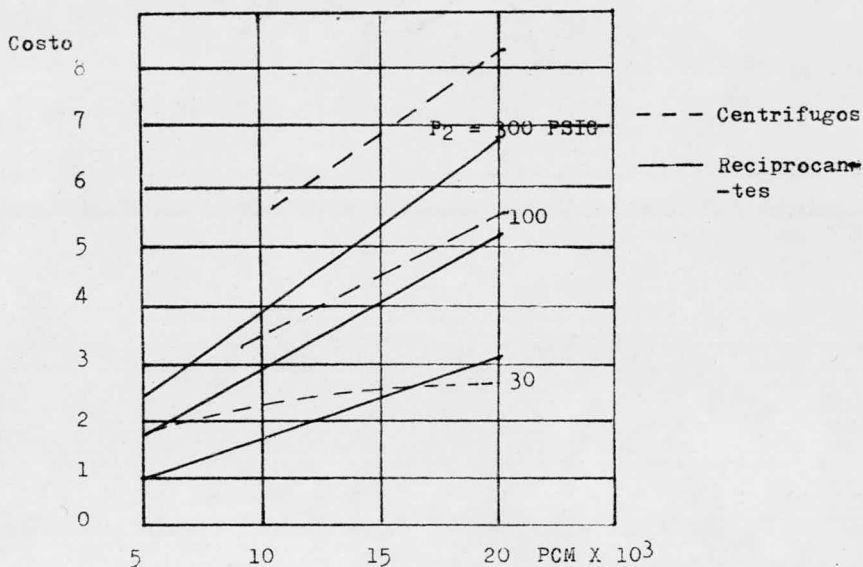
La elaboración del cuadro comparativo implica en lo que se refiere al aspecto económico, los factores económicos que en seguida se describen.

V.- 2. FACTOR ECONOMICO:INVERSION INICIAL.

Definitivamente la inversión inicial ó costo cotizado de equipo, es el factor de mas peso en la selección económica. Este factor se ve fuertemente afectado por el tipo de accionamiento requerido encontrandose en este punto en desventaja el tipo reciprocante - debido a que generalmente se requieren acoplamientos costosos y con cierto grado de ineficiencia.

Sin embargo no obstante lo antes dicho, generalmente la inversión inicial en la adquisición de un compresor centrifugo suele ser mayor que la correspondiente a un compresor reciprocante.

En seguida se reproducen algunas gráficas publicadas en la bibliografía de referencia.



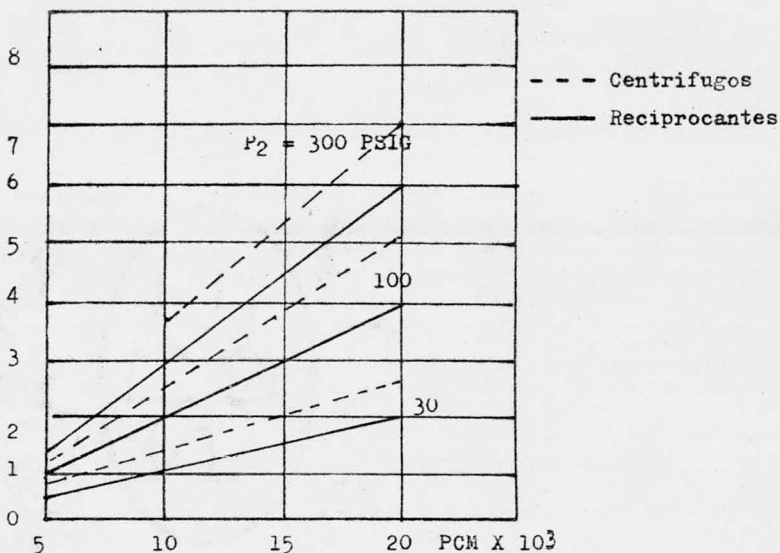
V.- 3. FACTOR ECONOMICO: COSTOS DE OPERACION.

Este factor debe ser seriamente considerado ya que tiene influencia directamente no solo en los costos por potencia consumida, sino en lo relativo a costos de mantenimiento. Sin embargo es costumbre que este último factor sea considerado por separado.

Los costos por potencia consumida, tienen que ver directamente con la eficiencia garantizada por el fabricante.

