

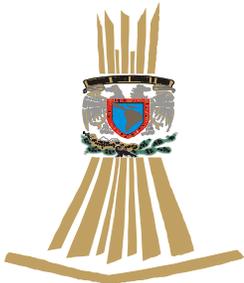


# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
ARAGÓN

## SELECCIÓN DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
**INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**  
**( A R E A M E C A N I C A )**  
P R E S E N T A :  
**CASTELLANOS LÓPEZ JOSÉ NEFTALI**



ASESOR: ING. ALFREDO MONTAÑO SERRANO

ESTADO DE MEXICO

2007



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**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.

Con mucho esfuerzo y dedicación llegue a esta meta, que se hizo posible con la motivación de mi madre y hermanos que confiaron en mí.

Lourdes López González

David, Mauricio, Marlen, Miriam

Gracias

A mi Asesor:

Ing. Alfredo Montaña serrano, que hizo posible la realización del presente trabajo.

A mi escuela, compañeros y profesores por formar de mi persona un profesionista

Gracias a todos ustedes

Indice

Introduccion

Objetivos

Justificacion

## **Capitulo1**

Marco teorico

Compresores centrifugos

Compresor centrifugo

Compresor de aire

Tabla I.2

La primera ley de la termodinamica

La segunda ley de la termodinamica

Comprensión de los gases ideales

Ley de Mariotte o ley de Boyle

Ley de Amonton

Ley de Dalton

Ley de Amagat

Ley de Abogadro

La formula del gas perfecto

Compresion de los gases reales

Presión de vapor

Gas y vapor

Presiones parciales

Perdidas y rendimientos en el compresor centrifugo

Perdidas por incidencia

Caracteristicas de construccion

Componentes de un sistema de refrigeracion centrifugo

Control con compresor centrifugo

Control de desvio

Regulaciones de agua al condensador

Compuertas de mariposa

Control de velocidad

Aspas guias variables a la entrada

Sistema de lubricacion

Sistema de lubricacion del compresor centrifugo

Curvas de comportamiento

Compresor centrifugo

Compresor en la industria

ecuaciones simplificadas para determinar el rendimiento de los compresores dinamicos

Turbo alimentacion

Compresores volumetricos

Turbocompresores y sistema compresion

Constitucion del turbocompresor

Funcionamiento del turbocompresor

Colocacion del turbocompresor

Sistema intercambiador de calor

Ventajas de la turboalimentacion

Incremento de la relación potencia-peso

Reducción del ruido del motor

Economía de combustible

Reducción de humos

Inconvenientes

Importancia

El turbo del futuro

Compresor complejo

Turbocompresores de tipo axial

Estabilidad

Ecuaciones de estado de los gases

Tabla I.3

Tabla I.4

Grafica presión volumen de la ley de Boyle

Figura I.10

Figura I.11

interrelacionar la presión el volumen y la temperatura

**Capítulo II** Aplicación de un Compresor en un Ciclo de Refrigeración

Refrigeración

Refrigerador

Efecto refrigerante

Capacidad del sistema

Tonelada de refrigeración

Refrigerante

Potencia de refrigeración

Carga de calor

Bomba de calor

Calor latente

Calor sensible

Entalpia

Entropía

Aspectos termodinámicos en refrigeración

Diagrama de flujo II.1

Sistema de refrigeración de compresión mecánica

Sistema de refrigeración que opera con compresión mecánica

Diagrama de flujo II.2. Calefactor

Explicación del diagrama de flujo II.2

Diagrama de flujo II.3. Refrigerado

El evaporador

El condensador

Figura II.3. Sistema de refrigeración por absorción

Figura II.4.4. Unidad de refrigeración

Figura II.5. Diagrama p-h y t-s de un ciclo de refrigeración

Figura II.6. Diagrama de Mollier de un ciclo de refrigeración

Figura II.8 diagrama físico de un ciclo de refrigeración

Diagrama de un ciclo de refrigeración

Balance de energía en el compresor

Balance de energía en el condensador

Balance de energía en el evaporador  
Balance de energía en el intercambio de calor  
Coeficiente de operación del refrigerador  
Figura II.13. Diagrama p-h del refrigerante  $r_{12}$   
Ejemplo de aplicación  
Problema refrigeración y aire acondicionado  
Evaluando el coeficiente térmico  
Comparación de rendimiento  
La temperatura máxima será  
La temperatura mínima será  
La cantidad de aire circulante  
Trabajo  
El calor cedido en aire circulante de 1.5 horas  
Con la potencia refrigerante especificada de 860 Kcal. /Kwh  
Para la potencia refrigerante especificada de 860 k cal /k w h  
De esta manera la potencia neta será  
El volumen de aire aspirado por el compresor será  
La relación entre volúmenes de la cilindrada del motor y del compresor será  
Características de los refrigerantes  
**Capítulo III** Métodos de Selección de Compresores  
Claves para la selección de compresores  
Diagrama de flujo III.1  
Condiciones de funcionamiento  
Claves para la selección de compresores y tabla  
Las capacidades se pueden expresar en diversas formas  
Carga y caballaje del compresor  
Velocidad específica  
Compresores centrífugos de etapas múltiples  
Figura III.3. Impulsores de una etapa para compresores  
Tabla III.2. Cálculo para el compresor centrífugo  
Métodos para cálculos  
El coeficiente de carga  $\mu$  y el coeficiente de flujo  $\phi$   
La relación se puede presentar como curva de rendimiento  
Todos estos cálculos sólo dan resultados preliminares  
Tabla III.4. Predicción del rendimiento del compresor en condiciones nuevas  
Documentación de las pruebas de rendimiento  
Parámetros de diseño  
¿Qué afecta al rendimiento?  
Termodinámica  
Mecánica  
Qué buscar en los documentos de los proveedores  
Datos de prueba de rendimiento  
Ilustraciones y ejemplo  
Tabla III.5. Datos de especificación de compra o datos conocidos para el compresor existente  
Tabla III.6  
Diagrama de flujo III.2. Para reevaluar el rendimiento

Paso 1: datos de especificacion de compra o datos conocidos para el compresor existente

Paso 2 obtenga el coeficiente de flujo y el coeficiente de carga

Paso 3: dibuje la grafica tal como se muestra en la Figura

Paso 4: nuevas condiciones de operación

Paso 5

Paso 6: debido a que el peso molecular es mayor

Paso 7: encuentre el coeficiente de flujo  $\Phi$

Paso 8: para los diametros dados de los impulsores y para el numero

Paso 9

Paso 10: encuentre la relacion de presion  $r$

Paso 11

Paso 12

Paso 13 perdidas mecanicas

Paso 14

Paso 15

La ley de los ventiladores

El efecto de la ley del ventilador

Termodinamica

Ecuaciones termodinamicas

Leyes del ventilador

Calculos de flujo

Las conversiones son

Figura III.8 grafica generalizada de compresibilidad y grafica de conversion de eficiencia politropica a adiabatica

Tabla III-10.1 y III-10.2

Tabla III-11.3 y III-11.4

Metodos de calculo

Procedimientos de seleccion

Paso 1

Paso 2

Paso 3

Paso 4

Paso 5

Paso 6

Paso 7

Perdidas mecanicas

Diagrama simplificado de Mollier para el etileno

Memoria de calculo

Memoria de calculo seleccion por el metodo "n" 1ª seccion

Diagrama de Mollier del etileno

Memoria de cálculo, 2ª seccion del compresor Centrifugo por el metodo "n"

Metodo de Mollier

Diagrama de Mollier del propano

Memoria de calculo seleccion de un compresor centrifugo por el metodo Mollier

Tabla de resultados para seleccion de compresor centrifugo "método n"

Tabla de resultados para seleccion de compresor centrifugo "metodo de Mollier"

Conclusiones

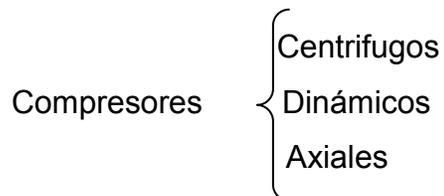
# INTRODUCCION

En este trabajo de tesis, se analizan los principales puntos para seleccionar de forma correcta un equipo de compresión centrífuga; para esto es necesario conocer los tipos de compresores y su clasificación.

Los compresores son maquinas que se utilizan para elevar la presión atmosférica de un fluido. Se pueden clasificar en dos grandes grupos: Dinámicos y de Desplazamiento Positivo.

En los compresores Dinámicos, se obliga al gas a circular a través de la maquina, por la acción de paletas rotativas que le adicionan energía cinética.

Los compresores de Desplazamiento Positivo comprenden todas las máquinas que funcionan absorbiendo una cantidad de gas en un espacio cerrado, dentro del cual lo reducen de volumen y aumenta su presión.



## COMPRESORES DINÁMICOS

Los compresores del tipo dinámico son máquinas donde el aire o gas son comprimidos por la acción dinámica de aspas rotativas o impulsores que suministran velocidad y presión.

El compresor centrífugo es una máquina del tipo dinámico de desplazamiento variable, en donde la velocidad y presión del gas se suministran en dirección radial por una o más combinaciones de impulsores o difusores.

El gas entra al compresor a través de la conexión de succión para disminuir las turbulencias del gas a la entrada del impulsor, el impulsor proporciona velocidad al gas y es descargado al difusor donde la energía de velocidad se convierte gradualmente en energía de presión.

COMPRESOR CENTRÍFUGO: En un compresor centrífugo se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados

En este trabajo de tesis se analizarán los conceptos fundamentales, principio de operación de compresores centrífugos una vez conociendo las características de operación para los compresores centrífugos estos pueden tener diferentes aplicaciones en procesos de refinación del petróleo, Aire comprimido o procesos de refrigeración y aire acondicionado.

El compresor es parte esencial de los motores de turbina de gas, este tipo de compresores tiene aplicación en turbo reactores de los modernos aviones, así como en la generación de energía, para cubrir picos de la curva de demanda, por su rápida puesta en servicio. También se está aplicando el motor de turbina de gas en la industria automotriz y como fuente energética de ciertos sistemas mecánicos.

A lo largo de este trabajo de tesis se seleccionarán compresores centrífugos partiendo de las características de operación esto es utilizando el método de selección "N" y el método de Mollier para esto es necesario estudiar las leyes de la termodinámica, leyes de los gases ideales y generalidades.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Proporcionar conceptos y métodos para Seleccionar compresores centrífugos dando información sobre los criterios que se deben de tener para seleccionar un compresor centrífugo de manera correcta ya que estos tienen gran importancia en la industria.

### **OBJETIVOS PARTICULARES**

1.-Proporcionar conceptos y definiciones fundamentales que se deben entender para comprender la operación de una turbomaquina en este caso un compresor centrífugo.

2.-Conocer los conceptos mas importantes de los compresores centrífugos, así como su clasificación y aplicaciones mas comunes

3.-Conocer la teoría de operación de los equipos de refrigeración en donde intervenga un compresor.

4.-Establecer los criterios fundamentales para hacer una correcta selección de compresores centrífugos

## **JUSTIFICACION**

El presente trabajo de tesis trata de proporcionar la información necesaria para tener el conocimiento para cuando se requiera de hacer la selección y el uso de compresores centrífugos ya que a veces es muy difícil conseguir información para seleccionar un compresor centrífugo ,pero este trabajo no pretende ser un catalogo o un manual para seleccionar dichos compresores si no que este tiene por objeto proporcionar los conceptos necesarios para hacer una correcta selección de compresores ya que el tema de selección de compresores es uno de los temas menos tocados por autores de libros esto se lleva acabo utilizando dos métodos de selección para compresores centrífugos de la marca Elliott los cuales consisten en utilizar formulas y diagramas de Mollier partiendo de los conocimientos termodinámicos expuestos a lo largo del trabajo de tesis y es así como considerando las características de operación a las cuales se requiere que trabaje el compresor y la aplicación que se le va a dar se puede hacer una correcta selección del compresor centrífugo

# CAPITULO 1

## MARCO TEORICO

### 1 COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Antes de 1950 la mayoría de los fabricantes de la industria de aire acondicionado y refrigeración diseñaron equipos con una velocidad de operación baja. Esto se obtenía con compresores reciprocantes, así como compresores centrífugos en sus diseños más remotos.

El equipo de baja velocidad siempre fue más voluminoso, más pesado y más costoso, los compresores reciprocantes, con velocidad de operación de 700 RPM fueron reemplazados poco a poco por los compresores directamente acoplados a su motor y operando a velocidades de 1500 RPM lográndose una reducción en peso, tamaño y costo el mayor avance en estas maquinas, se logro utilizando los sistemas de engranaje, que consistió en colocar entre el motor y el compresor un juego de engranes para aumentar la velocidad de los impulsores hasta aproximadamente 7000 RPM, reduciendo como consecuencia el diámetro de los impulsores utilizando refrigerante r-11 en dos pasos.

A través de la historia de los turbocompresores ,los tipos de compresores usados han reflejado el estado general de la técnica en el campo de las turbo máquinas .El primer turbocompresor construido fue de flujo radial e incorporaba los alabes en el rodete curvados hacia atrás .Pero a partir de la segunda guerra mundial ,debido a los desarrollos tecnológicos ,surgieron los compresores de flujo axial ;solo unos pocos turbocompresores fueron construidos usando una compresión axial con propósitos experimentales. Sin embargo, desde el punto de vista económico su uso no era atractivo y nunca alcanzó la producción .Con ratios de compresión de 2:1, los alabes curvados hacia atrás fueron desechados porque

presentaban grandes limitaciones debido a los esfuerzos que se producían y fueron sustituidos por rodetes de alabes radiales.

En 1970 ,sin embargo, hubo una demanda para incrementar los ratios de presión (alrededor de 3:1) y requerimientos para soportar eficientemente una ancha variación de flujo. Como consecuencia de esto ,se volvió a los alabes curvados hacia atrás con un alto número de éstos ,lo que significo mejoras en su funcionamiento ,estabilidad y eficiencia con ratios de presión altas y condiciones supersónicas .

Para elevar la presión del aire atmosférico, con objeto de llenar el colector de aspiración del motor, se pueden emplear todos los tipos de compresores existentes en el mercado, que son variadísimos, aunque de características muy diferentes.

En la actualidad algunos fabricantes de compresores centrífugos operan los compresores de un solo paso hasta velocidades de 14000 RPM en aplicaciones de refinería. La tendencia al diseñar equipo es hacia velocidades mayores que la anterior a fin de conseguir un tamaño y peso reducido.

Los motores centrífugos son construidos para manejar una amplia variedad de gases o mezcla de gases con flujos a la entrada que varían desde 500 pie<sup>3</sup>/min. Hasta cerca de 150 000 pie<sup>3</sup>/min. y presiones que varían desde 1 pis Hasta varios miles de psi Las velocidades de los compresores centrífugos varían desde aproximadamente 2000 hasta 30000 RPM, dependiendo de la carga y el flujo de gas para la aplicación específica.

En aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado las máquinas de refrigeración centrífuga es básicamente una unidad que maneja grandes volúmenes de gas refrigerante, estas máquinas no son construidas generalmente en rangos de capacidad abajo de 50 T.R, debido a las limitaciones de fabricación y pérdidas de rendimiento.

La principal limitación es la fabricación: En máquinas centrífugas para menor capacidad se requieren impulsores bastante pequeños con pasadizos de gas más angostos.

En la fabricación se presentan problemas de fundición de estos impulsores y la limpieza de los pasadizos, disminuyendo como consecuencia el rendimiento.

Con el uso de diferentes refrigerantes los compresores se diseñan para capacidades relativamente altas sobre un rango de 50 TONS, mínimo hasta 3000 a 4000 TONS de refrigeración, operando con motor eléctrico en 3600 RPM

Los refrigerantes 11, 12, 113 y 114 son los de mayor aplicación en compresores centrífugos debido al mayor volumen de gas por toneladas de refrigeración.

Algunos volúmenes son:

TABLA I.1

REFRIGERANTE	FLUJO pie <sup>3</sup> /T. R
R-113	45.35
R-11	17.63
R-114	9.83
R-12	3.35

**1.1 COMPRESOR CENTRÍFUGO:** En un compresor centrífugo se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego, al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados

### 1.1.2 COMPRESOR DE AIRE

Compresor de aire, también llamado bomba de aire, máquina que disminuye el volumen de una determinada cantidad de aire y aumenta su presión por procedimientos mecánicos. El aire comprimido posee una gran energía potencial, ya que si eliminamos la presión exterior, se expandiría rápidamente. El control de esta fuerza expansiva proporciona la fuerza motriz de muchas máquinas y herramientas, como martillos neumáticos, taladradoras, limpiadoras de chorro de arena y pistolas de pintura

En general hay dos tipos de compresores: alternativos y rotatorios. Los compresores alternativos o de desplazamiento (ver Fig. I.1), se utilizan para generar presiones altas mediante un cilindro y un pistón. Cuando el pistón se mueve hacia la derecha, el aire entra al cilindro por la válvula de admisión; cuando se mueve hacia la izquierda, el aire se comprime y pasa a un depósito por un conducto muy fino.

Figura I.1

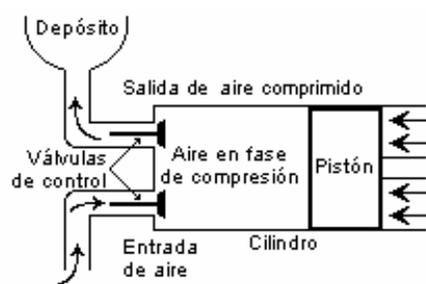
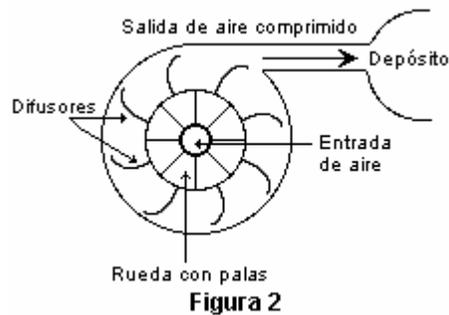


Figura 1

Los rotativos (ver Fig. I.2), producen presiones medias y bajas. Están compuestos por una rueda con palas que gira en el interior de un recinto circular cerrado. El aire se introduce por el centro de la rueda y es acelerado por la fuerza centrífuga que produce el giro de las palas. La energía del aire en movimiento se transforma en un aumento de presión en el difusor y el aire comprimido pasa al depósito por un conducto fino.

*Figura I.2*



**Figura 2**

El aire, al comprimirlo, también se calienta. Las moléculas de aire chocan con más frecuencia unas con otras si están más apretadas, y la energía producida por estas colisiones se manifiesta en forma de calor. Para evitar este calentamiento hay que enfriar el aire con agua o aire frío antes de llevarlo al depósito. La producción de aire comprimido a alta presión sigue varias etapas de compresión; en cada cilindro se va comprimiendo más el aire y se enfría entre etapa y etapa.

**Tabla I.2**

**Comparación entre maquinas de desplazamiento positivo y las turbo maquinas**

Turbo maquinas	Maquinas de desplazamiento positivo	<b>Principio de funcionamiento</b>
Movimiento continuo del fluido	Aumento de presión por variaciones del volumen del fluido	
Bomba, Compresor, Ventilador, turbina	Bombas y Compresores	<b>Clasificación por tipo de maquinaria</b>
Hidráulicas y térmicas	Hidráulicas y térmicas	<b>Por la clase del fluido que se maneja</b>
Motriz: El fluido mueve a la maquina  Generatriz: La maquina impulsa al fluido	Maquinas generatrices	<b>Por una relación fluido maquina</b>
Hay turbinas	No hay turbinas	<b>Diferencias</b>
Tipo de fluido no podemos comprimir	Hidráulica, bomba no podemos comprimir	
<b>Motriz, turbinas, ventiladores</b>  <b>Generatrices, Bombas, compresores</b>	<b>Motriz, turbinas, ventiladores</b>  <b>Generatrices, Bombas, compresores</b>	

### 1.1.3 LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Esta ley afirma que la energía no se crea ni se destruye durante un proceso (tal como el de compresión y entrega de un gas), aunque si puede transformarse de una forma de energía a otra. Dicho en otras palabras, cada vez que una cantidad de un tipo de energía desaparece, un total equivalente exacto de otros tipos de energía debe producirse.

### 1.1.4 LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Ésta es más abstracta y puede expresarse en muchas formas.

El calor no puede, por sí mismo, pasar de un frío a otro más caliente.

El calor no puede pasarse de un cuerpo con una temperatura menor a otro con temperatura mayor sólo si se produce trabajo externo. La energía disponible de un sistema aislado decrece en todos los procesos reales.

El calor o la energía(o el agua),por sí misma, fluirá, solo hacia abajo.

Básicamente, estas afirmaciones dicen que la energía existe en varios niveles y se encuentra disponible para emplearse sólo si puede moverse de un nivel alto a otro más bajo.

En la termodinámica, existe una medida de la falta de disponibilidad de la energía, la cual se le conoce como entropía. Esta definida por la ecuación diferencial:

$$ds = d\frac{Q}{T}$$

Observe que la entropía (Como una medida de la falta de disponibilidad) Se incrementa a medida que un sistema a pierde calor, pero permanece constante cuando no hay ni ganancia ni perdida de calor (tal como sucede en un proceso adiabático).

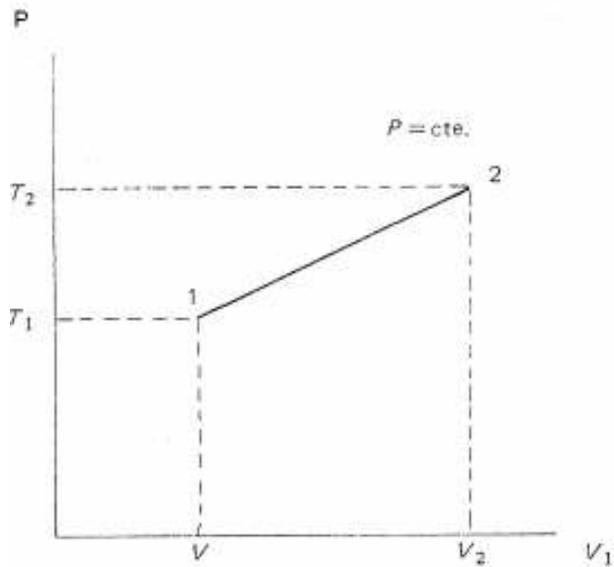
**1.2 COMPRESIÓN DE LOS GASES IDEALES:** Se le denomina gas ideal, a un gas hipotético, cuya existencia se admite para mayor comodidad de ciertos cálculos, compuesto de moléculas atmosféricas indeformables, elásticas y exentas de atracciones mutuas.

### **1.2.1 LEY DE MARIOTTE Ó LEY DE BOYLE.**

A temperatura constante, los volúmenes de una misma masa gaseosa son inversamente proporcionales a las presiones absolutas a que se halla sometido. (Ley de Mariotte ó Ley de Boyle).

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

A presión constante, con una variación de condición ó estado, el volumen varía en proporción directa a su temperatura absoluta. (1er. Enunciado de la Ley de Charles ó Ley de Gay Lussac).

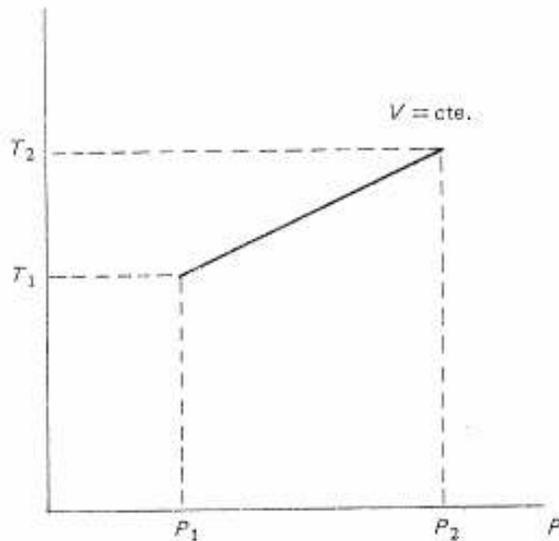


**Figura I.3**

A volumen constante, con una condición de variación o estado, la presión varía en proporción directa a su temperatura absoluta. (2º Enunciado de la Ley de Charles ó Ley de Gay Lussac.

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

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_1}{T_1} = \text{Const}$$



**Figura I.4**

Las tres magnitudes: presión (P), volumen (V) y temperatura (T), se encuentran relacionados en la ecuación de los gases ideales  $PV = RT$ , en la cual R es la constante de los gases perfectos.

### 1.2.2 LEY DE AMONTON

A un volumen constante, la presión de un gas ideal variará en relación directa con la temperatura absoluta.

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

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1}{T_2} = Const$$

### 1.2.3 LEY DE DALTON

Esta ley establece que la presión total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las presiones parciales de los gases que la componen.

La presión parcial se define como la presión que cada gas ejercería si él solo ocupara el volumen que ocupa la mezcla a la temperatura de la mezcla.

Se ha probado de manera experimental que la ley de Dalton es imprecisa en cierta medida, dado que, con frecuencia, la presión total es mayor que la suma de las presiones parciales, en especial a medida que las presiones aumentan. Sin embargo, para propósitos de ingeniería, es la mejor regla disponible y el error que puede tenerse es menor.