En este punto excepto en rangos de compresión bajos un compresor centrífugo suele ser menos eficiente que un recíprocante, por lo cual la selección de este tipo debe ser respaldada por factores como puede ser un menor costo de instalación ó de equipo adyacente requerido u otros factores propiciados generalmente por necesidades de alta capacidad y baja presión de descarga en el proceso. En seguida se reproduce una gráfica publicada en la literatura de referencia.

BHP



V.- 4. FACTOR ECONOMICO: MANTENIMIENTO.

El factor mantenimiento, indudablemente tiene que ver con la calidad del equipo adquirido y suele reflejarse en la cantidad de partes de repuesto que en general se solicita cotizar por parte de los fabricantes, a fin de una operación continua durante un período de tiempo especificado (generalmente dos años).

Aun cuando la literatura tiene cierta tendencia a decir que un compresor recíprocante requiere de un mantenimiento más frecuente, consultas con gente que tiene que ver con la operación de este tipo de máquinas, indica que realmente la diferencia es despreciable si las condiciones de operación están dentro del rango de diseño.

V.- 5. FACTOR ECONOMICO: ESTIMADOS.

Dentro de este factor se engloban todos aquellos costos que no formando parte del suministro del fabricante tienen efecto directo en los costos totales de cualquier sistema de compresión.

En general estos costos incluyen:

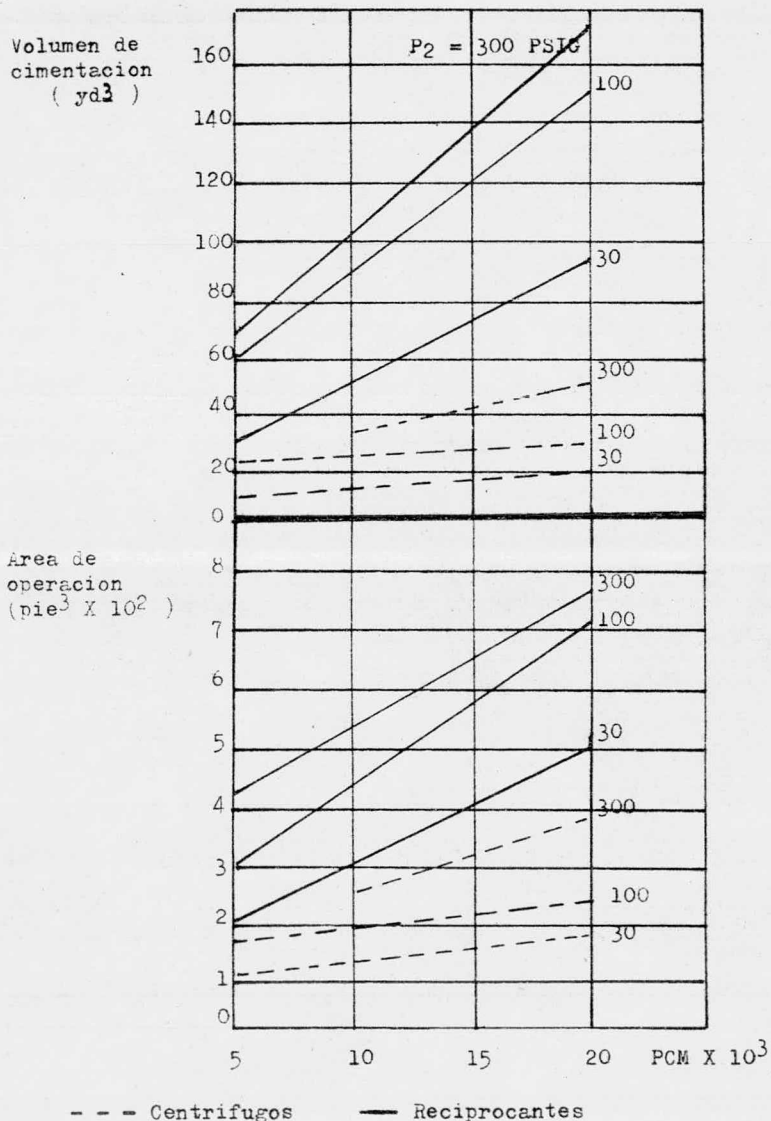
- a) Costo estimado por fletes del lugar de libre abordo al lugar de destino final del equipo.
- b) Costo estimado por derechos de importación (estos no son cubiertos por el fabricante normalmente).
- c) Costo estimado por partes de repuesto cuando éste no es cotizado por el fabricante.
- d) Costo estimado por otros equipos requeridos para operación y no cotizados por el fabricante (ejem: botellas de pulsación en compresores reciprocantes y sistema de anti-vibración en compresores centrifugos).
- e) Costos estimados de cimentación y área requerida para operación.

En este aspecto los compresores de tipo reciprocante, se encuentran en el cien por ciento de los casos en total desventaja respecto a los de tipo centrifugos. Para ilustrar lo anterior, en seguida se reproducen algunas gráficas publicadas en la literatura de referencia.

V.- 6. FACTOR ECONOMICO: CONDICIONES DE PAGO Y TIEMPO DE ENTREGA.

El factor tiempo de entrega y condiciones de pago nos puede dar una idea de la solidez económica y eficiencia de la factoría con que posiblemente se tenga que tratar. Lo anterior es de gran importancia si se toma en cuenta la gran inversión que este tipo de adquisición representa.

Por otra parte es bien sabida la negativa influencia económica que representa un tiempo de entrega demasiado largo, aun cuando el costo cotizado sea comparativamente mas bajo al de otros fabricantes.



Conclusiones.

1.- La selección y dimensionamiento de un compresor se deberá apegar a las condiciones reales de operación, para lo cual deberán ser correctamente evaluadas tanto las propiedades del gas como los parámetros de proceso involucrados.

2.- Para una selección adecuada tanto en el aspecto técnico como en el económico es necesaria la comparación de por lo menos tres proposiciones ó cotizaciones de otros tantos fabricantes.

3.- De entre los puntos que se deberan tener en consideración para la comparación mencionada en el inciso anterior, sobresale por su importancia la eficiencia politrópica, la cual nos dará una medida de la perfección del diseño de la máquina cuyo efecto se reflejará directamente en la potencia requerida, esto es, en los costos de operación que suelen ser de importancia fundamental.

4.- Cuando para una operación determinada es factible la aplicación de mas de un tipo de compresor se deberán tener en consideración entre otros puntos:

- . Disponibilidad en el mercado tanto del equipo completo como de sus partes constitutivas para fines de mantenimiento.
- . Inversión inicial y costos de operación.
- . Simplicidad de operación, control y mantenimiento.
- . La necesidad de satisfacer los requerimientos del compresor para su correcta operación (agua de enfriamiento, aire o corriente eléctrica para control, la posible necesidad de un operario etc).

5.- Dado que el sistema de control de un compresor depende en

gran medida del tipo de accionamiento seleccionado, éste deberá ser objeto de una correcta evaluación, pues si bien el mejor sistema de control para la operación de compresores se obtiene por medio de accionamientos de velocidad variable, los requerimientos creados por su propio sistema de control y operación, así como su mayor costo en comparación con los accionamientos de velocidad constante, hace que no siempre se justifique su adquisición.

6.- La correcta selección y dimensionamiento de un sistema de compresión, depende en gran medida de los lineamientos establecidos al respecto por los fabricantes de este tipo de maquinaria, los cuales a su vez son producto en gran parte, de la experimentación y experiencia previa.

7.- Con fundamento en la experiencia adquirida a través del desarrollo de este trabajo, considero de importancia vital el conocimiento adecuado de los instrumentos comunmente usados en la Industria Química, motivo por el cual propongo que se de mayor atención a este aspecto en la formación de Ingenieros Químicos en la Facultad de Química.

8.- Considerando la fuerte inversión inicial que suele representar la adquisición de un compresor, así como la gran influencia que estas máquinas le infieren a los costos de operación del proceso en que intervienen y la importancia que representa el asegurar periodos de operación continua, sin necesidad de paros frecuentes por requerimientos de mantenimiento por descomposturas cuyo origen en un cincuenta por ciento de los casos es debido a la incorrecta selección u operación de estas máquinas concluyo como punto final de este trabajo; que el Ingeniero Químico generalmente responsable del cálculo selección y especificación de sistemas de compresión se encuentra en la necesidad de conocer perfectamente todos los puntos y factores que se encuentren involucrados, en la correcta consecución del fin mencionado.