Esto puede expresarse como sigue si todos los gases se encuentran a la misma temperatura y volumen.

$$P = P_a + P_b + P_c + \dots$$

#### **1.2.4 LEY DE AMAGAT**

Esta ley es similar a la de Dalton pero indica que el volumen de una mezcla de gases ideales a la presión y temperatura total de la mezcla. Esto mismo, expresado como fórmula queda:

$$V = V_a + V_b + V_c + \dots$$

#### **1.2.5 LEY DE ABOGADRO**

Abogadro afirma que volúmenes iguales de todos los gases, bajo las mismas condiciones de presión y temperatura, contienen el mismo número de moléculas.

#### **1.2.6 LA FORMULA DEL GAS PERFECTO**

A partir de las leyes de Boyle y de Charles, es posible deducir la fórmula para un peso dado de gas

$$PV = WR'T$$

Donde  $W$  es el peso y  $R'$  es una constante específica del gas en cuestión. Ésta es la ecuación del gas perfecto o ideal.

Dando un paso más allá, al igualar  $W$  en libras al peso molecular del gas (1 mol), la fórmula queda:

$$PV = R_0T$$

**1.3 COMPRESIÓN DE LOS GASES REALES:** Todos los gases dejan de satisfacer, en un considerable intervalo, las condiciones definidas por la ecuación  $PV = RT$

Sus desviaciones son grandes cerca de las condiciones críticas de presión y temperatura, y en muchos gases pueden ser de importancia en las condiciones que se encuentran a menudo en la práctica.

Con gases cuyas propiedades físicas no son muy conocidas o no se encuentran con facilidad, es práctica común confiar en la información específica relacionada con la llamada Compresibilidad de los Gases, que se define por el factor ( $Z$ ) de la ecuación

$$PV = ZRT$$

Se utilizan gráficas generalizadas en las que se da el factor de Compresibilidad en función de la presión y la temperatura reducida. Las cuales se basan en la ley de los estados correspondientes, que se supone que todos los gases se comportan aproximadamente igual cuando son iguales sus presiones y temperaturas reducidas.

Las tres magnitudes: presión ( $P$ ), volumen ( $V$ ) y temperatura ( $T$ ), se encuentran relacionados en la ecuación de los gases ideales  $PV = RT$ , en la cual  $R$  es la constante de los gases perfectos.

### 1.3.1 PRESIÓN DE VAPOR

A medida que los líquidos se transforman físicamente en gases. ( Ej. , Por elevación de temperatura), sus moléculas viajan a mayor velocidad y algunas emergen del líquido para formar un vapor sobre el mismo. Estas moléculas crean una presión de vapor, la cual (a una temperatura específica) es la única presión a la cual un líquido puro y su vapor coexisten en equilibrio.

Si, en un sistema cerrado líquido-Vapor, el volumen se reduce a una temperatura constante, la presión se incrementara de manera imperceptible hasta que la condensación de la parte de vapor a líquido haya disminuido la presión hasta la presión de vapor original correspondiente a dicha temperatura. Por el contrario, si el volumen se incrementa a una temperatura constante, la presión se reducirá de manera imperceptible y las moléculas se moverán de la fase líquida hacia la fase de vapor hasta que se restablezca la presión de vapor original. La temperatura y la presión del vapor de un gas dado siempre se mueven juntas.

Es evidente que la temperatura correspondiente a cualquier presión de vapor dada corresponde al punto de ebullición del líquido, así como al punto de rocío del vapor. Si se agrega calor, esto causará que el líquido hierva y, si se reduce el calorase inicie la condensación del vapor. Los tres términos, temperatura de saturación, punto de ebullición y punto de rocío, se refiere a la misma temperatura de saturación, punto de ebullición y punto de rocío, se refiere a la misma temperatura física a una presión de vapor dada. Su empleo depende del contexto que les rodee.

### **1.3.2 GAS Y VAPOR**

Por definición, un gas es un fluido que no tiene ni forma ni cuerpo independiente y que tiende a expandirse de manera indefinida. Un vapor es un líquido o sólido gasificado; una sustancia en forma gaseosa. Estas definiciones son de uso general hoy en día.

Todos los gases pueden licuarse bajo condiciones adecuadas de presión y temperatura y, por lo tanto, también pueden llamarse vapores. Por lo general, el término gas se emplea cuando las condiciones son tales que el retorno al estado líquido (condensación) sería difícil dentro del rango de operación considerado. Sin embargo, un gas sometido a grandes temperaturas es, en realidad, un vapor sobrecalentado.

Los términos gas y vapor se emplearán en forma indistinta, pero con énfasis en que, cuando se use la palabra vapor, se requiere que se encuentre más cercano a la fase líquida.

### **1.3.3 PRESIONES PARCIALES**

La presión de vapor creada por un líquido puro no afectará la presión de vapor de un segundo líquido puro, cuando los líquidos sean insolubles y no reactivos, y los líquidos y/o vapores se mezclan dentro del mismo sistema. Existe una total indiferencia de cada componente hacia la existencia de los demás. La presión total de vapor de las mezclas es la suma de las presiones de cada componente individual. Esto se conoce como ley de Dalton, y cada vapor individual tiene lo que se llama una presión parcial para diferencia de la presión total de la mezcla.

Los principios de la presión parcial son aplicables durante la compresión de cualquier gas que no sea un gas puro y seco. Esto es cierto aun en la

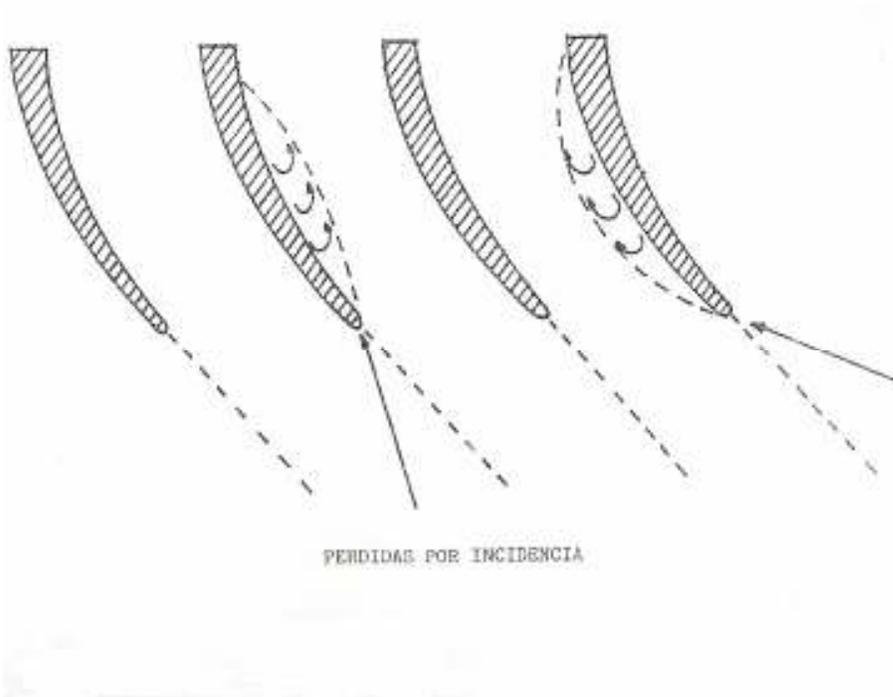
compresión de aire normal igual a 100 psig para obtener potencia, debido a que siempre existe vapor de agua mezclado con el aire de aspiración y el compresor debe de manejar ambos componentes. En realidad, el aire es en sí mismo una mezcla de varios componentes en los que se incluye el oxígeno, nitrógeno, argón.etc. Y su presión total es la suma de las presiones parciales de cada componente. Sin embargo, debido a que la variación en la composición del aire seco en todo el mundo es despreciable, se le considera, y de aquí en adelante se le tratara, como un solo gas con propiedades específicas propias.

Después de la compresión, las presiones parciales se emplean para determinar la condensación y remoción de la humedad en ínter enfriadores y post enfriadores. Las presiones parciales también están involucradas en muchas aplicaciones de bombas de vacío y pueden encontrarse con profusión en la compresión de muchas mezclas

#### **1.4 PÉRDIDAS Y RENDIMIENTOS EN EL COMPRESOR CENTRÍFUGO**

Las características del compresor ideal se modifican por las pérdidas por fricción, las cuales aumentan como una función del cuadrado del flujo, existen pérdidas por incidencia, las cuales se deben al ángulo de ataque del gas a la entrada del impulsor, Sí este ángulo de ataque del gas a la entrada del impulsor no coincide con el de las aspas, se presenta una componente tangencial de velocidad relativa, la cual es desechada y aparece como una carga.

Si la incidencia es excesiva, aparecen pérdidas adicionales debido a la separación de la capa límite. Otras pérdidas como pérdidas de mezcla en los canales y remolinos a la salida del impulsor, más la corrección del triángulo de velocidad a la salida del impulsor debido al deslizamiento, afectan también la característica del compresor.



**Figura I.5**

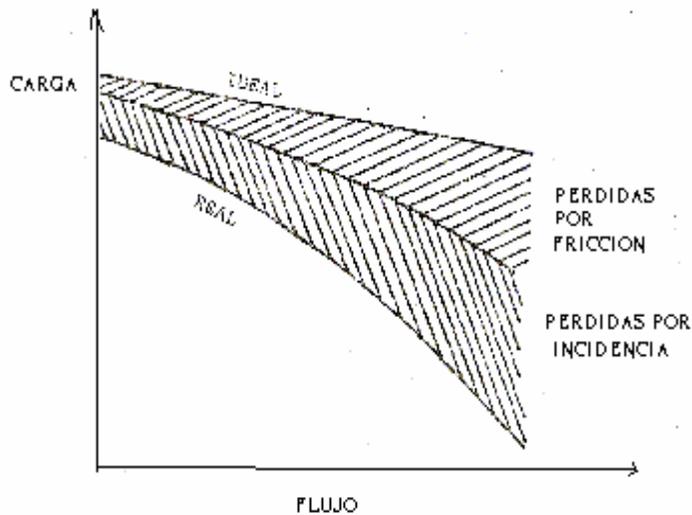


figura I.6

**1.4.1 PÉRDIDAS POR INCIDENCIA:** Incidencia es el ángulo entre la dirección del flujo que alcanza el borde de ataque del aspa y el ángulo del aspa.

Capa límite es la capa delgada entre la pared y el núcleo del flujo, donde la transición toma lugar desde cero hasta la velocidad de la corriente libre

Deslizamiento es la desviación del flujo a partir de la dirección del ASPA, cerca de la salida del impulsor, debida a la rotación.

En un compresor el rendimiento politrópico se define como la relación entre la carga politrópica y la carga real, y como la relación entre la potencia de compresión de fluido y la potencia real absorbida por la máquina.

El rendimiento politrópico de un compresor centrífugo oscila entre 68 y 80%.

( $\eta_P$ )

La potencia requerida por compresión del gas es:

$$GasHP = \frac{Cargapolitropica}{\eta Politropica} = \frac{MHP}{\eta^P}$$

La potencia requerida en la flecha del compresor será.

$$BHP = \frac{GasHP}{\eta_M}$$

$\eta_M$  = Rendimiento mecánico del compresor (Pérdidas mecánicas)

La potencia del accionador será

$$Hp = \frac{GasHP}{\eta_M}$$

$\eta_M$  = Rendimiento mecánico del accionador y acoplamiento

## **1.4.2 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN**

### **1.4.2.1 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CENTRÍFUGO.**

Los compresores centrífugos son clasificados en abiertos y cerrados; en el tipo abierto el compresor y el accionador están separados, el movimiento se efectúa colocando un cople entre ambas flechas, el tipo cerrado, comúnmente llamado hermético tiene el compresor y accionado encerrados en una carcasa sellada.

El compresor centrífugo tipo abierto puede ser accionado por un motor eléctrico, turbina de vapor, o turbina de gas, cuya elección dependerá de un estudio económico.

En el compresor abierto se requiere sellar la flecha entre el compresor y el accionador, para prevenir fugas de refrigerante y entrada de aire a la carcasa.

El aire y la humedad dentro el sistema reducen la capacidad de la unidad y a la potencia requerida.

En el hermético el diseño debe ser compacto y ligero debido a que los impulsores y el motor se encuentran en la misma flecha, el enfriamiento del motor se efectúa con el mismo refrigerante.

Para ambos tipos de compresores se requiere un sistema de lubricación completo con calentamiento y enfriamiento del aceite.

El sistema de refrigeración centrífuga aplicado al aire acondicionado es mas compacto; El compresor, condensador, evaporador, tubería de refrigerante, sistema de lubricación y controles están ensamblados en una misma base

Los compresores centrífugos utilizados para servicios de refinería en el manejo de aire o gas son diseñados de acuerdo al API-617 del American Petroleum Institute, El compresor, Accionador y equipo auxiliar deberá ser el adecuado para las condiciones de operación especificadas y diseñado y construido para servicio continuo a carga total, cuando menos tres años de operación.

Por tal razón, todos sus componentes y auxiliares son de diseño más robusto y construido con materiales de mayor resistencia y durabilidad.

Los compresores centrífugos usados en refrigeración para gases refrigerantes son diseñados de acuerdo al estándar ARI-550-72 para paquetes centrífugos de enfriamiento de agua. (American Refrigeración Institute).

Estos equipos son diseñados para servicio intermitente y a cargas parciales de acuerdo a la variación en la capacidad y con duración cuando menos de 5 años.

### **1.4.2.2 CONTROL CON COMPRESOR CENTRÍFUGO**

Existen varios métodos para efectuar el control de capacidad en compresores centrífugos.

1. -Control de desviación de gas caliente
2. -Regulación de agua al condensador
3. -Compuertas de mariposa
4. -Control de velocidad
5. -Aspas guía variable a la entrada.

### **1.4.2.3 CONTROL DE DESVIÓ**

El control de desvió (by-pass) de gas caliente se instala entre la succión y la descarga del compresor. Este control es recomendado cuando la carga en el compresor se reduce hasta condiciones cerca del punto de bombeo surge cuando este se presenta, una válvula abre el desvió y permite la entrada de vapor descargado del compresor hacia el evaporador.

### **1.4.2.4 REGULACION DE AGUA AL CONDENSADOR**

En un compresor centrífugo la curva de comportamiento carga capacidad cuando se tiene un impulsor a velocidad constante es muy plana por tanto, a una pequeña disminución en la carga corresponderá una reducción considerable en la capacidad. Cuando esto sucede, para aumentar la carga puede aumentarse la presión en el condensador al reducir la cantidad de agua que entra al mismo, la reducción de agua se efectúa con un control de temperatura en el agua helada que sale del evaporador.

#### **1.4.2.5 COMPUERTA DE MARIPOSA**

Una compuerta de mariposa localizada en la succión del compresor evitará el punto de bombeo (Surge) con esta compuerta se presenta una caída de presión que provoca un aumento de volumen específico del refrigerante que entra al impulsor, aumenta como consecuencia al flujo volumétrico.

#### **1.4.2.6 CONTROL DE VELOCIDAD**

Este se basa en la reducción de la velocidad del impulsor para disminuir la relación de flujo volumétrico en el punto de bombeo, de tal manera que se extiende el rango estable del compresor para una carga menor. Sin embargo, las características de un compresor son tales que la carga cae bastante con pequeños cambios de velocidad.

#### **1.4.2.7 ASPAS GUIAS VARIABLES A LA ENTRADA**

La compuerta de aspas guías variables a la entrada proporciona una reducción en volumen más eficiente.

Estas aspas evitan las pérdidas por turbulencias, al guiar al refrigerante a la succión del impulsor.

El uso de las aspas guías es la forma más económica de control de capacidad para compresores centrífugos, este método no solo mueve el punto de bombeo para una carga menor y aumenta el rango de operación estable, sino que también se presenta una relación directa entre la reducción entre capacidad y potencia, Este control es el único que permite al compresor centrífugo operar hasta en un 10% de su capacidad y mantener un comportamiento estable y eficiente.

Un compresor centrífugo tiene para cada velocidad una cierta capacidad. Por debajo de la cual la operación es inestable, a este punto de interrupción se le llama "Punto de inestabilidad"; Así mismo a la operación pulsante inestable después de pasar este punto se le conoce como inestabilidad de flujo.

La carga desarrollada en el paso de compresión en un compresor centrífugo es una función del producto del componente tangencial de la velocidad absoluta saliendo del impulsor, Así como del rendimiento hidráulico a una velocidad dada de rotación.

Al reducirse la capacidad del paso de compresión del valor proyectado a una velocidad constante, el valor de velocidad relativa a la salida del impulsor se ve reducida casi en proporción con la reducción de capacidad del paso de compresión.

El ángulo de ésta velocidad relativa permanece prácticamente constante con excepción del efecto de deslizamiento, resultante de un efecto de circulación en la punta del impulsor.

Cuando se reduce esta capacidad, el canal de flujo del impulsor no se llena completamente, en realidad, tiene lugar una recirculación localizada en el canal de flujo adyacente en la placa de la cubierta, cerca del centro del impulsor, mientras mayor sea la reducción en flujo, mayor será el efecto de recirculación.

A aproximadamente 55 o 60% en la capacidad de diseño del paso de compresión, el patrón de flujo en el impulsor, resultante de este efecto de circulación. Se destruye, y entonces la unidad sufre una inestabilidad de flujo.

Un compresor sufrirá inestabilidad de flujo cuando su capacidad sea reducida demasiado para una velocidad dada, o si se impone una diferencial de presión mayor a la que pueda desarrollar a una velocidad dada.

La inestabilidad de flujo violenta o prolongada puede provocar vibración, sobrecalentamiento y fallas en cojinetes y flecha.

El rango estable de un compresor centrífugo para refrigeración desde la carga total hasta el punto de inestabilidad se encuentra aproximadamente cerca de la mitad a 2/3 partes de su capacidad.

## **1.5 SISTEMA DE LUBRICACIÓN**

### **1.5.1 SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO.**

El sistema de lubricación de un compresor centrífugo hermético esta compuesto por bomba de aceite, calentador, enfriador, filtro, recipiente acumulador y la bomba, se encuentran en la parte inferior del compresor junto a la envolvente del enfriador.

Inicialmente la bomba envía aceite a través del enfriador para retirar el calor que toma del compresor, El aceite lubrica los cojinetes del compresor y la transmisión de engrane, y además los cojinetes del motor del compresor; El aceite se recolecta en la parte inferior de la carcasa del compresor, y de allí al recipiente acumulador de donde succiona la bomba. El enfriador de aceite opera con agua.

La carga inicial de aceite para un compresor centrífugo es de aproximadamente 19 Litros (5 Galones) para una capacidad de 90T.R. y de 53 Litros(14 Galones)para 650 T.R.

Este sistema de lubricación esta integrado a la unidad de tal forma que no requiere bases o elementos adicionales para la operación del compresor, al no tener contacto el aceite y el refrigerante no se requiere de un separador de aceite.

### **1.5.2 CURVAS DE COMPORTAMIENTO**

### **1.5.3 COMPRESOR CENTRÍFUGO**

Las características de un compresor centrífugo se muestran en un diagrama donde el volumen manejado por el compresor se presenta por el eje de las abscisas, mientras que el eje de las ordenadas representa a la relación de presión, o carga de presión de descarga.

Cada velocidad rotacional produce una curva diferente debido a que el volumen aumenta como una función directa de la velocidad, mientras que la carga aumenta proporcionalmente al cuadrado de la velocidad y la potencia como una función al cubo de la velocidad.

Cada curva esta limitada por el punto de bombeo, la línea que une todos los puntos de bombeo determina el límite de estabilidad o línea de bombeo.

### **1.5.4 COMPRESOR EN LA INDUSTRIA**

El compresor es parte esencial de los motores de turbina de gas, hasta tal punto que el desarrollo de ésta ha estado supeditado al de los propios compresores. Este tipo de compresores tiene aplicación en turbo reactores de los modernos aviones, así como en la generación de energía, para cubrir picos de la curva de demanda, por su rápida puesta en servicio.

También se está aplicando el motor de turbina de gas en la industria automotriz y como fuente energética de ciertos sistemas mecánicos.

Los compresores son vitales en las refinerías para manejar hidrógeno, sulfuro de hidrógeno, etano, propano, propileno, butano, etc. Son esenciales en las plantas petroquímicas, donde operan con Etileno, propano, butano, butileno, benceno, cloruros vinílicos, etc. Se usan en la industria química en los procesos de síntesis del gas amoníaco, metanol, del dióxido de carbono, etc.; se emplean los compresores en las plantas de separación de aire: bien sea con aire o con nitrógeno, oxígeno, argón, helio, etc. Son necesarios en los servicios de aire industrial para tener potencia, como en sopladores de hollín, en aire para pruebas, con aire para la combustión del petróleo y derivados, con aire para el tratamiento de aguas. Los compresores son indispensables en el tratamiento del gas húmedo para convertirlo en gas seco y para su distribución en las ciudades, así como en los procesos de fabricación del gas LP o de LNG (Liqued Natural Gas). Se requieren en los procesos de criogénesis con el amoníaco, freón, dióxido de carbono, etileno, LPG, LNG, HELIO, ETC.

Los compresores son necesarios en todo el sistema de alimentación con circulación forzada, en la industria de los metales ferrosos y no ferrosos, en la industria del cemento, textil, del papel, de cigarrillos. Son de uso obligado en las minas, hospitales, laboratorios de investigación con altas y bajas presiones y temperaturas en cualquier caso donde se haga necesario contar con aire o gases a presión.

#### **1.5.5 ECUACIONES SIMPLIFICADAS PARA DETERMINAR EL RENDIMIENTO DE LOS COMPRESORES DINÁMICOS**

Características sin sobrecarga de los compresores centrífugos. Los impulsores con alabes inclinados hacia atrás, tienen una característica de capacidad de carga que, a velocidad constante, la presión de descarga decrece de manera gradual mientras la capacidad aumenta. De ahí que, a la temperatura y presión de succión especificadas, no es posible sobrecargar una fuente motor bien seleccionada, ya que, tanto la potencia al freno como la

carga, decrecen de manera apreciable a medida que la capacidad aumenta por encima del 120% de la capacidad nominal.

### **1.5.6 TURBO ALIMENTACIÓN**

Para llevar a cabo la combustión completa de los hidrocarburos del combustible, es necesario aportar la cantidad suficiente de oxígeno, el cual no está en cantidad mayoritaria en el aire. Cuanto más aire y combustible seamos capaces de introducir en los cilindros del motor, mayor será la potencia que se podrá obtener, pero mayor será la masa de aire necesaria para quemarlo; de esta necesidad surge la idea de los motores sobrealimentados. La carga fresca entra al cilindro a una presión muchísimo mayor a la presión de entrada del compresor, y por tanto la temperatura de entrada será igualmente alta.

La sobrealimentación consiste en establecer a la entrada de los cilindros del motor una atmósfera de aire con una densidad superior a la normal de forma que para un mismo volumen de aire, la masa de ese aire es mayor; para ello se utilizan una serie de accesorios que serán diferentes según el tipo de sobre alimentador que se utilice.

El turbocompresor o turbo alimentador es básicamente un compresor accionado por los gases de escape, cuya misión fundamental es presionar el aire de admisión, para de este modo incrementar la cantidad que entra en los cilindros del motor en la carrera de admisión, permitiendo que se quemara eficazmente más cantidad de combustible. De este modo, el par motor y la potencia final pueden incrementarse hasta un 35%, gracias a la acción del turbocompresor.

Este dispositivo ha sido proyectado para aumentar la eficiencia total del motor. La energía para el accionamiento del turbocompresor se extrae de la energía desperdiciada en el gas de escape del motor, está compuesto de una rueda de turbina y eje, una rueda de compresor, un alojamiento central que sirve para

sostener el conjunto rotatorio, cojinetes, un alojamiento de turbina y un alojamiento de compresor. La rueda de turbina está situada en el alojamiento de turbina y está montada en un extremo del eje de turbina. La rueda del compresor está situada en el alojamiento del compresor y está montada en el extremo opuesto del eje de la rueda de turbina para formar un conjunto integral rotatorio.

El conjunto rotatorio se compone de una rueda de turbina y eje formando conjunto, un aro de pistón, un espaciador de empuje, rueda de compresor y tuerca de retención de rueda. El conjunto rotatorio se apoya sobre dos cojinetes lubricados a presión mantenidos en el alojamiento central por aros de resorte. Conductos internos de aceite están perforados en el alojamiento central para proveer lubricación a los cojinetes de eje de rueda de turbina, la arandela de empuje, collarín de empuje y espaciador de empuje.

El alojamiento de la turbina es una pieza de fundición de aleación resistente al calor que aloja la rueda de turbina y proporciona una entrada embridada de gas de escape del motor y una salida axialmente situada de gas de escape del turbocompresor. El alojamiento de turbina está empernado al extremo de turbina del alojamiento central, proporcionando así un conjunto compacto y libre de vibraciones.

Según el método empleado para conseguir esta densidad superior a la normal (comprimir el aire) podemos distinguir:

**1.5.7 COMPRESORES VOLUMÉTRICOS:** utilizan parte del par transmitido por el motor.

**1.5.8 TURBOCOMPRESORES Y SISTEMA COMPRESIÓN:** en ambos sistemas se aprovecha la energía de los gases de escape.

Los compresores volumétricos funcionan acoplados directamente al cigüeñal del motor, que transmite el giro a alguna parte del compresor volumétrico (según del tipo que se trate) que a su vez introduce el aire a alta presión en los cilindros del

motor. La ventaja fundamental sobre los turbocompresores es que los efectos de los compresores volumétricos se aprecian incluso a regímenes bajos del motor. Su desventaja es que roban parte de la potencia del motor para poder funcionar aunque luego la devuelven

### **1.5.9 CONSTITUCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR**

El turbocompresor está compuesto de tres secciones: la carcasa central, la turbina y el compresor

La carcasa central contiene dos cojinetes planos, juntas de tipo segmento y un manguito de separación. Posee también conductos para el suministro y vaciado del aceite que entra y sale de la carcasa.

La rueda de la turbina gira dentro de su carcasa y es solidaria con el eje central, que gira apoyado en unos cojinetes lisos, acoplados en el interior de la carcasa central. La rueda del compresor, que se monta en el otro extremo del eje, forma con la de la turbina un conjunto de rotación simultánea.

Un turbocompresor puede girar a velocidades de 120.000 RPM. En algunas unidades de alto rendimiento.

### **1.6 FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR**

En términos generales existen dos tipos de turbocompresor: el de impulso y el de presión constante. Cada uno tiene sus propias características de funcionamiento y, sin embargo, ambos actúan de la misma forma básica.

El turbocompresor está montado en la brida de salida de escape del colector de escape del motor. Una vez puesto en marcha el motor, los gases de escape de

motor que pasan a través del alojamiento de turbina hacen que giren la rueda de turbina y el eje, los gases se descargan a la atmósfera después de pasar por el alojamiento de turbina.

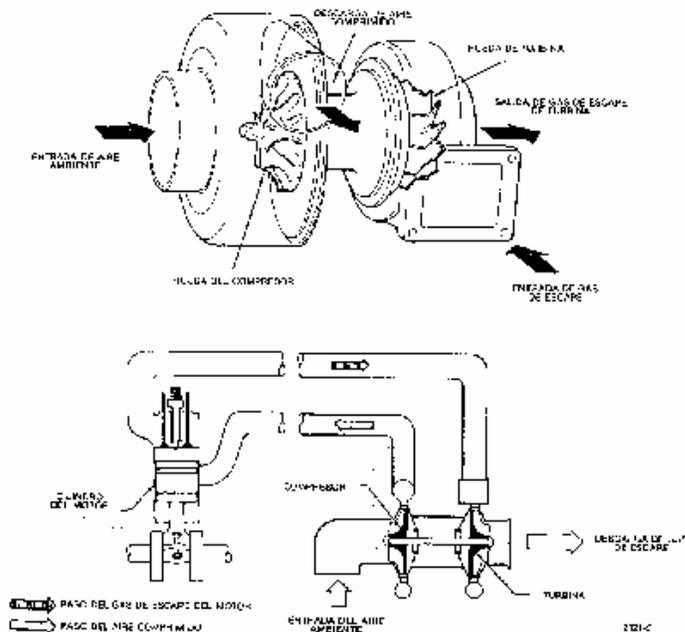


Figura I.7

La rueda del compresor, que está montada en el extremo opuesto del eje de la rueda de turbina, gira con la rueda de turbina. La rueda de compresor aspira el aire de ambiente al alojamiento de compresor, comprime el aire y lo manda al soplador del motor.

Durante el funcionamiento, el turbocompresor responde a las exigencias de carga del motor reaccionando al flujo de los gases de escape del motor. Al ir aumentando el rendimiento del motor aumenta el flujo de los gases de escape y la velocidad y el rendimiento del conjunto rotatorio aumentan proporcionalmente mandando mas aire al soplador del motor.

Algunos motores están dotados de Inter enfriadores para reducir la temperatura de descarga del aire del turbocompresor antes de su entrada en el soplador

El turbocompresor tipo impulso, necesita un colector de escape especialmente diseñado para llevar impulsos de escape de alta energía a la turbina del turbocompresor. Este diseño, con sus bifurcaciones individuales, como se muestra en la Figura I..7, evita la interferencia entre las descargas de gas de escape procedentes de los distintos cilindros del motor, produciéndose de este modo una corriente de impulso de alta velocidad, que no se consigue con otros diseños.

En algunas aplicaciones, la carcasa de la turbina se divide en dos zonas (impulso dividido), consiguiéndose con ello una mejor ayuda para cebar el conjunto de rotación, al inicio de ésta. El diseño presenta dos cámaras en espiral, en vez de una. El término "cámara en espiral" viene dado por la forma en espiral de la carcasa de la turbina, la cual disminuye en volumen hacia el centro, como la concha de un caracol.

Cada cámara recibe la mitad de la corriente de escape del motor, por ejemplo, en un motor de cuatro cilindros, los dos delanteros vierten el gas de escape en la cámara primera, mientras que los otros dos lo hacen en la segunda.

Con el tipo de turbocompresor de presión constante, el gas de escape de todos los cilindros fluye al interior de un colector común, donde desaparecen los impulsos, dando lugar a una entrada del gas en la turbina a una presión constante.

En ambos tipos de turbocompresor, el gas de escape entra en la turbina formando un anillo en espiral, lo que produce una aceleración radial a una presión reducida y velocidad incrementada sobre las paletas de la turbina, las cuales están especialmente diseñadas, de tal forma que se aproveche la fuerza del gas para la impulsión de la turbina, su eje y la rueda del compresor unida a él.

El conjunto del compresor es de diseño y construcción similar, tanto en el turbocompresor de impulso, como en el de presión constante.

El compresor consta de una rueda y una carcasa, que lleva incorporada una única espiral o difusor. El aire entra en la cámara del compresor (aspirado por el giro del

mismo) entre las paletas de la rueda, y es expulsado por efecto de la fuerza centrífuga, al interior de la espiral durante la rotación de la rueda. En este momento la velocidad del aire disminuye y se produce el correspondiente incremento de la presión. A medida que el aire asciende alrededor de la espiral, se va reduciendo su velocidad y la presión aumenta en función del diámetro de la sección transversal de la cámara.

En resumen, el turbocompresor tipo impulso presenta una rápida excitación del conjunto giratorio, debido a la rápida sucesión de impulsos de gas de escape sobre el conjunto de la turbina. Se usa principalmente en aplicaciones automotrices, cuando es importante la respuesta en aceleración.

Los turbocompresores de presión constante son utilizados principalmente en grandes motores de Diesel, en maquinas excavadoras y en aplicaciones marinas, donde la respuesta de aceleración no están critica. Para motores alimentado con carburador, según donde se coloque el sistema de sobre alimentación se pueden distinguir dos casos

#### **1.6.1 COLOCACIÓN DEL TURBOCOMPRESOR.**

Para motores alimentados con carburador, según donde se coloque el sistema de sobrealimentación se pueden distinguir dos casos:

Carburador soplado .El carburador se sitúa entre el compresor y el colector de admisión .De esta forma el aire que entra del compresor es aire limpio directamente del exterior.

En este caso lo que se comprime es una mezcla de aire y gasolina

Este último sistema fue el más utilizado en las primeras aplicaciones de la sobrealimentación, por su sencillez y porque proporcionaba una mezcla de aire-gasolina de temperatura más baja que el sistema soplado.

Sin embargo actualmente se utiliza más el sistema de carburador soplado ya que este sistema permite la utilización de un intercambiador de calor. Para motores diesel o motores de gasolina alimentados por inyección esta clasificación no tiene sentido ya que los inyectores de combustible se colocan siempre después del sistema de sobrealimentación

### **1.6.2 SISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR**

El sistema intercambiador de calor consiste en un intercambiador de calor en el que se introduce el aire que sale del turbocompresor para enfriarlo antes de introducirlo en los cilindros del motor.

Al enfriar el aire disminuye la densidad de éste por lo que para el mismo volumen de los cilindros se puede introducir mayor masa de aire y así mejorar el rendimiento del motor.

### **1.6.3 VENTAJAS DE LA TURBOALIMENTACIÓN**

De lo hasta aquí explicado podemos deducir que un motor dotado de turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento :una “atmosférica “y otra “sobrealimentada” .Efectivamente ,para llegar a la fase sobrealimentada (presión de admisión superior a la atmosférica),el turbocompresor debe haber alcanzado un cierto régimen ,llamado “de enganche “

(Por ejemplo, 60 000 rpm), lo cual puede corresponder, con la mariposa de gases totalmente abierta, a un régimen motor 3000 rpm. A regímenes inferiores, el turbocompresor gira a un régimen muy reducido (entre 5.000 y 10.000 rpm) denominado “de vigilancia”.

Dado que el turbocompresor es activado por la energía del gas de escape, que en su vertido al exterior es desperdiciada, un motor turboalimentado ofrece muchas ventajas sobre los del tipo convencional.

#### **1.6.4 INCREMENTO DE LA RELACIÓN POTENCIA-PESO**

Un turbocompresor puede incrementar la potencia y el par motor de un Diesel en un 35% por encima de la versión convencional. De esta manera, un motor turboalimentado de cuatro o seis cilindros, de menor tamaño, puede realizar el trabajo de otro mayor, como un V8 de tipo Convencional.

#### **1.6.5 REDUCCIÓN DEL RUIDO DEL MOTOR**

La carcasa de la turbina actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape del motor. Del mismo modo, la sección del compresor reduce el ruido de admisión producido por los impulsos en el colector de admisión. Como resultado de todo ello, un motor turboalimentado es, normalmente, más silencioso que otro convencional, aunque generalmente se percibe un silbido característico cuando el motor está bajo carga o acelerando.

#### **1.6.6 ECONOMÍA DE COMBUSTIBLE**

Un motor turboalimentado tiene un rendimiento volumétrico más alto que el convencional, con el que se logra una combustión más completa, que da como resultado un consumo mas bajo de combustible.

#### **1.6.7 REDUCCIÓN DE HUMOS**

Los turbocompresores suministran al motor una cantidad suplementaria de aire en el funcionamiento a media y alta velocidad, que da lugar a una fase de combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce considerablemente la producción de humos.

De lo hasta aquí explicado podemos deducir que un motor dotado de turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento :una “atmosférica “y otra “sobrealimentada” .Efectivamente ,para llegar a la fase sobrealimentada (presión de admisión superior a la atmosférica),el turbocompresor debe haber alcanzado un cierto régimen ,llamado “de enganche “

(por ejemplo, 60 000 rpm ), lo cual puede corresponder ,con la mariposa de gases totalmente abierta, a un régimen motor 3000 r p m .A regímenes inferiores, el turbocompresor gira a un régimen muy reducido (entre 5.000 y 10.000 r p m) denominado “de vigilancia”.

#### **1.6.8 INCONVENIENTES:**

Potencias reducidas a bajas revoluciones. Cuando se lleva poco pisado el acelerador y por lo tanto un régimen de vueltas bajo, los gases de escape se reducen considerablemente y esto provoca que él turbo apenas trabaje. La respuesta del motor entonces es poco brillante salvo que se utilice una marcha convenientemente corta que aumente el régimen de giro.

El mantenimiento del turbo es más exigente que el de un motor atmosférico. Los motores turbo requieren un aceite de mayor calidad y cambios de aceite más frecuentes, ya que éste se encuentra sometido a condiciones de trabajo más duras al tener que lubricar los cojinetes de la turbina y del compresor frecuentemente a muy altas temperaturas.

Los motores turboalimentados requieren mejores materiales y sistemas de lubricación y refrigeración más eficientes.

La presencia de la turbina en la canalización de escape crea una cierta contrapresión al escape.

Una fuerte presión de sobrealimentación significa una compresión importante del aire, cuyo resultado es una elevación de la temperatura de alimentación, que favorece la detonación.

Cuando más rápido sea el régimen del motor ,más incrementan su velocidad la turbina y el compresor .Este ultimo aumenta la cantidad de aire suministrado ,con lo que el motor desarrolla mayor potencia .En consecuencia ,se producirá un flujo de gases de escape aún más importante y el turbocompresor girará aún más rápidamente .Este ciclo recomenzará hasta la rotura de algún elemento del “turbo” o del motor.

Para subsanar estos inconvenientes, principalmente los dos últimos, se recurre a las soluciones de refrigerar el aire de admisión y regular la presión de sobrealimentación .La contrapresión creada por la turbina es imposible de suprimir y únicamente puede ser reducida con una disposición y fabricación esmerada de ella.

La refrigeración del aire de admisión se obtiene intercalando en el circuito de sobrealimentación ,a la salida del compresor ,un intercambiador de calor del tipo aire-aire, constituido por un radiador similar al del sistema de refrigeración ,que es enfriado por la corriente de aire exterior .

Con el enfriamiento del aire de admisión, se mejora el llenado de los cilindros por el aumento de densidad y se aleja el peligro de detonación

## **1.7 IMPORTANCIA**

### **1.7.1 ÉL TURBO DEL FUTURO.**

Una de las mejoras más necesarias en los motores turboalimentados tiene que ver con su prestación a bajo régimen. Avances en este apartado implican una mejora en la prestación de la turbina, junto a mayores flujos y rendimientos del compresor.

Para conseguir esto una de las últimas técnicas empleadas es la utilización de turbinas de admisión variable. Con esta técnica se mejoran tanto los valores máximos de par y potencia como la respuesta a cualquier régimen.

El peso es otro aspecto a mejorar. En sus últimos modelos, Garrett (fabricante de turbocompresores) ha llegado a reducir el peso en más del 50% de los 7 Kg del modelo T3 a los 3 Kg del GT12.

En los turbo para motores de gasolina otra necesidad es el aumento de la fiabilidad a alta temperatura. A plena carga se pueden pasar de 1000 °C en la turbina y el material más habitual, denominado inconel, sufre cambios en su estructura a partir de esos grados. En el futuro se usará acero austenítico inoxidable para el envolvente, costoso en la actualidad, pero garantizado por su uso en competición.

Una de las mejoras más necesarias en los motores turboalimentados tiene que ver con su prestación a bajo régimen. Avances en este apartado implican una mejora en la prestación de la turbina, junto a mayores flujos y rendimientos del compresor.

Para conseguir esto una de las últimas técnicas empleadas es la utilización de turbinas de admisión variable. Con esta técnica se mejoran tanto los valores máximos de par y potencia como la respuesta a cualquier régimen.

### **1.7.2 COMPRESOR COMPREX**

El compresor tipo Comprex utiliza la energía transmitida, por contacto directo, entre los gases de escape y los de admisión, mediante las ondas de presión y depresión generadas en los procesos de admisión y escape. El Comprex resulta de un tamaño bastante grande, y es accionado por el cigüeñal a través de una correa. Por ambas razones las posibilidades para elegir ubicación son muy reducidas.

- a.-Cámara de gases.
  - b.-Rotor.
  - c.-Correa de transmisión cigüeñal-complex.
  - d.-Colector de admisión.
1. -Mezcla de admisión.
  2. -Mezcla de presión.
  3. -Gases de escape del motor
  - 4.- Escape.

El sistema Complex, al igual que los sistemas turbo, aprovecha la energía de los gases de escape. Su principal ventaja es que responde con mayor rapidez a los cambios de carga del motor, por lo que éste tendrá un comportamiento más alegre. Los principales inconvenientes que presenta este sistema son:

Precios dos o tres veces mayores que los de un turbocompresor equivalente.

Presencia de un silbido agudo durante las aceleraciones. Altas

Temperaturas de los gases de admisión, al haber estado en contacto las paredes con los gases de escape.

### **1.7.3 TURBOCOMPRESORES DE TIPO AXIAL.**

Los turbocompresores axiales funcionan como los ventiladores del mismo tipo, pero normalmente están contruidos de varias etapas. Cada corona de álabes fijos juega el papel de difusor para el rotor precedente y de distribuidor para el siguiente. Su constitución general nos recuerda la turbina a reacción.

El porcentaje de compresión por etapa es sensiblemente más bajo que el correspondiente a un compresor centrífugo. Con una velocidad circunferencial de 200 a 250 m/s se puede obtener, para el aire, una relación de compresión de 1,08 por rotor, aproximadamente.

La corrección del perfil de los álabes es de la máxima importancia; dicho perfil debe estudiarse de acuerdo con las leyes de la mecánica de los fluidos. En efecto, la fuerza centrífuga no permite, como en el caso de compresores centrífugos, la adherencia del fluido con la pared del álabe; una desviación mínima de la inclinación de esta última da lugar a la formación de torbellinos, al despegue de la vena aeráulica y al descebado del compresor. O sea, el rendimiento óptimo corresponde a un margen de variación del caudal muy estrecho y como por otro lado, la curva característica de presión-caudal presenta una pendiente muy pronunciada, los compresores axiales sólo son indicados para aquellas aplicaciones en que, para una velocidad constante, el caudal esté bien determinado.

No obstante, ciertos compresores axiales están dotados de un dispositivo de regulación de la orientación de los álabes, sea con turbocompresor parado, o bien con la máquina en funcionamiento, lo cual permite adaptarlos a las condiciones de utilización.

El trayecto recorrido por el fluido es mucho más directo que en el caso de compresores centrífugos, lo que permite una construcción con dimensiones más reducidas y de menor peso; en régimen normal puede obtenerse un incremento sensible del rendimiento óptimo el rendimiento adiabático puede llegar hasta el 85%.

Los compresores axiales se utilizan en el ciclo de las turbinas de gas y de los turborreactores de avión, su empleo característico es el de turbocompresores no refrigerados, para grandes caudales (300 a 3000 m<sup>3</sup>/min.) y débiles presiones (2 ó 3 K g /cm<sup>2</sup> efectivos) para la inyección de aire en altos hornos. Asimismo, se

construyen compresores mixtos, en los cuales las primeras etapas son del tipo axial y las restantes del tipo centrífugo.

#### **1.7.4 ESTABILIDAD**

La estabilidad se define en conjunto con el llamado punto de oscilación. Los compresores dinámicos oscilan o sufren un cambio en la dirección del flujo cuando la cantidad total tratada de gas cae por debajo de un cierto valor definido por la forma del compresor, las condiciones de operación, las propiedades del gas y otras variables más. Este contra flujo suele producirse en la punta del impulsor o muy cerca de ella y puede causar trastornos en el proceso y graves daños mecánicos en las partes internas del compresor.

El porcentaje de cambio en la capacidad, entre la capacidad nominal y el punto de vibración en condiciones de carga nominal, se mide de la misma forma que la estabilidad de los compresores centrífugos (Fig. I.8)

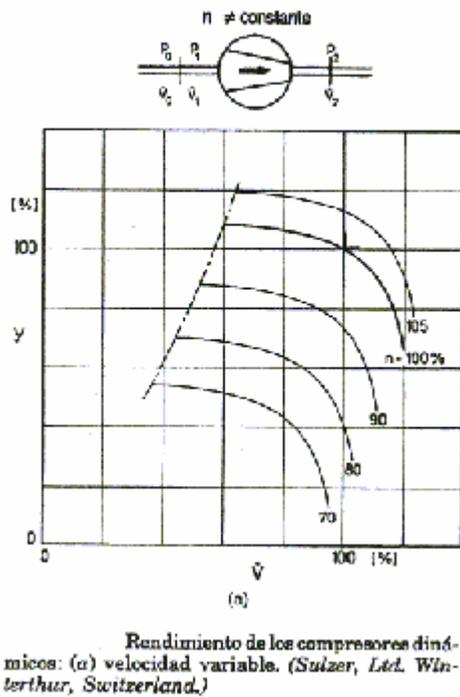


Figura I.8(a)

Este valor varía desde alrededor del 70% para los compresores que producen relaciones de presión muy bajas, hasta valores tan bajos como del 30% para aquellos compresores con relaciones de presiones muy altas. En el diseño inicial de un compresor, pueden tomarse medidas para lograr una estabilidad alta con muy poco sacrificio de la eficiencia, cuando sea probable que las cargas parciales sean de larga duración. Cuando la carga de diseño se sostiene la mayor parte del tiempo, la eficiencia puede mejorarse, pero a expensas de la estabilidad.

La figura I.8 también muestra la forma en que el rendimiento de los compresores dinámicos se ve influenciado por los diferentes métodos de control (1) operación a velocidades que varían del 70 al 105% de la velocidad original de diseño; (2) operación a velocidad constante, pero con ajustes diferentes del deflector de guía; y (3) operación a velocidad constante y estrangulamiento de la válvula de succión. En cada caso, los ejes verticales representan ya sea la carga o la presión producida, mientras el eje horizontal representa el flujo en ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

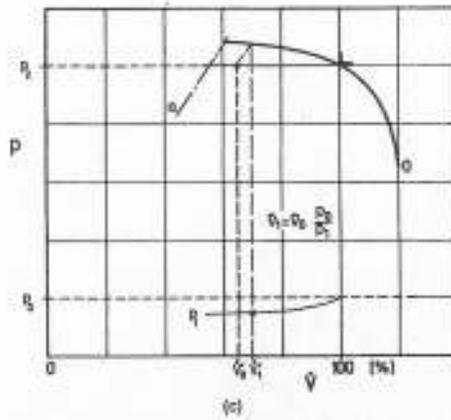
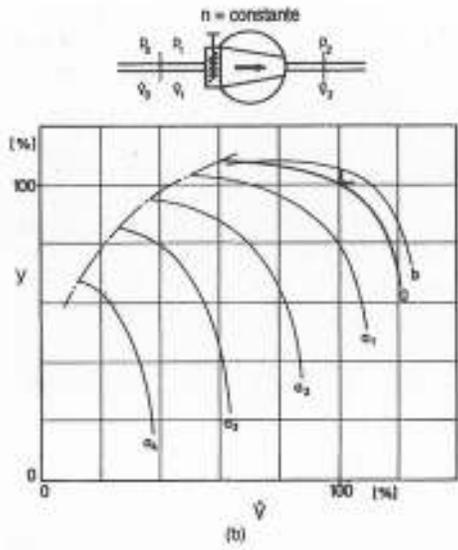


Figura I.8 (b), (C) Rendimiento de los compresores dinámicos b) deflectores guía variables de admisión; c) estrangulamiento de la válvula de succión.

## 1.8 ECUACIONES DE ESTADO DE LOS GASES

En la medida en que un gas es más difícil de licuar, su comportamiento es más fácil de predecirse consideramos a todos los gases bajo las mismas condiciones de presión y temperatura, todos ellos habrán de responder de una manera diferente ante cualquier cambio termodinámico que se presente. La elaboración de una ecuación que englobe el comportamiento de todos los gases, ha sido tarea verdaderamente difícil.

A presiones muy bajas o a temperaturas muy altas, todos los gases se comportan de manera muy parecida, A bajas temperaturas y a altas presiones, los gases se acercan al punto en que pueden ser licuados: aquí las fuerzas de interacción molecular dificultan la predicción de los cambios. De hecho, los vapores quedan incluidos en este concepto.

La ecuación que desarrollaremos a continuación está basada en los descubrimientos hechos por Boyle y Charles, y su predicción es más cercana a la verdad para aquellos gases que están más lejos del estado líquidos, los que, por consecuencia, son más lejos del estado líquidos, los que, por consecuencia, son más difíciles de licuar. Esto quiere decir que todos los gases son más o menos ideales, dependiendo el valor de su constante física, llamada punto de ebullición y de la temperatura y presión a la que se encuentran.

<b>Tabla I.3</b>	
<b>GAS</b>	<b>TEMPERATURA ° C</b>
Helio	-269
Hidrogeno	-253
Neón	-246
Nitrógeno	-196
Aragón	-186
Oxígeno	-183
Criptón	-153
Ozono	-112
Xenón	-107
Bióxido de carbono	-79
Radón	-62

<b>Tabla I.4</b>	
<b>Otros Gases</b>	
Monóxido de carbono	-190
Ácido Sulfhídrico	-60.3
Anhídrido sulfuroso	-10
Metano	-162
Etano	-89
Propano	-42
Butano	0
Etileno	-102
Acetileno	-81
Amoniaco	-34
Propileno	-50
Cloro	-34
Ácido clorhídrico	-85

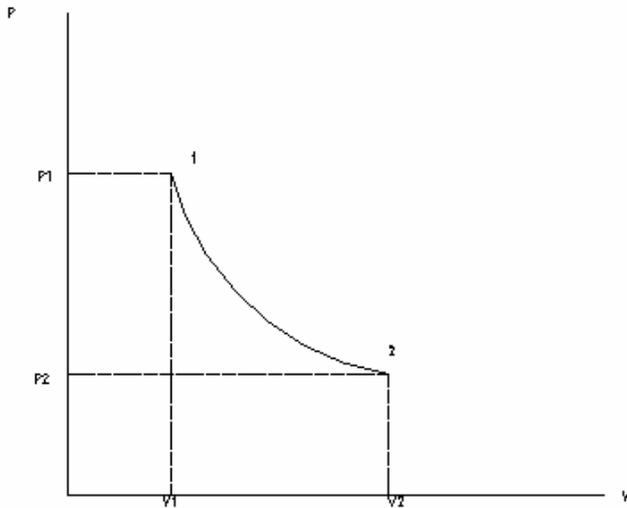
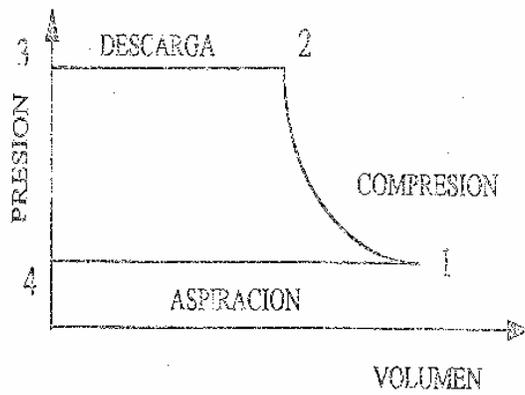


Figura I.9 gráfica presión volumen de la ley de Boyle

### 1.8.1 GRAFICA PRESIÓN VOLUMEN DE LA LEY DE BOYLE

En la primera parte están contemplados todos los gases que intervienen en el aire, La composición de cada uno de estos, está expresada en porciento en peso y con respecto al peso unitario del aire, El nitrógeno está presente en un 78%, el oxígeno en 21%, el argón en 1% y todos los demás, no llegan sumándolos a 0.05% - en peso. Sin embargo, y debido a la difusión infinita de los gases, la composición del aire es prácticamente igual en todos los puntos de la tierra

La ecuación de Boyle relaciona el volumen con la presión y la de Charles –Gay Lussac vincula la presión con la temperatura con el volumen, por lo que se hace necesaria una ecuación que relacione la presión, el volumen y la temperatura de un gas.