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

L I B R O S .

- 1.- "Chemical process principles"
Olaf A. Hougen, K. M. Watson & R. A. Ragatz.
Part II.
John Wiley & Sons, Inc.
Second Edition - 1959.
- 2.- "Chemical Engineers Handbook"
Robert H. Perry and Cecil N. Chilton Editors
Mc Graw Hill Book Company
Fifth edition - 1973.
- 3.- "Principles of unit operations".
A.S. Foust et. al.
John Wiley & Sons, Inc.
Second Printing - 1960.
- 4.- "Applied Process Design for chemical and petrochemical plants"
Volume II
Ernest E. Ludwig.
Gulf Publishing Company - 1964.
- 5.- "Handbook of natural gas Engineering"
Donald L. Katz
Mc Graw-Hill book Company - 1959.
- 6.- "Chemical Engineering Thermodynamics"
Barnett F. Dodge
Mc Graw-Hill book Company - 1944.
- 7.- "Engineering data book"
The Fluor Corporation Ltd.
Natural Gas processors suppliers association - 1966.

- 8.- "Thermodynamic properties and reduced correlations for gases"
Lawrence N. Canjar.
Gulf Publishing Company, Houston Texas - 1967.

ARTICULOS Y PUBLICACIONES TECNICAS:

- 1.- "Compressor efficiency: Definition Makes a difference"
Edward R. Lady
Chemical Engineering/August 10, 1970.
- 2.- "Power calculations for nonideal gases".
Raymond E. Hansen
Hydrocarbon processing
October - 1965.
- 3.- "Compressor selection for the chemical process industries"
Richard F. Neerken
Chemical Engineering
January 20, 1975.
- 4.- "How to control centrifugal compressors"
Elliot Co.
Copyright 1963 - Gulf Publishing Company, Houston Texas.
- 5.- "Can you rerate your centrifugal compressor?"
Ronald P. Lapina.
Chemical Engineering / January 20, 1975.
- 6.- "Don't Leave Z out of capacity calculations".
John L. Kennedy
The oil and gas journal
November 27, 1967.
- 7.- How to select materials for centrifugal compressors.
Joseph A. Cameron and Frank M. Danowski, Jr.
Hydrocarbon Processing, June 1974.

- 8.- How To Predict Compressor Performance
Douglas A. Koch and John C.S.
Hydrocarbon Processing, June 1962.
- 9.- A reprint from Chemical Engineering.
"Rotating Equipment".
October 15, 1973.
- 10.-"Thermodynamics of ideal gases"
Don M. Church.
Chemical Engineering
March 5, 1962.
- 11.-"Numerical Integration Simplifies Nonideal Gas Calculations"
Don M. Church
Chemical Engineering
March 19, 1962.
- 12.-"How to Pick Centrifugal Compressors"
Don M. Church
Chemical Engineering
April 2, 1962.
- 13.-Compressor Handbook
Published by Hydrocarbon Processing.
Gulf Publishing Company
1969.
- 14.-"Compressor Selector for Industry"
Worthington Corporation
- 15.-"Elliot Multistage Centrifugal Compressors"
Bulletin P-11A
Elliot Division of Carrier Corporation
Jeannette Pennsylvania.

- 16.- "Physical and Thermodynamic Properties of elements and Compounds."
Chemetron Corporation
Catalysts division
1969.
- 17.- "Steam turbines for compressor drive"
Borsig, Gruppe Deutsche Babcock.
- 18.- "Reciprocating Process gas compressors"
Borsig, Gruppe Deutsche Babcock
- 19.- "Centrifugal Compressors"
Borsig, Gruppe Deutsche Babcock.
- 20.- "Centrifugal Compressors"
Ingersoll - Rand
1972, Ingersoll - Rand Co.
- 21.- "Compressor engineering data"
Chicago Pneumatic, SP-3285-MM-9/61-ES
- 22.- "Elliot Compressor refresher"
Elliot Co.
Gulf Publishing Co.
- 23.- " Factors that influence selection of a compressor"
Pag. 101 a 103 de Cost Engineering in the process
industries.
Edited by Cecil H. Chilton and the staff of Chemical
Enginnering.
Mc. Graw-Hill Book Company Inc. - 1960.