"COMPRESION DE UN GAS PERFECTO EN UN CICLO IDEAL"

figura I.10

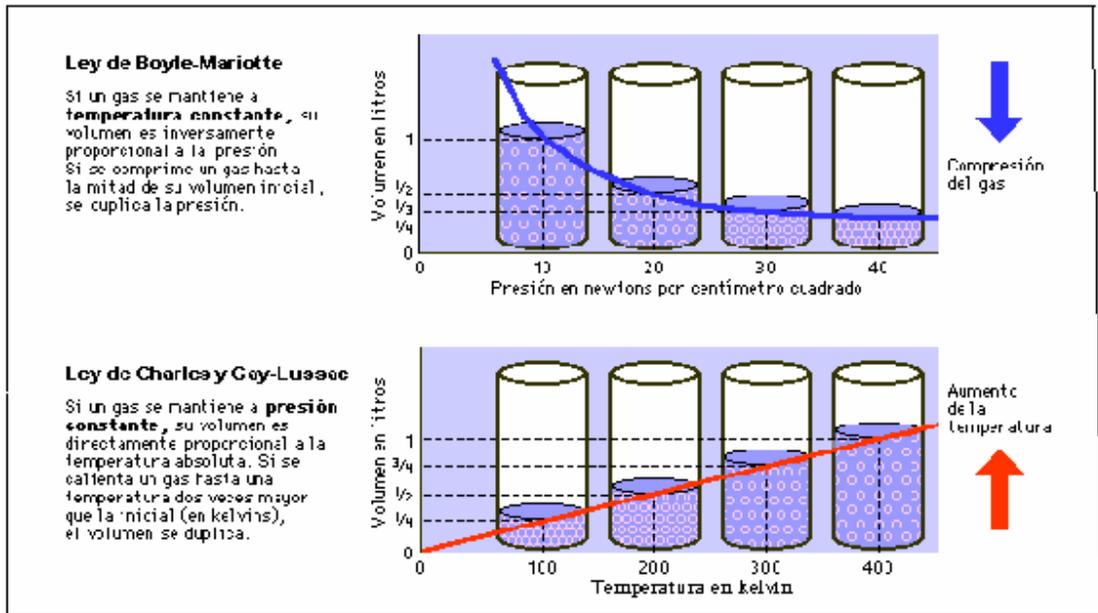


Figura I.11

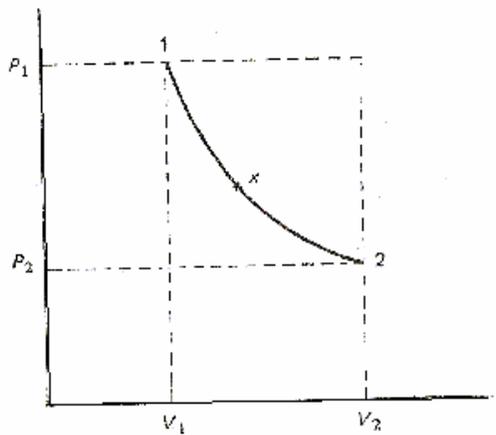


Figura I.12

Para interrelacionar la presión, el volumen y la temperatura usaremos el enunciado de Charles y sus dos expresiones matemáticas:

Para interrelacionar la presión, el volumen y la temperatura usaremos el enunciado de Charles y sus dos expresiones matemáticas:

En el paso del punto 1 al punto x (P = Constante)

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_X}{T_X}$$

En donde

$$T_x = \frac{V_x}{V_1} T_1$$

Para el paso del punto x al 2 (v = constante)

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_X}{T_X}$$

En donde

$$T_x = \frac{P_x}{P_2} T_2$$

Igualando los valores  $T_x = T_x$

$$\frac{V_x}{V_1} T_1 = \frac{P_x}{P_2} T_2$$

Y como

$$P_1 = P_x$$

Sustituyendo tenemos

$$PV = C(M)T = RT$$

$$PV = RT$$

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

Por lo que

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

O bien

$$\frac{PV}{T} = C$$

Esto indica que el cociente del producto de la presión de un gas por su volumen entre su temperatura absoluta, es una cantidad constante.

Ahora bien si multiplicamos el valor de la constante característica  $c$  –diferente para cada gas-, por el valor del peso molecular del gas en cuestión; obtendremos un valor constante para todos los gases por lo que es llamada la constante universal de los gases y que esta expresado por la letra  $R$ . así:

$$PV = c(M)T = RT$$

$$PV = mRT$$

Para una determinada cantidad de masa, habrá que incluir una ecuación, un nuevo termino y es el de la masa total del gas en cuestión; por lo que la ecuación anterior quedaría expresada como sigue:

$$PV = mRT$$

Refiriéndose a gases, es muy común expresar la masa en número de moles. Un mol de un gas equivale al peso molecular expresado en kilogramos y se le llama kilogramo mol. El número de kilogramos mol de una masa de gas, será igual al número de kilogramos totales que contiene dicha masa de gas, será igual al número de kilogramos totales que contiene dicha masa, dividida entre su peso molecular ( $n = m / M$ ). En la presente obra, la presión estará dada en bares, que como ya vimos:  $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ pascales} = 10^5 \text{ k g / m}^2$ . El volumen que es el volumen específico, estará dado en  $\text{m}^3/\text{Kg}$ . (O bien en  $\text{m}^3/\text{k g mol}$ ). La temperatura en  $^{\circ}\text{K}$ . La masa estará dada en k g; la ecuación puede expresarse como:

$$PV = \frac{m}{M} RT = nRT$$

En donde n es el número de moles y es igual al cociente de dividir la masa entre el peso molecular, como ya mencionamos.

El valor de R se deduce de la misma ecuación.

$$R = \frac{PV}{nT} = \frac{\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{\text{kgmol}}}{(^{\circ}\text{k})} = \frac{\text{kg} \times \text{m}}{^{\circ}\text{k}} = \frac{\text{joules}}{^{\circ}\text{k}}$$

## **CAPITULO 2**

### **2. APLICACIÓN DE UN COMPRESOR EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN**

Los chinos fueron los primeros que utilizaron el hielo para conservar sus alimentos .Actualmente ,la preservación de los alimentos a nivel doméstico e industrial es una de las más importantes y comunes aplicaciones de la refrigeración .

Sin embargo, la utilización de la refrigeración cada día se extiende más y encuentra nuevas aplicaciones .Algunas de las más importantes son:

- a) Elaboración, almacenamiento y distribución de productos lácteos (mantequilla, queso, helado, etc.).
  
- b) Envasado y conservación de carnes rojas y blancas.
  
- c) Elaboración y conservación de bebidas (cerveza, jugos, chocolate, etc.)
  
- d) En la industria química y de procesos industriales :separación y condensación de gases, desecado del aire ,almacenamiento a baja presión en estado líquido ,disipación de calor de reacción y otros.
  
- e) petroquímica obtención de productos derivados del petróleo.
  
- f) Tratamiento frío de metales.
  
- g) Medicina: fabricación de productos farmacéuticos, como anestesia quirúrgica, etc.
  
- h) Acondicionamiento de aire, pistas de patinaje e incluso en la construcción.

**2.1 REFRIGERACIÓN:** Se entiende por refrigeración a la producción, en un sistema de una temperatura inferior a la del medio ambiente, lo que es conseguido por la extracción del calor involucrado en el sistema, entre los métodos más comunes para producir el efecto de refrigeración están los siguientes: sistemas de compresión de gases y vapores; sistemas de estrangulamiento y de gases o vapor comprimido; sistemas de absorción; métodos termoeléctricos; etc.

**2.1.2 REFRIGERADOR:** Una máquina cuya función es extraer calor de una región de baja temperatura (generalmente por debajo de la temperatura ambiente) y cederlo al medio ambiente.

**2.1.3 EFECTO REFRIGERANTE:** Es la cantidad de calor absorbido por una unidad de peso de refrigerante.

**2.1.4 CAPACIDAD DEL SISTEMA:** Cantidad de calor extraído del espacio a refrigerar.

**2.1.5 TONELADA DE REFRIGERACIÓN:** Es el efecto refrigerante que se requiere para fundir una ton. (Corta) de hielo en 24 hrs.se puede expresar así:  
 $288\ 000\ \text{BTU}/24\ \text{h} = -12\ 000\ \text{BTU}/\text{h}$   
 $= 200\ \text{BTU} / \text{min.} = 3517\ \text{w}$

**2.1.6 REFRIGERANTE:** Compuesto químico que es alternativamente comprimido y condensado a la fase líquida permitiéndosele expandirse a vapor.

**2.1.7 POTENCIA DE REFRIGERACIÓN:** Es la cantidad de calor que un refrigerador puede extraer de una región a baja temperatura en la unidad de tiempo, con temperaturas específicas de evaporación y condensación.

**2.1.8 CARGA DE CALOR:** Es la cantidad de calor a retirar del espacio o del producto a fin de reducir y mantener la temperatura deseada.

**2.1.9 BOMBA DE CALOR:** Una máquina que funciona con un ciclo de compresión de vapor usada para suministrar calor a un espacio de temperatura alta, pero también puede remover calor del mismo espacio.

**2.1.10 CALOR LATENTE:** Calor caracterizado por el cambio de estado de la sustancia en cuestión ,para una presión dada a una temperatura constante de una sustancia pura( por ejemplo: calor de vaporización o de fusión).

**2.1.11 CALOR SENSIBLE:** Término usado en calefacción o refrigeración para indicar cualquier porción de calor que cambia solamente la temperatura de una sustancia.

**2.1.12 ENTALPIA:** Cantidad total de calor en una libra de una sustancia calculada desde la temperatura aceptada como base .Para cálculos de refrigeración la temperatura base es  $-40^{\circ}$  F.

**2.1.13 ENTROPIA:** Factor matemático usado en cálculos de ingeniería .Energía de un sistema.

## 2.2 ASPECTOS TERMODINÁMICOS EN REFRIGERACIÓN

La segunda ley de la termodinámica afirma "Es imposible que sin ayuda interior el calor pase de una región de baja temperatura a otra de mayor temperatura".

Los refrigerantes y las bombas de calor son ejemplos de máquinas que transfieren calor de una región de baja temperatura a otra de alta temperatura, siempre y cuando un agente exterior proporcione trabajo o calor a alta temperatura, siempre y cuando un agente exterior proporcione trabajo o calor a alta temperatura.

En un refrigerador o bomba de calor que emplea una entrada de trabajo (ciclo de compresión de vapor) la transferencia de calor a baja temperatura más el trabajo aportado es igual a la transferencia de calor a alta temperatura (según la primera ley de la termodinámica).

Es evidente que un refrigerador debe expulsar calor a temperaturas más altas y que la bomba de calor debe absorber calor de una temperatura más baja. Sin embargo, hay muy poca diferencia entre las dos máquinas y pueden obtenerse ambos efectos útiles con una sola unidad. Por ejemplo, una lechería requiere refrigeración y agua caliente.

Los científicos del tiempo de Faraday (siglo XVIII) ya conocían la posibilidad que tienen los gases de cambiar al estado líquido, mediante el descenso de su temperatura y / o el aumento de la presión a que estos están sometidos, no fue sino hasta hace pocos años, en que mediante avanzados conocimientos de Criogénica -ciencia del frío-, se logró la licuefacción de los gases más livianos como el helio, cuya temperatura crítica es de  $(272^\circ \text{C})$ . Cabe Recordar que la temperatura crítica de un gas es aquella sobre la cual, y sin importar la presión a la que se somete el gas, es imposible licuarlo.

Aparte de preservar los alimentos, la refrigeración sirve en una gran variedad de usos industriales tales como la fabricación de helio, el tratamiento de algunos metales y el acondicionamiento de algunos materiales que son requeridos a bajas temperaturas con el fin de intervenir en algún proceso; por no mencionar el acondicionamiento de aire, cuyo uso es tan generalizado.

Con mucha frecuencia es usado en forma inadecuada el término refrigeración, aplicándose a procesos simples de transferencias de calor en donde no se logran temperaturas inferiores a la del medio ambiente.

Así un líquido “refrigerante” evita que se dañe la herramienta de corte en un proceso de maquinado. De esta manera, no es raro encontrar que a un simple proceso de enfriamiento se le defina como refrigeración y que una sustancia que ayuda a la disipación de calor en un proceso determinado sea definida como refrigerante.

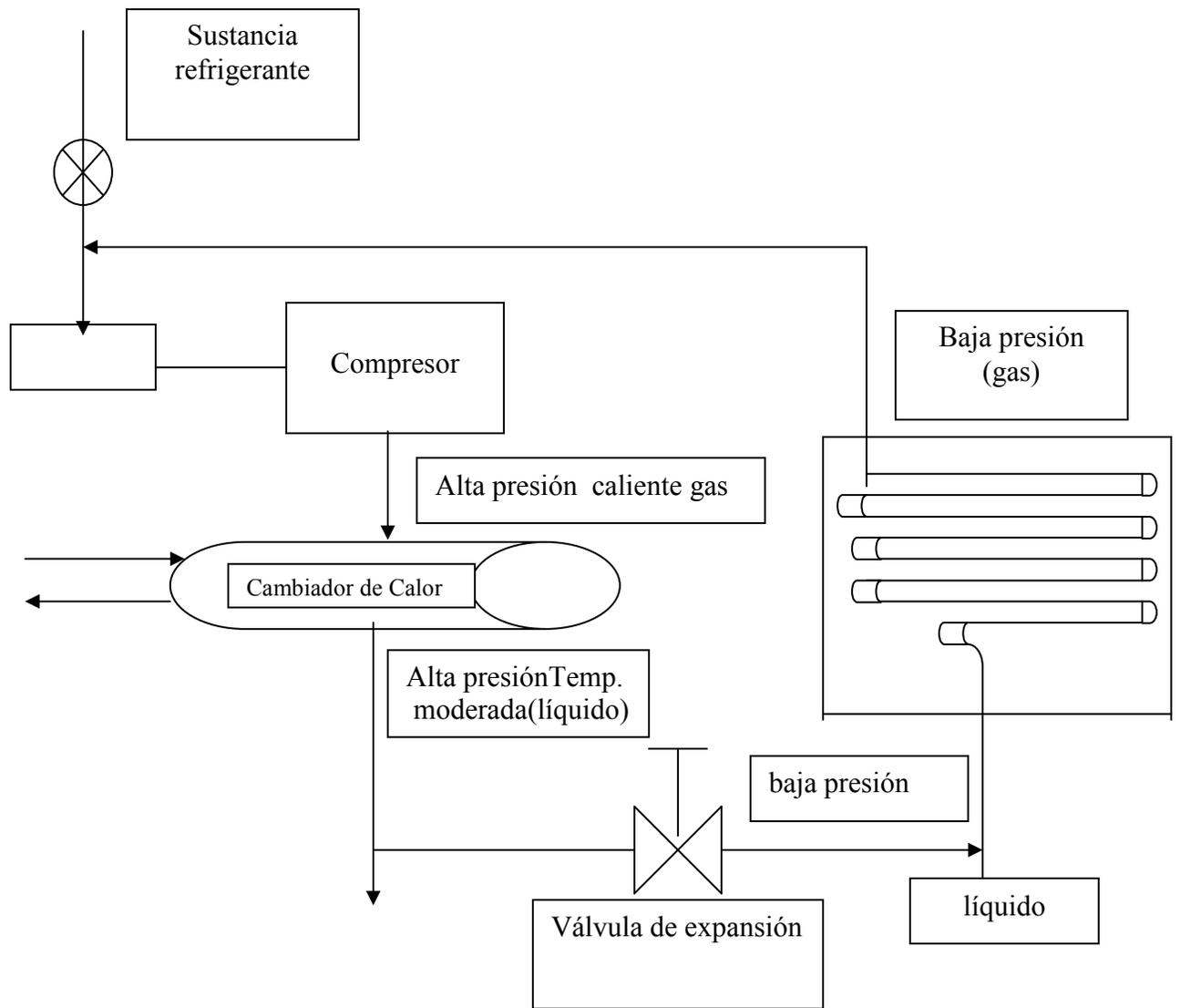


Diagrama de flujo II.1 Sistema en el cual se debe bajar la temperatura por debajo de la ambiental.

### **2.2.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE COMPRESIÓN MECANICA**

Estos sistemas se puede dividir en tres tipos a saber: sistemas con bombas de calor que operan una sustancia de trabajo (refrigerante); sistema de compresión con gas y sistema de compresión con vapor. En el ciclo de carnot inverso se extrae el calor de un cuerpo relativamente frío y se envía a un cuerpo relativamente caliente.

### **2.2.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN QUE OPERA CON COMPRESIÓN MECÁNICA**

El dispositivo esquematizado en el Diagrama de flujo II..2 y Diagrama de flujo II.3 nos muestra la operación de un motor térmico que realiza un trabajo positivo, o sea a favor de la sustancia de trabajo empleada, por medio de la operación de un ciclo, donde la absorción de calor ( $Q_A$ ), se obtiene de un sistema caliente y se cede calor ( $Q_R$ ), a un sistema frío, que puede ser incluso el exterior.

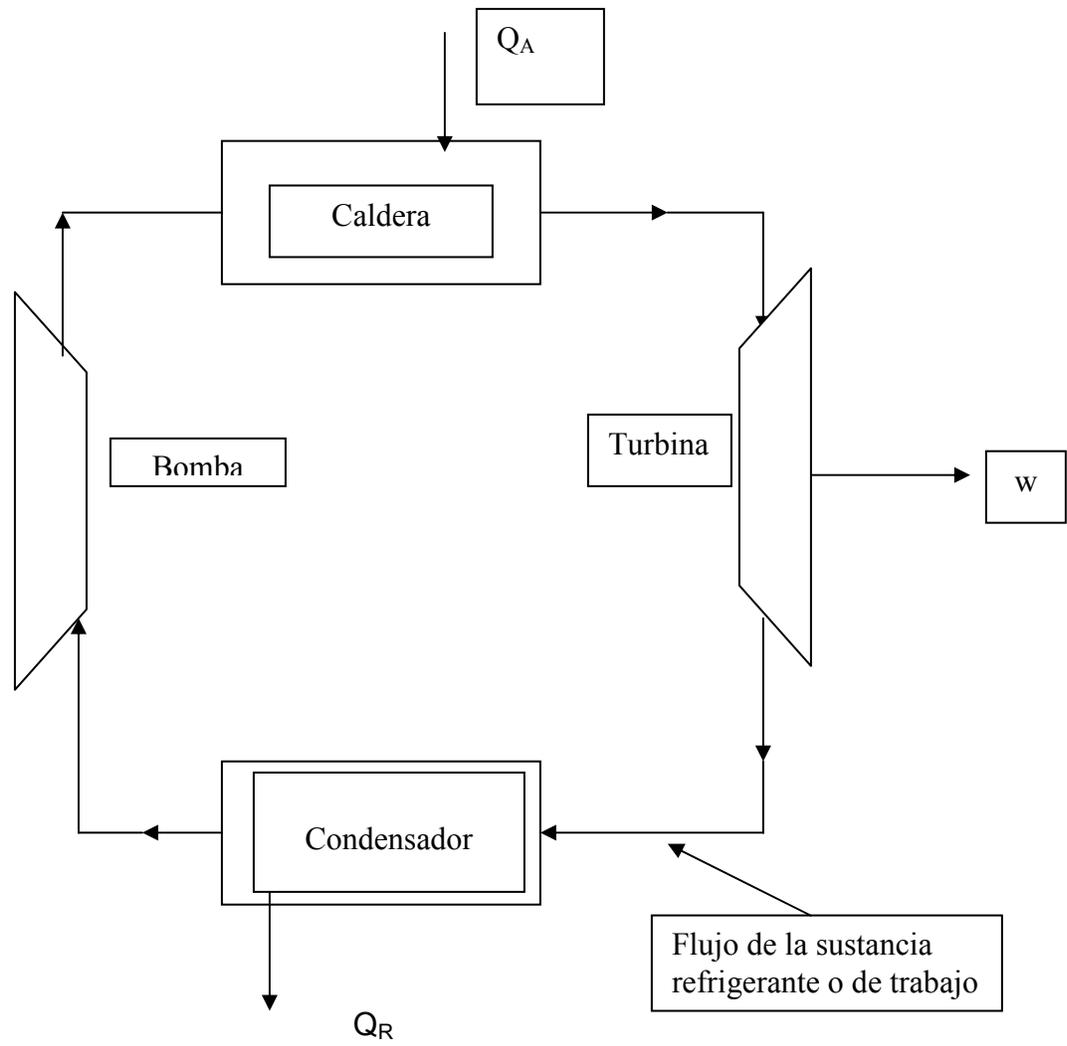


Diagrama de flujo II.2 Calefactor

Otro dispositivo de un motor térmico que está mostrado en el diagrama de flujo II.2 realiza un trabajo en contra de la sustancia de trabajo por medio de la operación de un ciclo donde:

Se rechaza el calor ( $Q_R$ ) por la sustancia de trabajo bajo el sistema caliente y se absorbe el calor ( $Q_A$ ) a un sistema frío.

Los principios mencionados son en sí la aplicación de la primera ley de la termodinámica ( $Q - W = U$ ) y de la segunda ley (transferencia de calor espontánea desde un sistema frío o uno más caliente), es decir, lo que el primer principio de la termodinámica nos informa del aumento de energía interna de un sistema, debido al trabajo producido por la energía suministrada en un ciclo; Y el segundo principio, de la imposibilidad de producir un trabajo únicamente mediante la transferencia de calor en ese ciclo, incluso en dos sistemas aislados, sin obtener un calor cedido a otro sistema más frío; o dicho de otra manera, la segunda ley explica él por que un motor térmico siempre tendrá un rendimiento menor que al 100%, dado que :

Donde:

$$\eta = \frac{W}{Q_A} = \frac{Q_A - Q_R}{Q_A} = 1 - \frac{Q_R}{Q_A}$$

$W = Q_A$  Y entonces

$$\eta = 1 - \frac{\text{Calor rechazado}}{\text{Calor absorbido}}$$

Refrigerar consiste en conseguir una temperatura más baja que la del medio ambiente inmediato. En cualquier sistema práctico de refrigeración, el mantenimiento de la baja temperatura requiere la extracción de calor del cuerpo a refrigerar a baja temperatura y la cesión de este a una temperatura más alta.

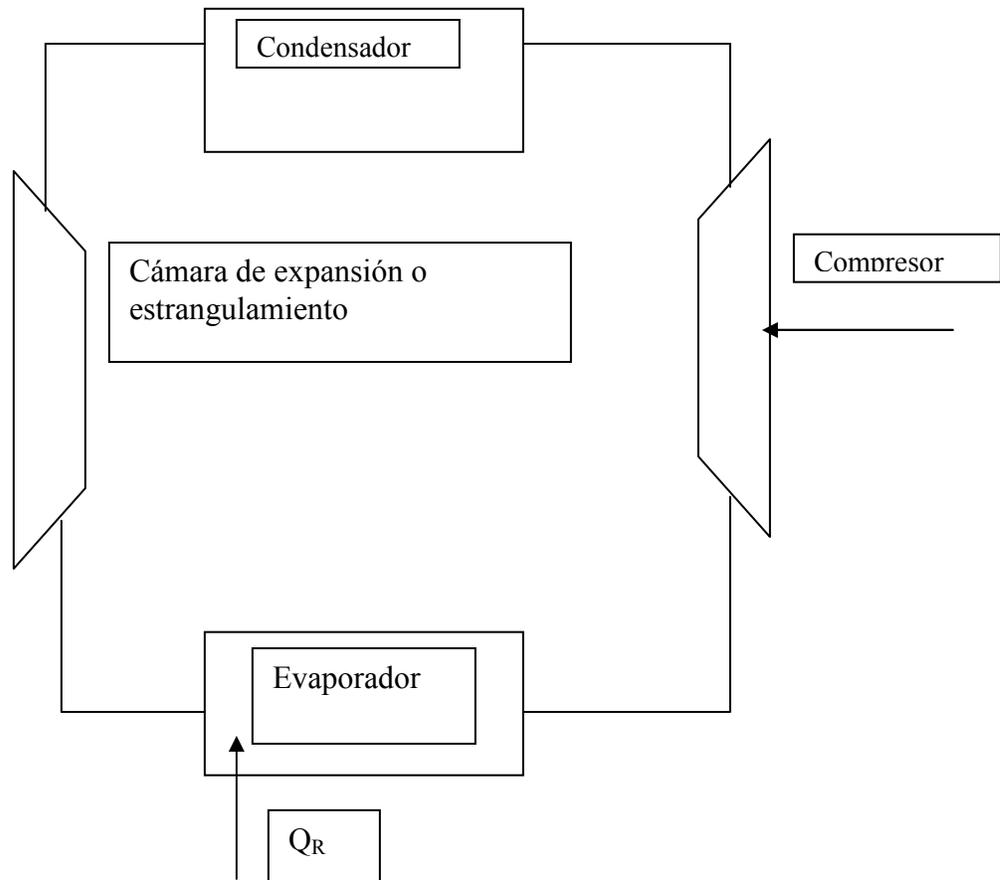


Diagrama de flujo II.3 Refrigerador

1

---

<sup>1</sup> El Ciclo de Compresión de Vapor, es el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial. En total ciclo\*, un fluido se evapora y se condensa alternativamente siendo uno de los procesos que intervienen en el Ciclo de una Compresión de Vapor.

El ciclo de Compresión de Vapor se basa en el Ciclo Inverso de Carnot. El Ciclo de Refrigeración de Carnot consigue el efecto inverso de la maquina térmica, porque transporta energía desde un foco frío a un foco caliente. Para realizar el Ciclo de Refrigeración se necesita suministrar trabajo externo.

Los procesos que comprenden el ciclo son:

- Cesión de calor a presión constante en el condensador.
- Expansión adiabática en la válvula de expansión.
- Adición de calor a presión constante en el evaporador.
- Compresión adiabática en el compresor.

En la práctica, algunos sistemas de refrigeración utilizan un Intercambiador de Calor Líquido-Vapor de Admisión, este Intercambiador subvendría el líquido que sale del condensador utilizando el vapor procedente del evaporador consiguiendo con ello un aumento en el efecto refrigerante.

### **2.2.3 EL EVAPORADOR:**

El evaporador de un sistema de refrigeración es el dispositivo a través del cual fluye el calor que se pretende desechar; esto es, la unidad del sistema que absorbe el calor que a ingresado y que será transferido al condensador. Este aparato recibe diferentes nombres ,tales como :serpentín de enfriamiento, serpentín de absorción ,unidad de enfriamiento , ebullición ,etc. Su función principal es la de absorber el calor del aire o líquido que lo rodea y mediante el refrigerante trasladar este calor al exterior del local refrigerado.

2

---

<sup>2</sup> \*En total ciclo debido a que el elemento de trabajo cambia de estado y regresa al estado original después de realizar su trabajo.

Existen fundamentalmente los siguientes tipos de evaporadores

- De expansión directa.
- Inundado

Su diferencia estriba en la geometría del serpentín, en el refrigerante utilizado, y en la manera de cómo circula el refrigerante en seco, el refrigerante –gaseoso- circula por un tubo continuo, mientras que en el inundado la recirculación del refrigerante se realiza mediante una cámara de compensación o tanque que posee una válvula de flotador que mantiene constante el nivel de refrigerante— líquido

Otra clasificación de serpentines de enfriamiento es en cuanto a su operación: así, podemos encontrar: serpentines con escarchado, serpentines sin escarchado y evaporadores con descongelamiento

De hecho, todos los serpentines se escarchan con su funcionamiento, la diferencia entre ellos sólo estriba en el espesor de la película que se forma. Los serpentines escarchados tienen la desventaja que para eliminar la película de escarcha que se forma continuamente debe dejar de funcionar la máquina a intervalos regulares, lo que hace que su rendimiento disminuya significativamente con respecto a los serpentines sin escarchado y más aún con los de descongelamientos.

Estos dos últimos -más modernos -se diferencian principalmente en su tamaño - que siempre son más voluminosos que los con escarchado -y en sus controles de operación de la recirculación del refrigerante. Ambos usan controles automáticos en sus válvulas de expansión termostáticas, lo que permite una operación más eficiente e uniforme.

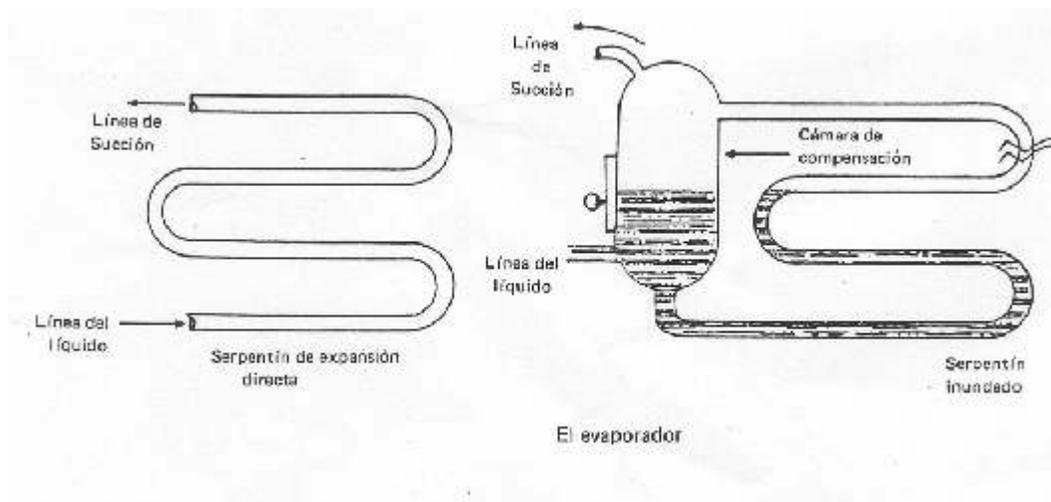


Figura II.1 Esquema de un sistema de refrigeración por absorción

## 2.2.4 EL CONDENSADOR

Es el aparato mediante el cual un sistema de refrigeración desecha el calor inseparable fuera del sistema, es pues, el dispositivo mediante el cual se transfiere el calor que el vapor del refrigerante sobrecalentado y a alta presión se enfría hasta su condensación al ceder el calor para desecharlo finalmente. Al liberar el calor del sobrecalentamiento es cuando el vapor se transforma al estado líquido.

En esta parte del sistema de refrigeración en el condensado intervienen tres componentes que integran la unidad de condensación: el compresor que gobierna el volumen por minuto del aire disponible para el enfriamiento, el recipiente donde se produce la condensación de vapor y desde luego el condensador mismo.

Por principio tres tipos de condensadores que se clasifican según el medio de condensación, así pues, tenemos: condensadores enfriados por aire,

condensadores enfriados con agua y condensadores con evaporante o mixtos que hacen el enfriamiento con aire y agua.

Los condensadores enfriados con agua o también llamados de cubierta o serpentín son más pequeños y su instalación es tal que resultan de una estructura compacta .Dentro de este tipo de condensadores de tubo en tubo, donde el tubo de circulación del refrigerante es envuelto por uno o mas tubos de agua, enrollados en forma de trombón.

Los condensadores evaporantes también funcionan en base a los principios de transferencia de calor por convección, solo que combinan la capacidad de un líquido evaporante para absorber calor con una corriente de aire que circula en su área circunvecina, Es así que este tipo de condensador utiliza las ventajas de los otros dos,

además de que por usar también tubos doblados normalmente serpentines resulta muy cómodos para sistemas de acondicionamiento de aire como los de los automóviles pequeños .

Otro equipo auxiliar que usan los condensadores que se manejan a nivel industrial es el de las torres de enfriamiento y dado que usa un líquido evaporante produce grandes economías de agua, razón por la que es utilizado donde ésta es escasa, o bien, de disponibilidad poco accesible.

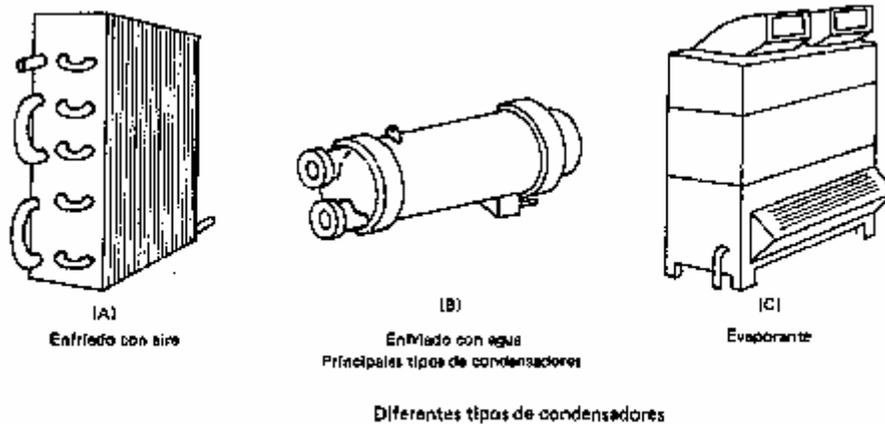


Figura II.2 Diferentes tipos de condensadores.

El vapor amoníaco tiene la capacidad de absorberse en grandes cantidades de agua fría y temperaturas que oscilan entre los 32 y 38°C dependiendo de su pureza con tanta rapidez que como segundo líquido resulta tan efectivo como si tuviéramos un compresor en el sistema de refrigeración, razón por la cual es más comúnmente empleado en los sistemas de refrigeración por absorción.

De esta manera, el efecto de refrigeración en un sistema como el descrito se produce cuando se abre el tanque de amoníaco “tanque de absorción” para que circulen vapores de este hacia el evaporador.

El amoníaco recircula por el sistema debido a la diferencia de presiones establecida entre el tanque de absorción y el serpentín del ebullidor hasta que se satura el agua contenida en el tanque del lado de la presión baja, de manera que ya no pueda absorber más en cuyo caso habría que remplazarlo. Los camiones refrigerados operan mediante un sistema similar.

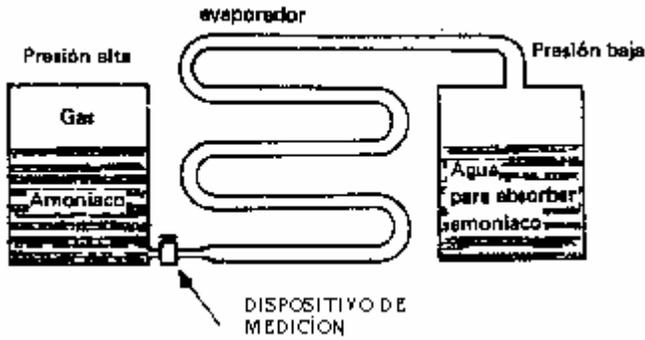
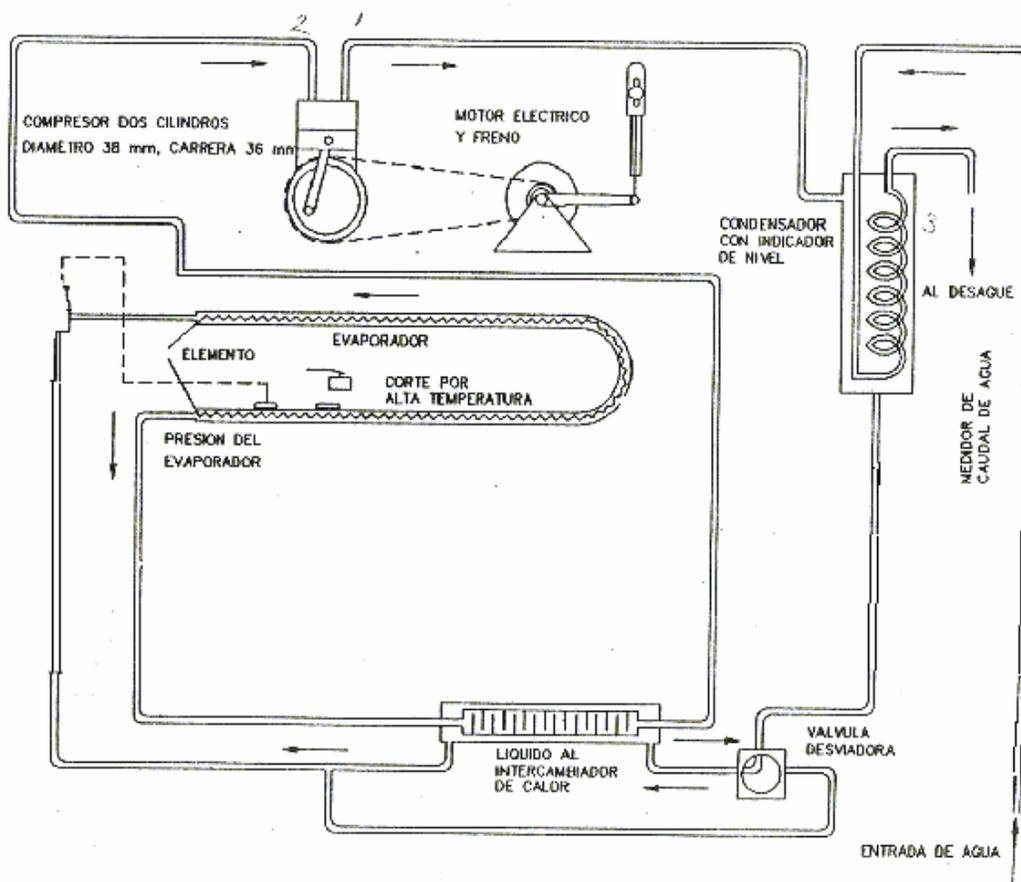


Figura II.3 Sistema de refrigeración por absorción



ESQUEMA DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

Figura II.4 Unidad de refrigeración

<sup>3</sup> Esquema de la unidad de refrigeración del laboratorio de máquinas térmicas\* Se estudian algunos elementos físicos para comprender el balance de energía

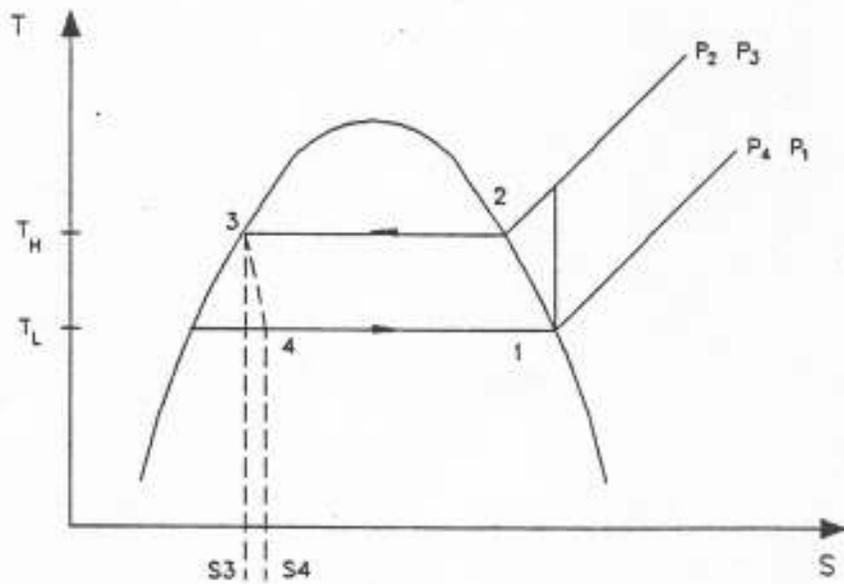
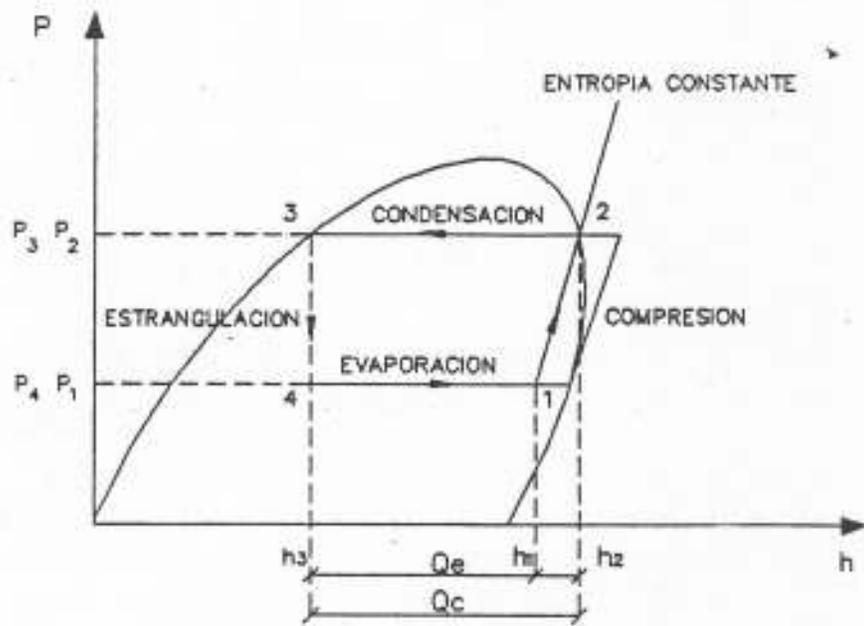


Figura II.5 Diagrama P-h y T-s de un ciclo de refrigeración

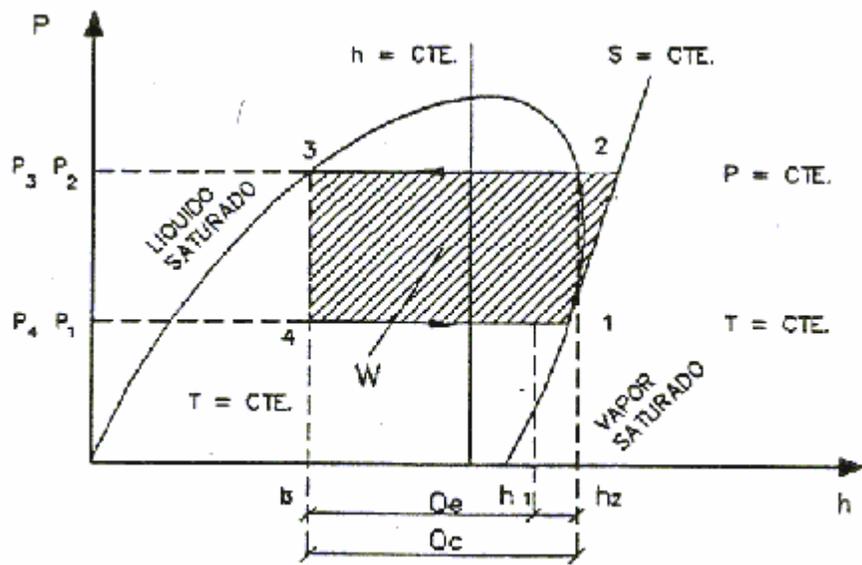


DIAGRAMA P-h (MOLLIER)

Figura II.6 Diagrama de Mollier de un ciclo de refrigeración

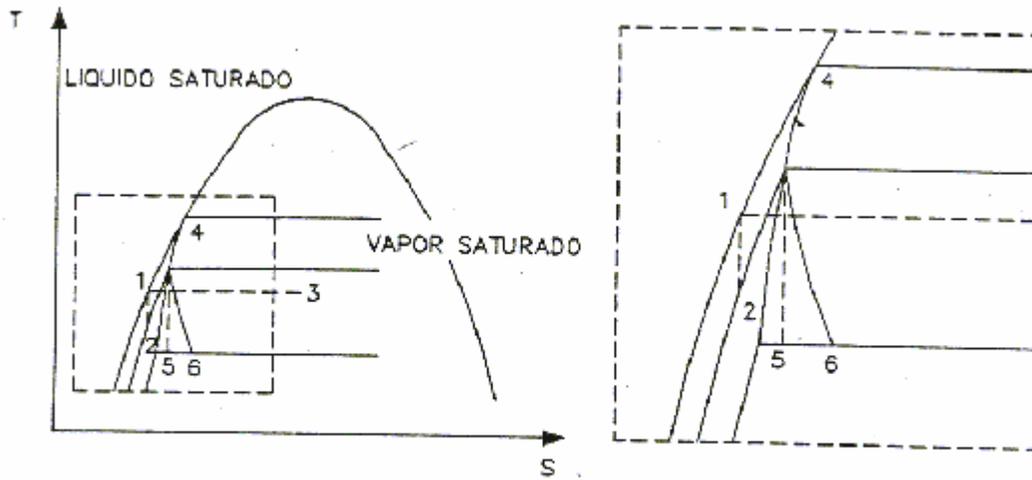


DIAGRAMA T-s QUE MUESTRA LA EXPANSION DE UN LIQUIDO.

Figura II.7

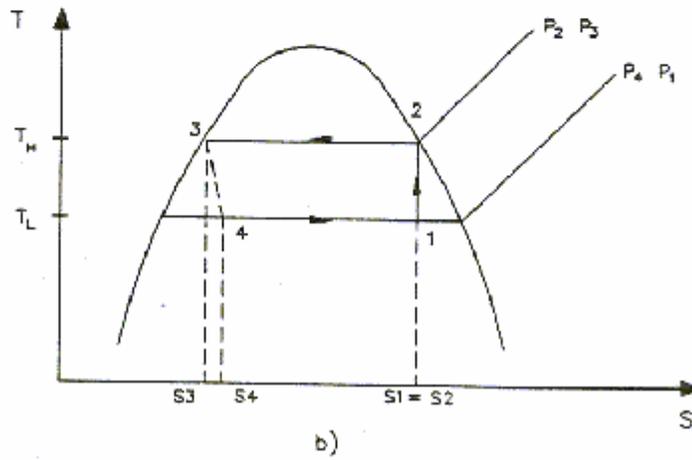
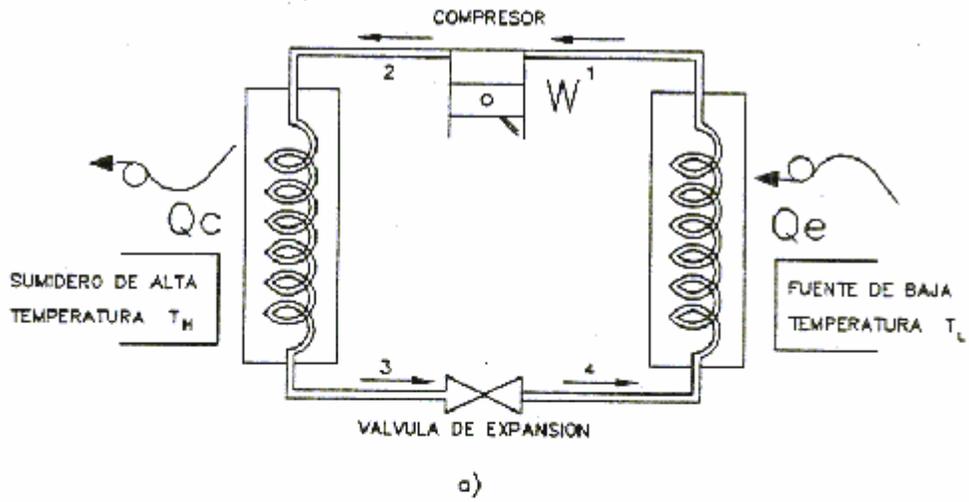


Figura II.8 a) Diagrama físico de un ciclo de refrigeración

b) Diagrama T-s de un ciclo de refrigeración

## 2.2.5 BALANCE DE ENERGÍA EN EL COMPRESOR.

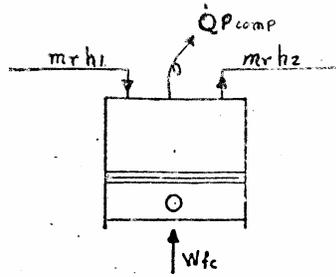


figura II.9

$$m_r h_1 + W_{fc} = m_r h_2 + Q_{p\ comp}.$$

$$Q_{p\ comp} = m_r (h_1 - h_2) + W_{fc}.$$

$$W_{fc} = 0.15 F (2\pi N_m / 60) \quad (\text{Watts})$$

$$N_m = 3.5 N_c. \quad (\text{rev/ min})$$

$$Q_{p\ comp} = \text{Calor perdido en el compresor.} \quad (\text{Watts})$$

$$W_{fc} = \text{Potencia al freno del compresor.} \quad (\text{Watts})$$

$$m_r = \text{Flujo de Refrigerante.} \quad (\text{Kg/ seg})$$

$$F = \text{Fuerza en el Dinamómetro.} \quad (\text{Nw})$$

$$N_m = \text{Velocidad del motor.} \quad (\text{rev/ min})$$

$$N_c = \text{Velocidad del compresor.} \quad (\text{rev/ min})$$

## 2.2.6 BALANCE DE ENERGÍA EN EL CONDENSADOR.

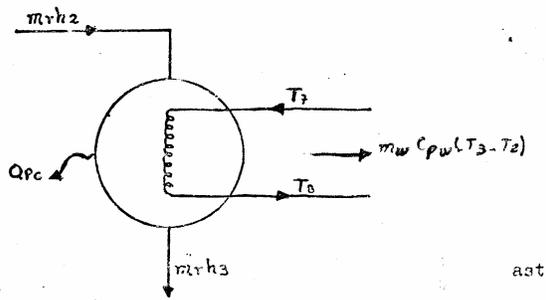


figura II.10

$$m_r h_2 = m_r h_3 + m_w C_{pw} (T_8 - T_7) + Q_{pc}$$

$$Q_{pc} = m_r (h_2 - h_3) - m_w C_{pw} (T_8 - T_7)$$

$Q_{pc}$  = Calor perdido en el condensador.

$C_{pw}$  = Calor Especifico a Presión Constante del agua. (4.186 KJ/ Kg °K)

## 2.2.7 BALANCE DE ENERGÍA EN EL EVAPORADOR.

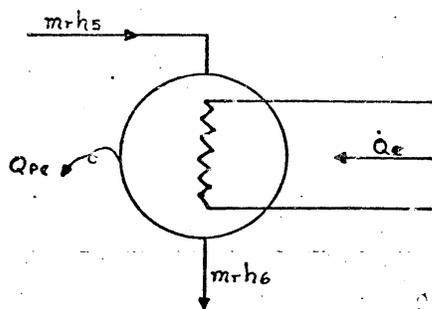


figura II.11

$$Q_e + m_r h_5 = m_r h_6 + Q_{pe}$$

$$Q_{pe} = m_r (h_5 - h_6) + Q_e$$

$$Q_e = V_e l_e$$

$Q_{pe}$  = Calor Perdido en el Evaporador. (Watts)

$Q_e$  = Calor Absorbido en el Evaporador. (Watts)

## 2.2.8 BALANCE DE ENERGÍA EN EL INTERCAMBIO DE CALOR

Este cálculo solo se hace para la prueba de intercambio de calor.

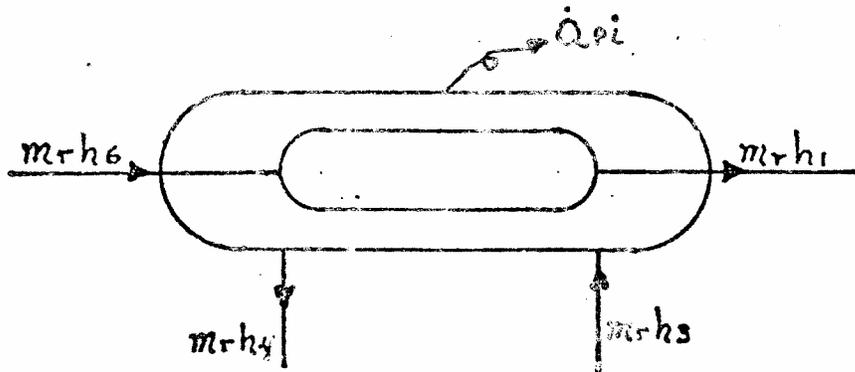


figura II.12

$$Q_{pi} = m_r [(h_6 - h_1) + (h_3 - h_4)]$$

$Q_{pi}$  = Calor perdido en el intercambio de calor. (Watts)

## 2.2.9 COEFICIENTE DE OPERACIÓN DEL REFRIGERADOR.

En base a un ciclo ideal de compresión isentrópica.

$$COP = (h_6 - h_5) / (h_{2s} - h_1)$$

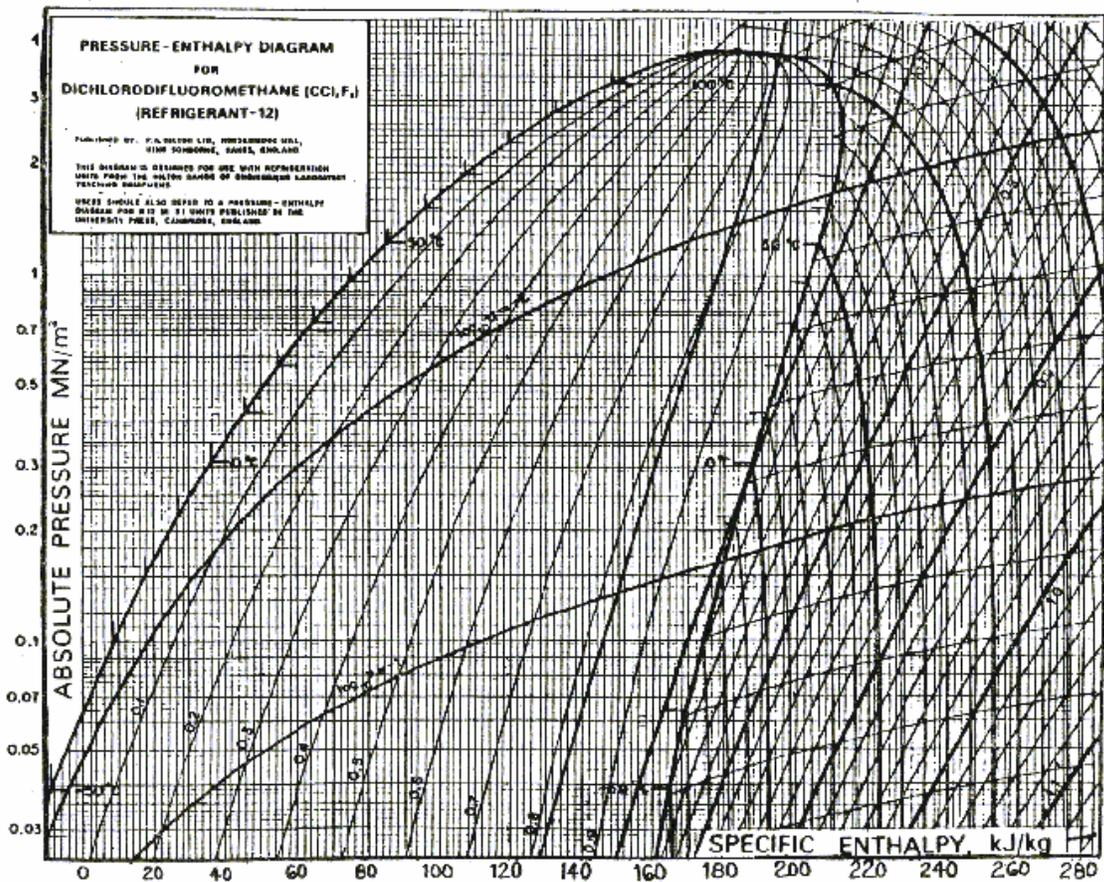


Figura II.13 Diagrama p-h del refrigerante R<sub>12</sub>

## 2.3 EJEMPLO DE APLICACIÓN

### 2.3.1 PROBLEMA REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

El ciclo representado en la figura representa el funcionamiento de un refrigerador entre dos isobáricas y dos adiabáticas; para que al cabo de cada 1.5 horas extraiga una cantidad de calor equivalente a 30000 Kcal. desde las temperaturas - 25°C hasta 24°C.

- Evaluar el coeficiente térmico.
- ¿Cuánto aire circula en la cámara de refrigeración?
- ¿Qué trabajo es necesario para llevar a cabo el proceso técnico si la presión máxima vale 250 atm abs y la presión mínima 50 atm abs?
- ¿Cuánto vale el coeficiente térmico en un ciclo de Carnot ?
- ¿Cuáles son las dimensiones de la máquina refrigeradora descrita? (suponer una potencia refrigerante específica de 860 cal/kg Wh.)

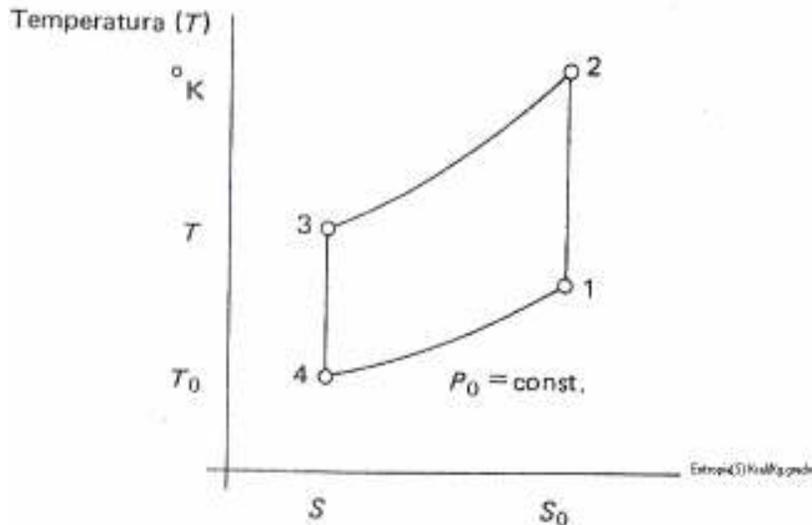


Figura II.14 la figura representa el funcionamiento de un refrigerador entre dos isobáricas y dos adiabáticas

$$\left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = S$$

Entonces:

$$T_1 = T_0$$

$$T_3 = T$$

$$T_2 = T_0 S$$

$$T_4 = T_0 / S$$

$$Q_0 = NC_p \left( T_0 - \frac{T}{S} \right) i$$

### 2.3.2 a) Evaluando el coeficiente térmico

$$E = \frac{Q_0}{Q - Q_0} E = \frac{T_0 - T/S}{T_0 S - T - (T_0 - T/S)} = \frac{\frac{T_0 S - T}{S}}{T_0 S - T - \left(\frac{T_0 S - T}{S}\right)} = \frac{\frac{T_0 S - T}{S}}{\frac{T_0 S^2 - TS - T_0 S + T}{S}}$$

$$E = \frac{T_0 S - T}{T_0 S^2 - TS - T_0 S + T} = \frac{T_0 S - T}{T_0 S - T(S - 1)} =$$

$$E = \frac{1}{S - 1}$$

$$S = \left(\frac{250}{50}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = (5)^{0.2857} = 1.5838 \text{ Kcal / kg} \cdot \text{grado};$$

$$E = \frac{1}{1.5838 - 1} = \frac{1}{0.5838} = 1.7129$$

$$E_{Carnot} = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{273 - 25}{(273 + 24) - (273 - 25)} = \frac{248}{49} = 5.06$$

### 2.3.3 Comparación de rendimiento

$$\frac{E}{E_{Carnot}} = \frac{1.7129}{5.06} = 0.34; 34\% \text{ Más rendimiento en un ciclo Carnot}$$

Dado que la:

Potencia refrigerante específica es: 860kcal/Kwh. el poder refrigerante será

$$k = 860E = 860(1.7129) = 1473kcal / kwh$$

$$k = 1473 \times 1.5 = 2209.5kcal / kwh \times cada 1.5horas$$

### 2.3.4 La temperatura máxima será:

$$T_2 = T_0 S;$$

$$T_2 = 248(1.5838)$$

$$T_2 = 392.78^\circ K;$$

$$t_2 = 119.78^\circ C$$

### 2.3.5 La temperatura mínima será

$$T_4 = \frac{T}{S} = \frac{T_3}{S}; T_4 = \frac{297}{(1.5838)} = 187.52^\circ K$$

$$T_4 = 187.52^\circ K;$$

$$t_4 = -85.48^\circ C$$

$$Q_{41} = Cp \left( T_0 - \frac{T}{S} \right);$$

$$Q_{41} = 0.24(266 - 187.52)$$

$$Q_{41} = 18.84 \text{ Kcal / kg}$$

b)

**2.3.6 La cantidad de aire circulante por cada 1.5 h será:**

$$N' = \frac{Q_0}{Q_{41}}; N = \frac{30000}{18.84} \left( \frac{1}{1.5} \right) = 1061.57 \text{ Kg En cada 1.5 h}$$

c)

**2.3.7 Trabajo**

$$AW = H_2 - H_1 - (H_3 - H_4);$$

$$AW = Cp[T_2 - T_0 - (T - T_4)];$$

$$AW = 0.24[392.78 - 248 - (297 - 187.52)]$$

$$AW = 0.24(35.30)$$

$$AW = 8.47 \text{ Kcal / kg}$$

**2.3.8 El calor cedido en aire circulante de 1.5 horas**

$$Q = Q_0 + AW ;$$

$$Q = 30000 + (8.47)(1061.57)$$

$$Q = 30000 + 8991.5$$

$$Q = 38991.5 \text{ Kcal / kg En 1.5 horas}$$

La potencia que deberá ocupar el compresor será de:

$$Pot = NCp(T_2 - T_0);$$

$$Pot = (1061.57)(0.24)(392.78 - 248)$$

$$Pot = 36886.59 \text{ K cal cada } 1.5 \text{ horas}$$

$$Pot = (36886.59)(1.5)$$

$$Pot = 55329.88 \text{ Kcal / h}$$

### **2.3.9 Con la potencia refrigerante especificada de 860 Kcal. /Kwh.**

$$Pot_k = \frac{55329.88}{860} = 64.34 \text{ Kw}$$

Y con una potencia de en el motor de:

$$Pot_M = 1061.57(0.24)(297 - 187.52)$$

$$Pot_M = 27892 \text{ K cal /en cada } 1.5 \text{ horas}$$

$$Pot_M = (27892)(1.5) = 41839 \text{ K cal/h}$$

### **2.3.10 Para la potencia refrigerante especificada de 860 K cal /K w h**

$$Pot_M = \frac{41839}{860} = 48.65 \text{ K w}$$

### **2.3.11 De esta manera la potencia neta será**

$$Pot = Pot_k - pot_M = 64.35 - 48.65$$

$$Pot = 15.60 \text{ Kw.}$$

Para comprobar en todo el aire circulante:

$$Pot = \frac{AW}{860} = 1061.57 \frac{(8.47)}{860} (1.5)(HORAS)$$

$$Pot = 15.60kw$$

O también

$$Pot = \frac{Q_0}{K} = \frac{30000}{2209.5}$$

$$Pot = 13.57kw^*$$

**2.3.12 El volumen de aire aspirado por el compresor será:**

$$V_1 = NR \left( \frac{T_0}{P_0} \right);$$

$$V_1 = 1061.57 \left( \frac{248}{50 \times 10^4} \right) =$$

$$V_1 = 52.65m^3 \text{ En cada 1.5 horas}$$

El volumen de la cilindrada del motor será de:

$$V_4 = NR \left( \frac{T_4}{P_0} \right);$$

$$V_4 = 1061.57 \left( \frac{187.52}{50 \times 10^4} \right)$$

$$V_4 = 39.81m^3 \text{ En cada 1.5 horas}$$

---

<sup>4</sup> \* Los dos KW faltantes son debidos a que en realidad  $T_3 > T$  Y  $T_1 < T_0$  por ello se producen pérdidas por radiación en todas las zonas frías.

**2.3.13 La relación entre volúmenes de la cilindrada del motor y del compresor será de:**

$$\frac{V_4}{V_1} = \frac{T_4}{T_0} = \frac{T}{T_0 S} = \frac{T}{T_2};$$

O bien

$$\frac{T}{T_2} = \frac{297}{392.78} = 0.7563$$

$$\frac{V_4}{V_1} = \frac{39.81}{52.65} = 0.7561$$

## **2.4 A continuación se definen algunas características de los refrigerantes**

Son usados en ciclos de Carnot de operación cuyo sistema es la bomba de calor

Entendemos por sustancia refrigerante cualquier fluido que ebulle a una temperatura cercana al punto de congelación del agua .Actualmente son usadas numerosas sustancias de refrigerantes, por lo que es prudente mencionar algunas de las características más importantes que debe reunir un agente de este tipo:

El refrigerante deberá ser capaz de absorber con facilidad una gran cantidad de calor, prácticamente esto significa que tendrá un valor muy bajo en su  $C_p$  capacidad calorífica a presión constante.

Deberá ser de baja densidad en estado líquido, lo que permitirá que con pequeñas diferencias de presión evapore sin dificultad y logre un fácil acceso dentro de los serpentines que integran el intercambiador de calor que permite la extracción del calor del sistema a refrigerar.

Deberá congelarse a una temperatura menor que la temperatura a la que se congela cualquier fluido que intervenga en el sistema, ya que de no ser así, cabe la posibilidad de interrupción del ciclo por solidificación del refrigerante.

Deberá congelarse a una temperatura a la que se congela cualquier fluido que intervenga en el sistema, ya que de no ser así, cabe la posibilidad de interrupción del ciclo por solidificación del refrigerante.

Finalmente no deberá ser: inflamable, explosivo, corrosivo y por lo demás, deberá ser barato.

## Capítulo 3

### 3. METODOS DE SELECCIÓN DE COMPRESORES

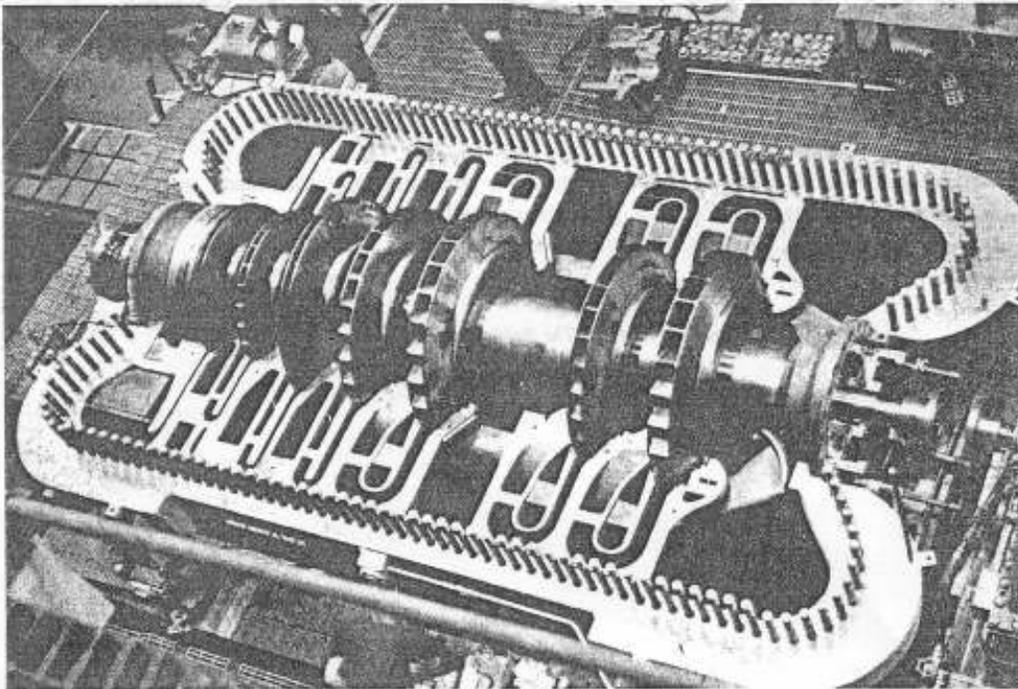


Figura III.1

#### 3.1 CLAVES PARA LA SELECCIÓN DE COMPRESORES

<sup>1</sup>El manejo de gases en las plantas de proceso va desde presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. Se presenta un análisis de las características

del equipo para hacer una selección preliminar del compresor de tipo y tamaño adecuados

---

<sup>1</sup> \*Richard F. Neerken, *The Ralph A4. Parsons Co.*

En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases

La selección se basa en los fundamentos de la termodinámica, y no se debe considerar que sea tan difícil o complicada que sólo los fabricantes puedan hacer la elección inicial del compresor para condiciones dadas del proceso

Algunas aplicaciones típicas son:

Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta.

Sopladores sencillos en plantas de recuperación de azufre. Sopladores grandes en unidades de craqueo catalítico

### 3.1.2 Diagrama de flujo III.1

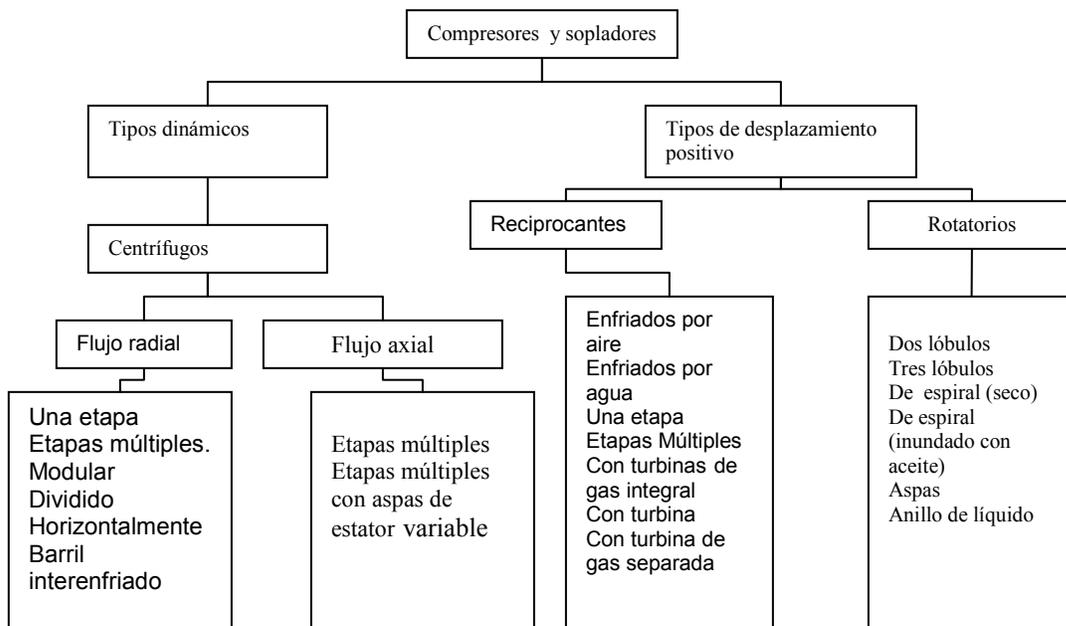


Diagrama de flujo III.1 Tipos de compresores para procesos químicos

Compresores de refrigeración de baja temperatura en unidades para etileno, polietileno.

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

Los compresores son del tipo dinámico o de desplazamiento positivo ( Diagrama de flujo III.1 ).

Los dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y axial y, en menor grado, los de emisión parcial para bajo flujo. Los tipos de desplazamiento positivo son de dos categorías básicas: reciprocantes y rotatorios.

El compresor reciprocante tiene uno o más cilindros en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un volumen positivo con cada carrera. Los rotatorios incluyen los tipos de lóbulos, espiral, aspas o paletas y anillo de líquido, cada uno con una carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entre sí, como los lóbulos o las espirales, o desplazan un volumen fijo en cada rotación.

### **3.1.3 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO**

Se debe tener cierta información acerca de:

- a) las condiciones de funcionamiento de cualquier compresor
- b) las propiedades del aire, gas o mezcla de gases que se va a comprimir

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

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



Los factores de compresibilidad, que indican la desviación con respecto a un gas ideal, se dan o calculan en las condiciones de succión y de descarga. Para el aire o para un gas puro hay disponibles gráficas de factores compresibilidad, como funciones de la presión y temperatura reales. Si no se cuenta con esas gráficas para gases mezclados se acostumbra utilizar las tablas generales de compresibilidad <sup>1,2,3,4</sup> que requieren calcular la presión, reducida,  $P_r$ , y la temperatura reducida,  $T_r$ . Estos términos se definen mediante  $P_r = P/P_c$  y  $T_r = T/T_c$ , en donde  $P_r$ ,  $T_r$  son la presión y temperatura reducidas,  $P$  y  $T$  son presión psia, y temperatura °R.

Las presiones y temperaturas se deben dar en las condiciones de succión, y la presión en las condiciones de descarga, incluso la presión de cualquier carga lateral o requisito intermedio en el ciclo total de compresión. No se da la temperatura de descarga, sino que se calcula para incluir los efectos del aumento de temperatura durante la compresión. Las presiones, por lo general, se expresan en lb/in<sup>2</sup> manométricas (psia) o en lb/in<sup>2</sup> absolutas (psig).

### 3.2.1 LAS CAPACIDADES SE PUEDEN EXPRESAR EN DIVERSAS FORMAS:

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

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

*PCME*: pies cúbicos estándar por minuto

*PCHE*: pies cúbicos estándar por hora

*MMPCDE*: millones de pies cúbicos estándar por día de 24 horas

n El gasto, en relación con las condiciones en la succión

Que se suele expresar como:

*PCMS*, ft<sup>3</sup>/min o ft<sup>3</sup>/s

$Q$  o  $Q$ , ft<sup>3</sup>/min., o ft<sup>3</sup>/s.

No importa la forma en que se exprese la capacidad, pues hay que convertirla a la capacidad en las condiciones de succión para seleccionar el compresor del tamaño correcto. Esta conversión se puede hacer con el empleo de cualquiera de las siguientes relaciones;

$$\frac{P_1 V_1}{T_1 Z_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2 Z_2} \dots\dots\dots(1)$$

En donde  $V$  es el volumen,  $P$  es la presión absoluta,  $T$  es la temperatura absoluta y  $z$  es el factor de compresibilidad. En la ecuación (i) se puede suponer que el factor de compresibilidad,  $z$ , es de 1.0 si  $P$ , y  $T$ , están a las condiciones estándar de 14.7 psia y 520°R.

$$PCMS, = Q_s = W \bar{v} = W/\rho \dots\dots\dots(2)$$

En donde  $W$  es el flujo, lb/min.,  $V$  es el volumen específico, ft<sup>3</sup>/lb., y  $\rho$  es la densidad, lb/ft<sup>3</sup>. El volumen específico,  $V$ , se puede calcular con:

$$V = Z \left( \frac{1.545}{M_w} \right) \left( \frac{T}{144P} \right) \dots\dots\dots(3)$$

En donde  $M_w$  es el peso molecular.

$$PCME = 379.46M/60 \dots\dots\dots(4)$$

En donde  $M$  es el flujo, de mol/h

$$w = M (M_w) \dots\dots\dots (4)$$

En donde W es el flujo en peso, lb/h, M es el flujo, mol /h, Mw es el peso molecular.

$$Q_1 = (PCMS) = \left[ \frac{(MMPCDE) \times 10^6}{60 \times 24} \right] \left( \frac{14.7}{P_s} \right) \left( \frac{T_s}{520} \right) \left( \frac{Z_s}{1.0} \right) \dots\dots\dots(5)$$

En donde el subíndice s denota las propiedades en las condiciones de succión.

### 3.2.2 CARGA Y CABALLAJE DEL COMPRESOR

Para cualquier compresor el caballaje requerido es:

$$(HP)_{g(ad)} WH_{ad}/33.000\eta_{ad} \dots\dots\dots(6)$$

$$H_{ad} = \left( \frac{z_s + z_d}{2} \right) \left( \frac{1545}{M_w} \right) T_s \left[ \frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{(k-1)/k} \right] \dots\dots\dots(7)$$

En donde (HP)<sub>g (ad)</sub> es el caballaje adiabático, para el gas, hp; W es el flujo en peso,

lb /min; H<sub>ad</sub> es la carga adiabática, (ft-lb)/lb; η<sub>ad</sub> es la eficiencia adiabática; z, es el factor de compresibilidad en las condiciones de succión, z<sub>d</sub> es el factor de compresibilidad en las condiciones de descarga; M<sub>w</sub> es el peso molecular, T, es la temperatura de succión, ° R, y r<sub>c</sub> es la relación de compresión, es decir p<sub>d</sub> y p<sub>s</sub>.

La temperatura de descarga adiabática,  $T_{d(a d)}$  ° R es:

$$T_{d(a d)} = T_s r_c^{(k-1)/k} \dots \dots \dots (8)$$

Ciertos tipos de compresores funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión

Se debe considerar como poli trópico. En este caso, las relaciones necesarias son:

$$(HP)_{g(poli)} = \frac{W H_{poli}}{33.000 \eta_{poli}} \dots \dots \dots (9)$$

$$H_{ad} = \left( \frac{z_s + z_d}{2} \right) \left( \frac{1545}{M_w} \right) T_s \left[ \frac{r_c^{(n-1)/n} - 1}{(n-1)/n} \right] \dots \dots \dots (10)$$

En donde  $(HP)_{g(poli)}$  es el caballaje poli trópico para el gas, hp, W es el flujo en peso, lb / min.,  $H_{(poli)}$  es la carga politrópica, (ft-lb)/lb;  $\eta_{poli}$  es la eficiencia politrópica z y z d son los factores de compresibilidad para las condiciones de succión y de descarga, M w es el peso molecular  $T_s$  es la temperatura de succión, °R, y  $r_c$  es la relación de compresión.

La temperatura de descarga politrópica,  $T_{d(poli)}$ , se calcula con

$$T_{d(poli)} = T_s R_c^{(n-1)/n} \dots \dots \dots (11)$$

El valor de la cantidad n en las diversas relaciones politrópicas

Se obtiene con

$$\left(\frac{n-1}{n}\right) = \left(\frac{k-1}{k}\right) \left(\frac{1}{\eta_{pol}}\right)$$

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

$$H_{ad} = 778Ah \dots\dots\dots (12)$$

En donde h es la entalpía, Btu / lb.

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

$$\eta_{ad} = \left[ \frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{r_c^{(n-1)/n} - 1} \right] \dots\dots\dots (13)$$

### 3.3 VELOCIDAD ESPECÍFICA

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

$$H_2 = \sqrt{\frac{Q}{H}}^{3/4}$$

Cuando se utiliza la ecuación anterior para compresores, la velocidad N se expresa en rpm, la capacidad Q, en ft<sup>3</sup>/s en las condiciones de succión, y la carga H, en (ft-lb)/lb.

Otra cantidad adimensional para impulsores o rotores

Es el diámetro específico,  $D_s$  definido con

$$D_z = \frac{DH^{3/4}}{\sqrt{Q}}$$

En donde D es el diámetro del impulsor o el rotor, f t.

En la siguiente grafica se muestra la velocidad específica (Figura III.2) en la cual se combinan las relaciones de las ecuaciones ( $N_s$ ) y ( $D_s$ ). Si se utiliza esta gráfica, debe ser sobre la base de carga por etapa; es decir, se debe seleccionar cada impulsor o etapa con respecto a la capacidad de entrada y carga para esa etapa. Aunque la experiencia que se tenga con los compresores de tipos existentes muchas veces no requerirá consultar la Figura III.2, ésta ofrece una correlación lógica para seleccionar el tipo de compresor para una aplicación dada.

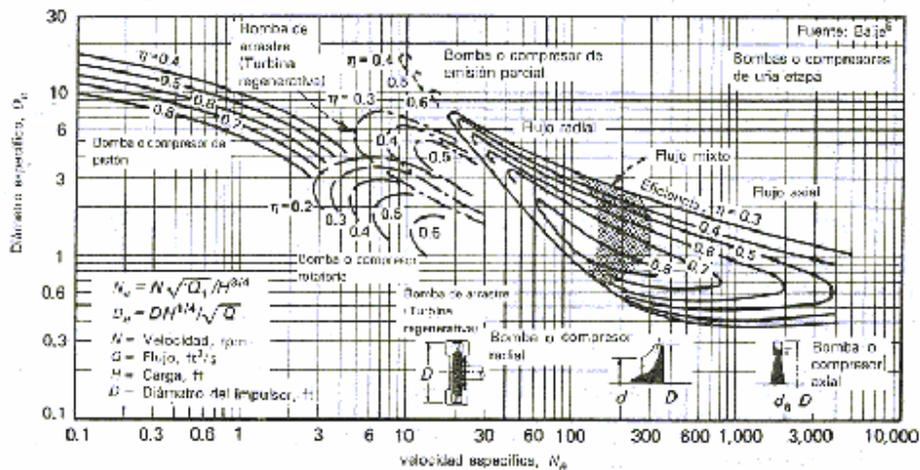


Figura III.2

### **3.4 COMPRESORES CENTRÍFUGOS DE ETAPAS MULTIPLES**

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor, la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples, que tienen muchas aplicaciones. El más común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo número puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento.

Hay disponibles algunos para flujos desde 1 000 hasta 100 000 PCMS, con cargas politrópicas totales de 20 000 a 100 000 (ft-lb.)/lb, con base en el número de impulsores o etapas en cada carcasa. Estas carcasas, a veces, están dispuestas con impulsores opuestos para la compensación parcial del empuje y para simplificar los problemas de diseño de cojinetes de empuje, tambores de compensación y sellos para los ejes.

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

La actual Norma API 617 para Compresores Centrífugos, especifica que las carcasas tipo barril se deben utilizar para presiones superiores a unas 200 a 250 psig si el contenido de hidrógeno de la mezcla de gases es de 70% o mayor, para evitar las fugas; sus capacidades son entre 1 000 y 100 000 PCMS, y se han construido carcasas para presiones hasta de 10 000 psig.

El compresor de aire más común en la actualidad es el de tres o cuatro etapas con interenfriador, en tamaños que van desde 500 hasta 70 000 PCMS, basados en aire atmosférico comprimido a 125 psig.

En servicio con gases, en especial si son corrosivos, tóxicos o están sucios, no se utilizan mucho.

En este tipo, los impulsores están montados sobre ejes de piñones que giran a diferentes velocidades en las etapas sucesivas.

Esto le permite al diseñador lograr óptimas dimensiones y eficiencia con un volumen de aire o de gas que se reduce en forma continua, debido a la compresión. Esto permite que el compresor sea más eficiente que los convencionales de un solo eje para gas o aire.

Un derivado compresor de etapas múltiples que se utiliza mucho, es el tipo de carcasa con tornillos externos

o modular, destinado a servicio con aire o gas a baja presión.

Se utiliza para flujos de entre 400 y 20 000 PCMS con cargas hasta de 18 000 a 20 000 (ft-lb)/lb. La carcasa se ensambla por módulos, que son anillos en forma de rosca que contienen, cada uno, una sección de difusor y un impulsor; funciona de 3 000 a 4 000 rpm, lo que permite el empleo de cojinetes de bolas con anillo de aceite o lubricados con grasa. Además, las bajas velocidades en las puntas permiten emplear

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

También hay tipos modulares para velocidades más altas, para flujos de 500 a 15000 ft<sup>3</sup>/min y cargas hasta de 60000 ft, con una sola carcasa. Este tipo modular tiene cojinetes, sellos, eje e impulsor para alta velocidad, pero cuesta mucho menos que el de etapas múltiples con carcasa dividida en sentido horizontal. Todos estos tipos tienen limitaciones mecánicas, debidas a la rigidez del eje y cojinetes, flexión del eje, velocidad crítica y problemas dinámicos con el rotor.

Cuando el proceso requiere mayor carga que la que se puede producir con el número máximo de impulsores en una sola carcasa, se pueden utilizar dos o tres

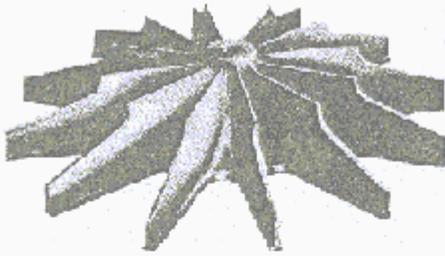
carcasas en serie hasta con 25 o 30 impulsores en serie. La selección de esta combinación también requiere determinar lo siguiente, es decir, a) calcular los PCMS (ft<sup>3</sup>/min en la succión) con cualquier carcasa que se considere, b) carga adiabática o politrópica total en esa etapa o sección y c) hacer concordar los tamaños y velocidades disponibles para carcasas e impulsores, con engranes de reducción de velocidad o sin ellos, para obtener la serie completa de carcasas.

Antes de selección un compresor de etapas múltiples, hay que tener muy en cuenta el aumento de temperatura durante la compresión. Si las temperaturas de descarga son superiores a 350° F, se debe incluir algún sistema para enfriar el gas, con el fin de evitar el riesgo con los gases calientes de descarga o problemas con los materiales de construcción a altas temperaturas. Por lo general, se necesitan interenfriadores para los gases después de cada etapa, antes de que haya compresión adicional (en algunos tipos) o después de cada cierto número de etapas.

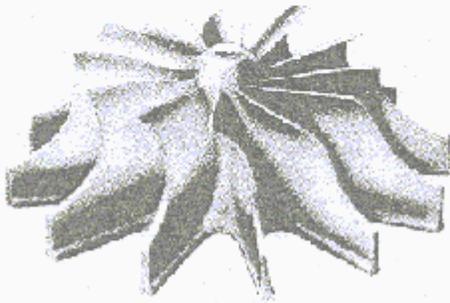
<sup>3</sup>

---

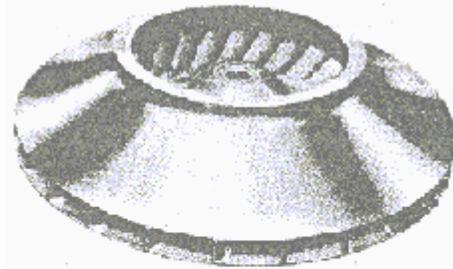
<sup>3</sup> Figura III.3 Impulsores de una etapa para compresores



Impulsor radial abierto



Impulsor con ábsector abierto



Impulsor cerrado

Impulsores de una etapa para compresores

Tabla III.2 Cálculo para el compresor centrífugo			
Identificación	Compresor de recirculación	Selección alterna	Fuente o aplicación
Capacidad MMPCDE		Misma	Dada
Capacidad, $W$ , lb/h	80 -		Dada (a veces)
Capacidad de succión, $Q$ , PCME	2 961	←	Ecuación (5)
Presión de succión, $P_s$ , psia	300	-	Dada
Temperatura de succión, °F	100	←	Dada
Temperatura de succión, °R	560	←	Dada
Humedad relativa, %	-	←	Dada (si es aire)
Presión de descarga, $P_d$ psia	450	←	Dada
Peso molecular, $M$ ,	5.524		Dada
Constante del gas, $R = 1545 / M_n$	279.69	←	Calculada
Razón de calores específicos, $k$	1.343	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad en la succión, $z_s$	1.01	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad en la descarga, $z_d$	1.022	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad promedio ( $z_s + z_d$ )/2	1.016	←	Calculada
Volumen específico, $V$ , ft <sup>3</sup> / lb	3.66	←	PCMS= $Q_s=WV=W/\rho$
Flujo en peso, $W$ , lb/min.	809	←	PCMS= $Q_s=WV=W/\rho$
Exponente del calor específico, ( $k - 1$ ) $k$	0.255	←	Calculada
Velocidad acústica en la entrada, $U_a$ , ft/s	2.616	←	$U_a = \sqrt{KgRT_s Z_s}$
Relación de compresión, $r_c = P_d/P_s$	1.5	←	Calculada
Coefficiente de carga, $\mu$	0.49	←	Tabla iv
Eficiencia politrópica, $\eta_{pol}$ %	73	←	Figura 4
Diámetro nominal del impulsor, $D$ , in	18	←	Tablas 1v
Razón del exponente politrópico, ( $n - 1$ ) / $n = Y$	0.349	←	$y = \frac{(k - 1) / k}{\eta_{pol}}$
$(r_c)^y$	1.152	←	Calculada
Temperatura de descarga, politrópica, $T_d$ °R	645	←	$T_d = T_s(r_c)^y$
Temperatura de descarga, politrópica, $T_d$ °F	185	←	
carga politrópica, $H_{pol}$ , (ft -lb)/lb	69 307	←	Ecuación 10
Caballaje del gas, ( $H_p$ ) pol, hp	2 328	←	Ecuación 9
perdida de caballaje en cojinetes, hp	28	34	Selecciónese en la Fig. 6
perdida de caballaje en sellos, hp	27	35	Selecciónese en la Fig. 6
perdida de caballaje, caja de engranes	0	0	Ninguno. Empleese turbina de vapor. Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje total al freno, bhp	2 383	2397	
velocidad en la punta de impulsor, máxima, $U$ ft/s	900*		$U \leq 0.9$ a $1.0 (U_a)$
velocidad en la punta del impulsor, real	807	871	$u = \sqrt{\frac{H_{pol} g}{N_{st} \mu}}$
Número de etapas, $N_e$ t	7	6	Con la relación precedente
tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	#2	#2	Tabla 1v o con el fabricante
velocidad de rotación, $N$ , r p m	10.267	11081	$N=229 U/D$
Coefficiente de flujo en la succión, $\phi_s$	0.0346	0.0321	Ecuación 17
Coefficiente de flujo en la descarga, $\phi_d$	0.0269	0.0249	Ecuación 17
Coefficiente de flujo en la descarga En este ejemplo, la velocidad máxima en la punta del impulsor se establece por las limitaciones en el esfuerzo en un impulsor convencional de aspas de curvatura inversa ,no por comparación con la velocidad acústica .Conclusión :La selección preliminar en un compresor centrífugo de 7 o de 6 etapas, sin interenfriamiento , que requiere alrededor de 2 400 bhp y funciona a 10 267 u 11 081 r p m.			

### 3.5 MÉTODOS PARA CÁLCULOS

El flujo en peso, la capacidad de succión, la carga adiabática o la politrópica y el caballaje aproximado se pueden calcular con rapidez mediante las relaciones básicas ya descritas. En los dos ejemplos siguientes se resumen los procedimientos.

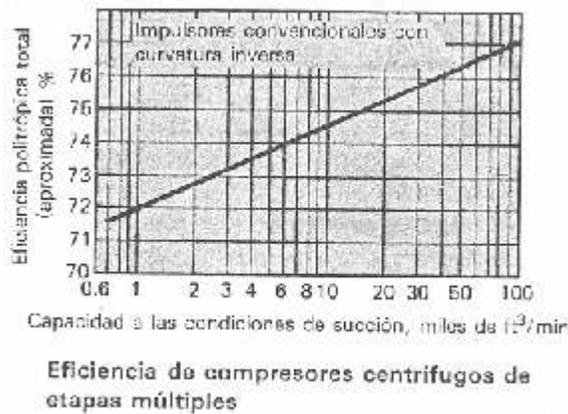


Figura III.4

#### 3.5.1 EL COEFICIENTE DE CARGA $\mu$ Y EL COEFICIENTE DE FLUJO $\phi$

El coeficiente de carga  $\mu$  y el coeficiente de flujo  $\phi$ , son valores adimensionales que se utilizan para describir el rendimiento de cualquier impulsor sencillo o grupo de ellos en el compresor.

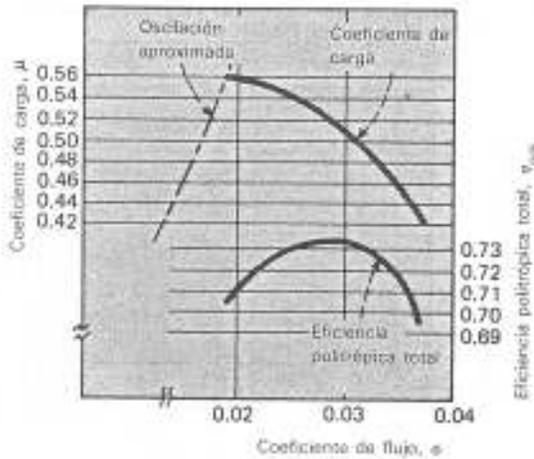


Fig. 5 Rendimiento de un compresor centrífugo

Figura III.5

### 3.5.2 LA RELACIÓN SE PUEDE PRESENTAR COMO CURVA DE RENDIMIENTO

La relación se puede presentar como curva de rendimiento (Figura III.5). Se escoge el valor de  $\mu$  a la máxima eficiencia, o cerca de ella, para la selección Primaria. Los coeficientes de carga y de flujo se definen con:

$$\mu = H_{st}g/U^2$$

$$\phi = 700Q_s / N D^3$$

En donde  $H_{ST}$  es la carga por etapa, ft.,

$g$  es la constante de la gravedad,  $32.2 \text{ ft} / \text{s}^2$

$U$  es la velocidad en la punta del impulsor,  $\text{ft} / \text{s}$ .,

$Q$  es la capacidad en la entrada,  $\text{ft}^3/\text{min}$ .,

$N$  es la velocidad del impulsor,  $\text{rpm}$ .,

$D$  es el diámetro del impulsor, ft.

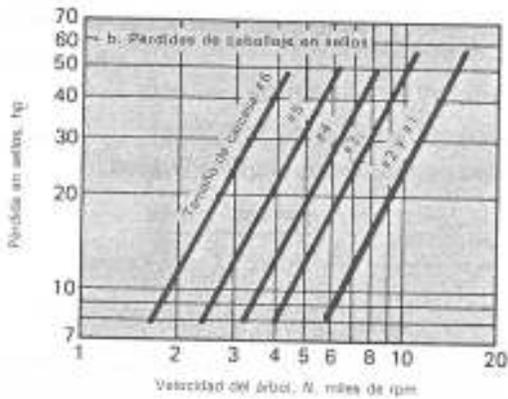
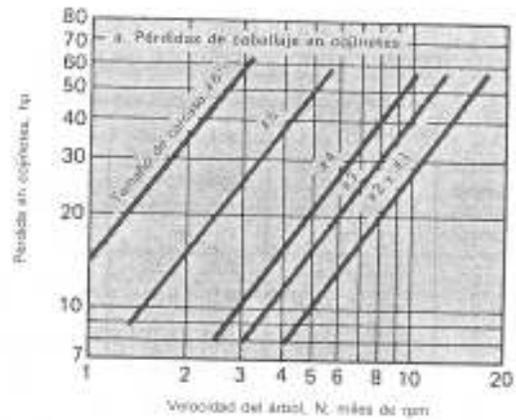


Figura III.6

Después de determinar el caballaje para el gas con cualquiera de los métodos, se deben sumar las pérdidas de caballaje por fricción en los cojinetes, sellos y engranes de reducción.

En la Figura III.6 se muestran las pérdidas probables para compresores convencionales de etapas múltiples, con base en que tengan sellos de película de aceites.

### 3.6 TODOS ESTOS CÁLCULOS SÓLO DAN RESULTADOS PRELIMINARES.

El diseñador del compresor hace determinaciones más exactas con base en los datos de un impulsor, lo cual permite una selección “rueda a rueda” en la que el rendimiento de cada una se determina sobre la base de sus condiciones específicas en la entrada y después se suman para obtener el rendimiento total.

Tamaño nominal	Limites de flujo Ft <sup>3</sup> /min	Coefficiente de carga, promedio, $\mu$	de Diámetro nominal del impulsor, Dr In
1	800 a 2.0000	0.48	14 a 16
2	1,500 a 7,000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4,000 a 12,000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6,000 a 17000	0.51 a 0.52	24
5	8,000 a 35,000	0.51 a 0.52	32
6	35,000 a 65,000	0.53	42 a 45
7	65,000 a 100,000	0.54	54 a 60

Tabla III.3 Valores para la selección preliminar de

Compresores centrífugos de etapas múltiples

TABLA III.4

Tabla III Ejemplo 4. Método del diagrama de Mollier

Cálculos para compresor centrífugo				
Sección o etapa	Primera	Carga lateral	Segunda	Fuente o explicación
Gas	Propano	←	←	Dada
Peso molecular, $M_w$	44	←	←	Dada
Razón de calores específicos, $K$	1.13	←	←	Dada
Compresibilidad, $z_1$	0.95	----	0.915	Dada; o en tablas o el diagrama de Mollier
Carga, $W_1$ , lb/h	64,200	----	----	Dada
Carga, $W_1$ , lb/min	1,070	----	----	
Carga agregada, $W_2$ , lb/h	----	42,300	----	Dada
Carga agregada, $W_2$ , lb/min	----	705	----	
Cara total, $W_1 + W_2$ , lb/min	1 070	----	1 775	
Presión de succión, $P_1$ , psia	24	56	56	Dada
Temperatura de succión, $t_1$ , °F	-20	+20	+35*	Dada (o calculada)
Temperatura de succión, $T_1$ , °R	440	480	495	
Entalpía de succión, $h_1$ , Btu/lb	104.5	115	122.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de succión, $\bar{v}_1$ , ft <sup>3</sup> /lb	4.25		1.96	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de succión, $Q_1$ , ft <sup>3</sup> /min	4 548		3,479	Ecuación (2)
Presión de descarga, $P_2$ , psia	56		215	Dada
Entalpía de descarga, $h_{2ad}$ , Btu/lb	123		151.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
$\Delta h$ (adiabática), Btu/lb	18.5		29	$\Delta h = h_{2ad} - h_1$
Carga adiabática, (ft-lb)/lb	14 393		22 562	Ecuación (12)
Eficiencia politrópica, $\eta_{pol}$ , %	73.5		73.3	Figura 4
Eficiencia adiabática, $\eta_{ad}$ , %	72.5		71.5	Ecuación (13)
$\Delta h$ (politrópica) Btu/lb	22.5		40.6	$\Delta h_{pol} = h_{2ad}/\eta_{ad}$
Entalpía politrópica, Btu/lb	127		162.8	$h_1 + \Delta h_{pol}$
Temperatura de descarga, °F	48		162	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de descarga, $v_2$ , ft <sup>3</sup> /lb	2.0		0.58	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de descarga, $Q_2$ , ft <sup>3</sup> /min	2,140		1 030	$Q_2 = w_2 v_2$
Caballaje del gas, $(HP)_{gas}$ , hp	644		1 697	Ecuación (6)
Pérdidas en cojinetes y sellos, hp		63		
Pérdida en engranes (si los hay), hp		47		Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje al freno total, bhp		2,451		
Tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	#2		#2	
Número de etapas, $N_s$	2		3	Estímese
Diámetro preliminar del impulsor, $D$ , in.	17.5		18	Tabla IV o datos del fabricante
Coefficiente preliminar, de carga $\phi$	0.50		0.49	Tabla IV o datos del fabricante
Velocidad preliminar en las puntas, $U$ , ft/s	681		703	$U = \sqrt{H_{2ad}/N_s \mu}$
Velocidad acústica, $U_s$ , ft/s	731		761	$U_s = \sqrt{kgRT_2}$
Relación $U/U_s$	0.932		0.924	$\approx 0.9$ a $1.0$
Velocidad del eje, $N$ , rpm	8 943		8 943	$N = 229U/D$

### **3.7 PREDICCIÓN DEL RENDIMIENTO DEL COMPRESOR EN CONDICIONES NUEVAS**

Por lo general ,el rendimiento de los compresores centrífugos se documenta durante las pruebas de campo en el sitio de instalación .

Los datos exactos de prueba harán posible predecir el rendimiento del compresor con gases o características de operación diferentes en cierta fecha futura.

Más aun debido a que las dimensiones del impulsor del compresor centrífugo suelen fabricarse de acuerdo con el cliente para una condición de operación específica ,puede ser necesario realizar ajustes para alcanzar un rendimiento específico.

Con frecuencia si existe una consecuencia considerable entre el rendimiento propuesto y el rendimiento en el banco de prueba, es necesario llegar a una nueva velocidad para las máquinas impulsadas con velocidad variable o a ajustar los impulsores para máquinas impulsadas por motor. De manera similar, los propietarios del compresor pueden desear determinar la manera en que se desempeñará una máquina con un gas diferente o con algunos parámetros nuevos de operación .

Los números adimensionales proporcionaran una forma conveniente para predecir el rendimiento fuera de diseño.

#### **3..7.1 DOCUMENTACION DE LAS PRUEBAS DE RENDIMIENTO**

El conocimiento del rendimiento del compresor existente es un requisito previo para determinar su rendimiento en condiciones nuevas .

Sin embargo ,no todos los fabricantes de compresores documentan los resultados de la prueba de rendimiento en el mismo formato .Muchos de ellos utilizan ahora

programas de computadora para registrar o mostrar resultados .En algunos lugares aún se recurre a cálculos manuales que luego se muestran en forma de curva.

Las respuestas son satisfactorias en la mayoría de los casos cuando se trata de adaptar la máquina existente a cambios en los parámetros de operación dentro de una banda angosta .Incluso, esto puede ser más sencillo para un impulsor de velocidad variable.

### **3.7.2 PARAMETROS DE DISEÑO**

#### **3.7.2.1 ¿QUÉ AFECTA AL RENDIMIENTO?**

Para juzgar el rendimiento de una máquina en condiciones fuera de diseño ,es necesario conocer cuáles factores son de importancia fundamental.

El examen de un compresor se facilita si se comprenden las leyes de similitud que lo rigen, así como a través del uso de números adimensionales.

Esto proporcionará una visión sobre cómo puede adaptarse una máquina a demandas variantes tales como, cambios de carga, cambios no previstos en las propiedades termodinámicas o, tratar de evaluar la factibilidad de utilizar la máquina existente para una aplicación diferente.

Con frecuencia, cuando se vende una máquina ,la información básica sobre la geometría del impulsor permanece como propiedad del fabricante .Sin embargo ,si se emplean solo tres reglas prácticas y se comprenden los coeficientes adimensionales resaltados con anterioridad en nuestro texto, esto permitirá aproximar en forma muy cercana el comportamiento de la máquina:

- La carga de un compresor varía con el cuadrado de la velocidad de la punta.
- El flujo manejado por el compresor varía de manera directa con la velocidad de la punta y el diámetro del impulsor.
- Todo el concepto del diseño de una máquina centrífuga puede separarse en dos áreas desde el punto de vista del fabricante: termodinámica y mecánica.

### 3.8 TERMODINÁMICA

Para el gas propuesto, con propiedades termodinámicas, caudal y relaciones de presión definidos por el usuario original, el fabricante selecciona la geometría correcta del impulsor. Aquí, el fabricante empleará invariablemente números adimensionales versus coeficiente de presión  $\psi$ , coeficiente de flujo  $\Phi$ , y su relación con la eficiencia politrópica  $\eta_p$ . Esto ayudará a seleccionar la geometría del impulsor, su número y configuración.

En tanto que es evidente que el fabricante utiliza estos parámetros para seleccionar los componentes, de igual manera, nosotros podemos utilizarlos para predecir el rendimiento de la máquina en otras condiciones.

Estos números adimensionales muestran la relación entre carga, flujo, velocidad de la punta y eficiencia para una geometría seleccionada del álabe.

Es raro que se presente como información estándar. Sin embargo, uno puede calcularlos y trazar sus gráficas donde se muestre su relación con los datos de la prueba de rendimiento. La sencillez de este ejercicio se apreciará cuando el ingeniero investigador tenga muchas máquinas en su planta. Y, dado que la teoría detrás de todo esto se explicó con anterioridad, el resto de este escrito describe las fórmulas relacionadas y proporciona un ejemplo.

### 3.8.1 MECÁNICA

Después de seleccionar los impulsores, el fabricante considerará lo siguiente:

- Selección de material
- Tipo de orientación de la línea de división y configuración de la carcasa
- Distribución del rotor, dependiendo del tipo de carcasa y el número de impulsores.
- Esto involucrará la distancia entre cojines, la determinación de su tamaño ,el cálculo de las velocidades críticas y el aseguramiento de que se encuentren dentro del rango de velocidad de operación .También necesitará decisiones de diseño para finalizar:
  - Diseño del sello y componentes del sistema sellado
  - Sistema de lubricación
  - Especificación nominal del impulsor

Desde el punto de vista de una aplicación futura, uno debe tener respuestas satisfactorias a varias preguntas antes de tomar una decisión para operar un compresor existente bajo nuevas condiciones:

- ¿Son capaces los impulsores existentes de satisfacer los requisitos de flujo y carga?
- ¿La velocidad seleccionada se encuentra dentro de un rango aceptable para la máquina existente?
- ¿La presión de la carcasa y el tipo de orientación de la división son satisfactorias para la nueva aplicación?
- ¿La selección del material de la máquina instalada es aceptable?
- ¿El sistema de sellado es capaz de manejar la nueva aplicación?
- ¿Los requisitos de potencia se encuentran dentro de la capacidad nominal del impulsor existente?

Las respuestas serán satisfactorias en la mayoría de los casos cuando se trata de adaptar la máquina existente a cambios en los parámetros de operación dentro de una banda angosta. Incluso, esto puede ser más sencillo para un impulsor de velocidad variable.

### **3.8.2 QUE BUSCAR EN LOS DOCUMENTOS DE LOS PROVEEDORES.**

Existen muchos registros de inspección remitidos por el proveedor .Sería benéfico reducir los datos para todas las máquinas centrífugas que se comparan de múltiples fuentes ,a un formato común .Así mismo es importante conocer por qué se hace la referencia inicialmente a los datos de rendimiento obtenidos en la planta del fabricante. Dado que la máquina es nueva, los pasajes que se encuentran limpios y las holguras están de acuerdo con la recomendación de diseño, por lo cual, es evidente que estos datos ayudarán al usuario a seguir los cambios de rendimiento que se presentan con el tiempo.

### **3.8.3 DATOS DE PRUEBA DE RENDIMIENTO**

Como ya se indicó antes, todos los fabricantes presentan los datos . En formatos diferentes. Por lo tanto, es necesario arreglarlos para separar los datos de cinco parámetros que, por lo normal, se toman en la prueba de rendimiento.

- Carga politrópica
- Eficiencia politrópica
- Flujo de admisión
- Pérdidas mecánicas
- Velocidad crítica

Los últimos dos puntos se obtienen a partir de la prueba de funcionamiento mecánico .Las pruebas de funcionamiento mecánico son indispensables para los compresores centrífugos y es común que se realicen antes de la prueba opcional de rendimiento en el taller.

Otros registros de inspección que deben revisarse para indagación son:

- Número de impulsores
- Diámetros de los impulsores individuales

Además es necesario conocer:

- Presión de diseño de la carcasa ,presión de prueba, hidráulica o neumática y su división
- Tipo de sello y presión y flujo de sistema de sello
- Metalurgia de las piezas importantes
- Capacidad nominal y rango de velocidad del impulsor.

#### **3.8.4 ILUSTRACIONES Y EJEMPLO**

La tabla subraya nuestra nomenclatura y las formulas relacionadas,.A continuación, un ejemplo mostrará el método empleado para llegar a conocer el rendimiento en las condiciones nuevas .Los resultados se compararán siempre con las capacidades nominales del compresor y de su impulsor y, del equipo relacionado corriente arriba y corriente abajo para verificar la factibilidad.

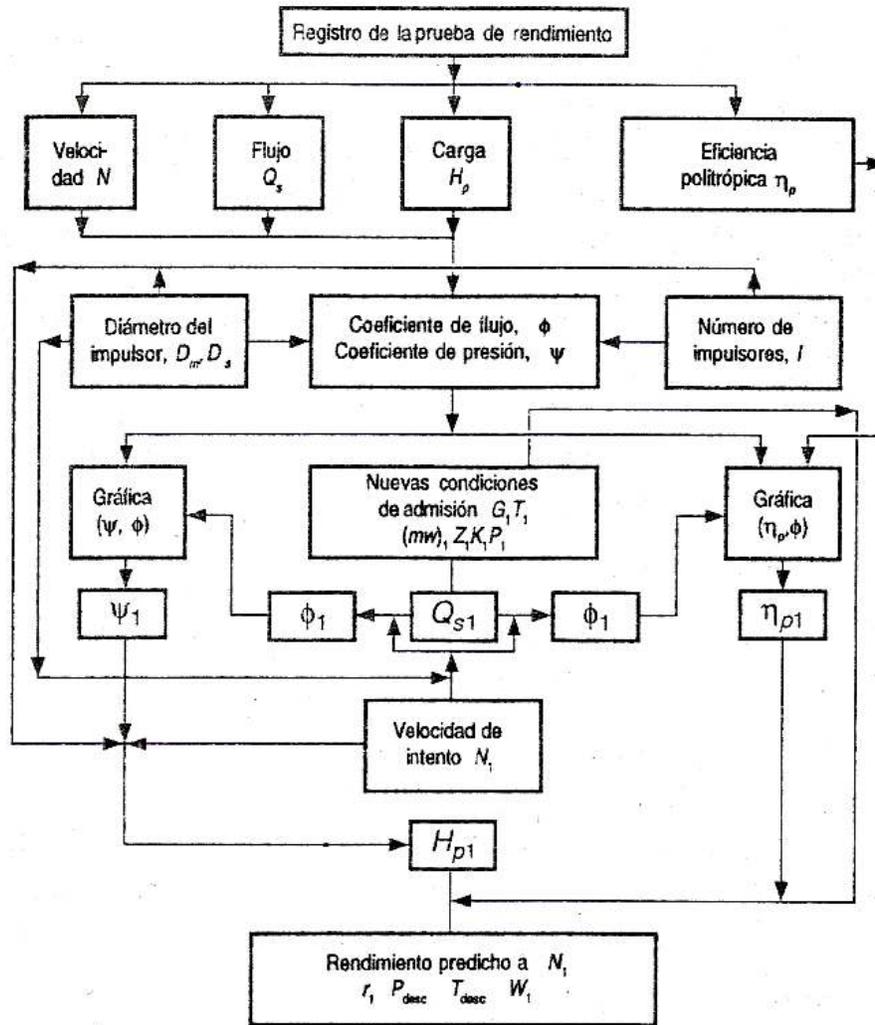
TABLA III.5 Datos de especificación de compra o datos conocidos para el compresor existente

Condiciones de admisión	de Presión	540 psia( $P_1$ )
	Temperatura	140°F( $T_1$ )
	Compresibilidad	0.901( $z$ )
	K	1.220
	MW	22.23
	Caudal	2654 lb/min( $G$ )
Condiciones de descarga:	de Presión	1330 psia ( $P_2$ )
Datos del rotor	Diám .impulsor	16.5 in ( $D_m$ y $D_s$ )
	No .de impulsores	5( $l$ )

TABLA III.6

Nomenclatura y fórmulas

Descripción	Símbolo	Fórmula
Peso molecular	MW	-----
Exponente adiabático	K	$C_p/C_v$
Eficiencia politrópica	$\eta_p$	
Exponente politrópico	n	-
Exponente de compresión politrópica	x	$(n-1)/n=(k-1)/k \eta_p$
Constante del gas	R	1544/MW
Compresibilidad	Z	----
Relación de presión	r	$P_2/P_1$
Temp. de admisión, °F	$T_1$	----
Carga, ft-lb/lb	$H_p$	$ZR(T_1+460)(r^x-1)/x$
Velocidad, r/min	N	----
Diámetro medio del impulsor, in	$D_m$	----
Diámetro del impulsor de succión, in	$D_s$	----
Número de impulsores	I	-----
Caudal En peso, lb /min	G	-----
Volumen de succión ,ft <sup>3</sup> /min	$Q_s$	-----
Coeficiente de flujo	$\phi$	$700 Q_s / N(D_s)^3$
Coeficiente de presión	$\psi$	$\frac{H_p (1300)^2}{IN^2 D_m^2}$
HP del gas	$W_G$	$G H_p / 33000 \eta_p$
Pérdidas mecánicas a la velocidad N	$W_M$	----
Pérdidas mecánicas a la velocidad $N_1$	$W_{M1}$	$W_M(N_1/N)^2$
BHP a la velocidad N	W	$W_G+W_M$



<sup>4</sup>Diagrama de flujo III.2 para reevaluar el rendimiento.

**3.8.4.1 Paso 1:** Datos de especificación de compra o datos conocidos para el compresor existente.

<sup>4</sup> La figura III.2 representa un diagrama de flujo método y de la secuencia del procedimiento que se aplicara para analizar el rendimiento de compresores dinámicos en condiciones nuevas.

Velocidad propuesta 9600(N)

Velocidades críticas 1ª; 6240

2ª; 15280

Caballaje de fricción a 9600 r/ min. 44

Impulsor: Rango de velocidad variable de 85 a 105 %

Capacidad nominal: 4500 HP

Datos de la prueba de rendimiento a 9600 r / min.

Procederemos ahora a acomodar los datos disponibles de la prueba de rendimiento en un formato tabular de la siguiente manera .En forma alterna, podemos tan sólo examinar la curva de prueba de rendimiento del proveedor e identificar ocho puntos sobre esta curva.

Para cada uno de estos puntos seleccionados en forma arbitraria, encontramos los valores de carga y flujo correspondientes de las coordenadas X-Y relacionados con el dibujo de esta curva.

Supongamos que obtuvimos lo siguiente:

TABLA III.7

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
Carga( $H_p$ )	38050	37875	37660	37235	36500	35210	32965	27458
Flujo( $Q_s$ )	1046	1120	1190	1296	1410	1556	1726	1950
$\eta_p$	0.648	0.697	0.711	0.726	0.739	0.752	0.762	0.731

Esto nos permite ahora calcular los valores correspondientes de  $\Phi$  y  $\psi$

Para cada uno de los ocho puntos Utilizamos las expresiones de la lista que aparece en la tabla Figura III.7

Figura III.7

**3.8.4.2 Paso 2** Obtenga el coeficiente de flujo y el coeficiente de carga.

Tabla III.8

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
$\phi$	0.0169	0.0181	0.0194	0.0210	0.0228	0.02524	0.02800	0.03165
$\psi$	0.5125	0.5102	0.5073	0.5016	0.4916	0.4743	0.4440	0.3698

**3.8.4.3 Paso 3:** Dibuje la gráfica tal como se muestra en la figura (III.7)

**3.8.4.4 Paso 4:** Nuevas condiciones de operación:

Presión de admisión: 560 psia ( $P_1$ )

Temperatura de admisión: 130°F ( $T_1$ )

Peso molecular: 24.45(MW)

Otras condiciones de admisión permanecen como en el paso 1

Presión de descarga necesaria,  $P_2=1330$  psia

Para predecir el rendimiento del compresor en las nuevas condiciones de operación ,siga los pasos siguientes:

### 3.8.4.5 Paso 5:

Encuentre el volumen de admisión ['] de  $Q_s = ZGRT_1 / MW (144)P_1$

$$Q_s = \frac{0.901(3000)(1544)(130 + 460)}{24.45(144)(560)} = 1248.86 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

**3.8.4.6 Paso 6:** Debido a que el peso molecular es mayor que en el caso original, se generará una mayor presión de descarga .Por lo tanto, seleccione una menor velocidad.

Intento 1 :velocidad seleccionada= 8900 r/min

**3.8.4.7 Paso 7:** Encuentre el coeficiente de flujo  $\Phi$  en las nuevas condiciones de admisión y con la velocidad de intento de 8900 r/min.

$$\Phi = (700)(1248.86)(8900)(16.5)^3.$$

$$\Phi = 0.02186$$

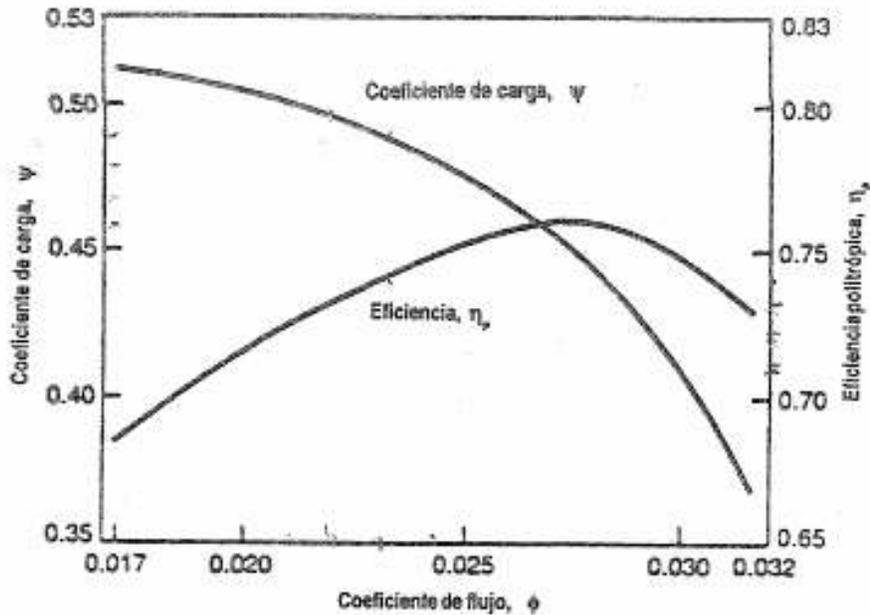
$$\phi = 700Q_s / ND_s^3$$

$$= (700) (1296) (9600) (16.5)^3$$

$$= 0.0210$$

$$\psi = H_p (1300)^2 / IN^2 D_m^2$$

$$= \frac{37235 \times 1690000}{(5)(9216)(10^4)(272.25)} = 0.5016$$



Relación representada en forma gráfica del coeficiente de carga, el coeficiente de flujo y la eficiencia politrópica para un compresor dado. (Godse, Arvind, "Predicting Compressor Performance at New Conditions", Hydrocarbon Processing, junio de 1989.)

Figura III.7

De la grafica , encontrar las correspondientes

- Eficiencia politrópica  $\eta_p = 0.732$
- Coeficiente de carga  $\psi = 0.497$

**3.9 Paso 8:** Para los diámetros dados de los impulsores y para el número de ellos, la carga generada será:

$$0.497 = \frac{H_p (1300)^2}{(5)(8900)^2 (16.5)^2}$$

$$H_p = 31709 \text{ ft. lb / lb}$$

### 3.9.1 Paso 9:

$$\frac{(n-1)}{n} = \frac{(k-1)}{k\eta_p}$$

$$= \frac{0.22}{1.22(0.732)} = 0.2463$$

### 3.9.2 Paso 10:

Encuentre la relación de presión r [de  $H_p = ZRT (r^x - 1)/(X) \text{ (MW)}$ ].

$$31709 = \frac{(0.901)(1544)(590)(R^{0.2463} - 1)}{(0.2463)(24.45)}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 2.3378$$

### 3.9.3 Paso 11:

$$P_2 = 560(2.3380) = 1309.17 \text{ psia}$$

Por lo anterior, queda claro que es necesario aumentar la velocidad debido a que la presión de descarga es menos de 1330 psia. Seleccionemos 9000 rpm y encontremos los resultados

**3.9.4 Paso 12:** Utilizando el procedimiento dado en los pasos 7, 8,9 y 10, se obtiene la siguiente información:

$$0.02162 \left[ de \frac{(700)(1248.86)}{(9000)(16.5)} = \phi \right]$$

$$\eta_p = 0.731$$

$$\psi = 0.498$$

$$H_p = 32491$$

$$\text{re } 2.3820 \quad de \left[ \frac{(.498)(5)(9000)^2 (16.5)^{21}}{(1300)^2} \right] = H_p$$

$$P_2 = 1334.0 \text{ psia}$$

La velocidad seleccionada de 9000 r/min es adecuada.

$$W_G = \frac{32491(3000)}{33000(0.731)} = 4040.66$$

de

$$\frac{(H_p)(G)}{33000\eta_p} = W_G$$

**3.9.5 Paso 13:** Pérdidas mecánicas a 9000 r/min

$$W_M = W_M = 44 \left( \frac{9000}{9600} \right)^2$$

=38.67 hp

### 3.9.6 Paso 14:

Bhp = 4040.66+38.67

W = 4079.33

**3.9.7 Paso 15:** La temperatura de descarga de  $T_{2, \text{actual}} = T_{2' \text{ is}} = T_1(P_2/P_1)^{(K-1)/K}$

$T_{\text{DIS}} = 730.8^\circ \text{ R} (270.8^\circ \text{ F})$

## 3.10 LA LEY DE LOS VENTILADORES

La ley de los ventiladores expresa que :

- a) La capacidad es proporcional a la velocidad de rotación
- b) La carga es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación
- c) La potencia requerida es proporcional a la velocidad de rotación elevada al cubo.

La ley de los ventiladores se califica como tal, por la que sigue. Un ventilador es un compresor de baja carga, que generalmente maneja aire .con la pequeña carga producida por un ventilador, los efectos de la relación de volúmenes son muy pequeños y se puede obtener gran exactitud por el enfoque dimensional en que se basa la citada ley .La exactitud de la ley disminuye cuando se aumenta la carga ,el peso molecular del gas y la inclinación inversa creciente de los álabes del impulsor.

### 3.10.1 EL EFECTO DE LA LEY DEL VENTILADOR

Vale la pena mencionar el efecto de la relación de volumen en lo que se conoce como la ley del ventilador. Esta ley postula que el potencial en cfm de una etapa es proporcional a la velocidad de rotación, y la carga producida es proporcional al cuadrado de la velocidad.

Si en realidad  $V_{rel}$  fuera proporcional a los cfm de admisión y la velocidad se incrementan en un 10% entonces la carga producida sería un 21% mayor, debido a que la geometría del vector de la punta mantendría una similitud exacta. Una carga más elevada produce una relación de volumen más elevada en un gas dado; sin embargo, la  $V_{rel}$  no se incrementa en la misma proporción a la velocidad y a los cfm de admisión.

Mediante un razonamiento similar al utilizado en el análisis de un gas pesado versus un gas ligero, entonces, la carga producida, en una etapa con inclinación hacia atrás que maneja un 10% más de cfm de admisión a una velocidad un 10% más de cfm de admisión a una velocidad de un 10% más elevada, se incrementará en algo más del 21%. Mediante un razonamiento similar, si se reduce la velocidad y el flujo de entrada de 100 a 90% la carga producida será algo menor que el 81% pronosticado por la ley del ventilador

Tabla III.9 Leyes del ventilador(Leyes de afinidad

1.Con diámetro D del impulsor 2.Con velocidad N constante:  
constante:

$$A. \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$A. \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$B. \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

$$B. \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$C. \frac{B_{hp1}}{B_{hp2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

$$C. \frac{B_{hp1}}{B_{hp2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

Q = Capacidad , c f m

H = Carga total en ft

B h p = Potencia al freno

N= Velocidad del compresor , r/min

Cuando se conoce el rendimiento ( $Q_1, H_1, \& B_{hp1}$ ) a una velocidad particular ( $N_1$ ) o diámetro ( $D_1$ ) pueden emplearse las fórmulas para estimar el rendimiento ( $Q_2, H_2, \& B_{hp2}$ ) a otra velocidad ( $N_2$ ) u otro diámetro ( $D_2$ ) La eficiencia permanece casi constante para los cambios pequeños en el diámetro del impulsor.

### 3.10.2 TERMODINÁMICA

El rendimiento del compresor no puede predecirse con certeza sin tener un conocimiento detallado del comportamiento del o de los gases involucrados.

Por supuesto, los diagramas de Mollier para los gases más puros para condiciones de presión y temperatura "convencionales" pueden encontrarse con facilidad. Sin embargo, en áreas criogénicas o a muy alta presión, algunos gases tienen comportamientos muy peculiares .Por esta razón, las propiedades de los gases en estas áreas se han estimado con métodos empíricos.

Esto se aplica también para las mezclas de gases, ya que los problemas preponderantes de compresión de gas involucran mezclas de gases.

A través del conocimiento y las habilidades de los expertos en termodinámica de Elliott, el comportamiento de una gran variedad de gases en cualquier mezcla imaginable se puede ahora computar, graficar y ofrecer con certeza a los ingenieros de proceso.

Cálculos del rendimiento y selección de compresores Elliott de etapas múltiples

Éstos son procedimientos básicos que le ayudarán a calcular el rendimiento del compresor y a determinar el tipo de unidad más adecuada para su instalación. Los datos aquí contenidos comprenden la mayoría de las aplicaciones

### **3.10.3 ECUACIONES TERMODINÁMICAS**

### **3.10.4 .LEYES DEL VENTILADOR**

Las leyes del ventilador se crearon para estimar el rendimiento de los compresores centrífugos bajo condiciones de operación diferentes a las de diseño. Son cálculos aproximados y como tales pueden estimarse para estimar ciertos parámetros diferentes a los de diseño.

Las leyes del ventilador son:

1.  $Q \propto N$

2.  $H \propto N^2$

3.  $\ln r_p \propto N^2$

4.  $\Delta t \propto N^2$

5.  $H_p \text{ o } K_w \propto N^3$

Donde:

Q = flujo volumétrico de admisión

H= Carga

N= Velocidad (r/min)

$r_p$  =relación de presiones absolutas ( $p_2/p_1$ )

$\Delta T$ =Cambio de temperatura

H p o K w = potencia

### 3.10.5 CÁLCULOS DE FLUJO

Las condiciones de flujo de compresores suelen expresarse de diferentes maneras, las más comunes son:

1. Flujo másico-kg/min
2. SCFM-a 60° F ,14.7 psia y seco
3. Cantidad de moles /h

Ninguno de estos flujos pueden emplearse de forma directa para calcular el rendimiento del compresor, todos deben convertirse a unidades- pie cúbicos por minuto reales (ACFM, por sus siglas en inglés).

### 3.10. 6 LAS CONVERSIONES SON:

ACFM = w x v

$$ACFM = SCFM \times \frac{P_s}{P_1} \times \frac{T_1}{T_s} \times \frac{Z_1}{Z_s}$$

ACFM =Cantidad de moles /min x MW x V

W = Flujo másico -Kg / min (lb/min)

V = Volumen específico de admisión –m<sup>3</sup> /kg(ft<sup>3</sup>/lb)

Ps = Presión estándar –por lo general 1.013 bar

P<sub>1</sub>= Presión de admisión –bar (psi) absolutos

T<sub>s</sub> = Temperatura estándar –por lo general 520°R

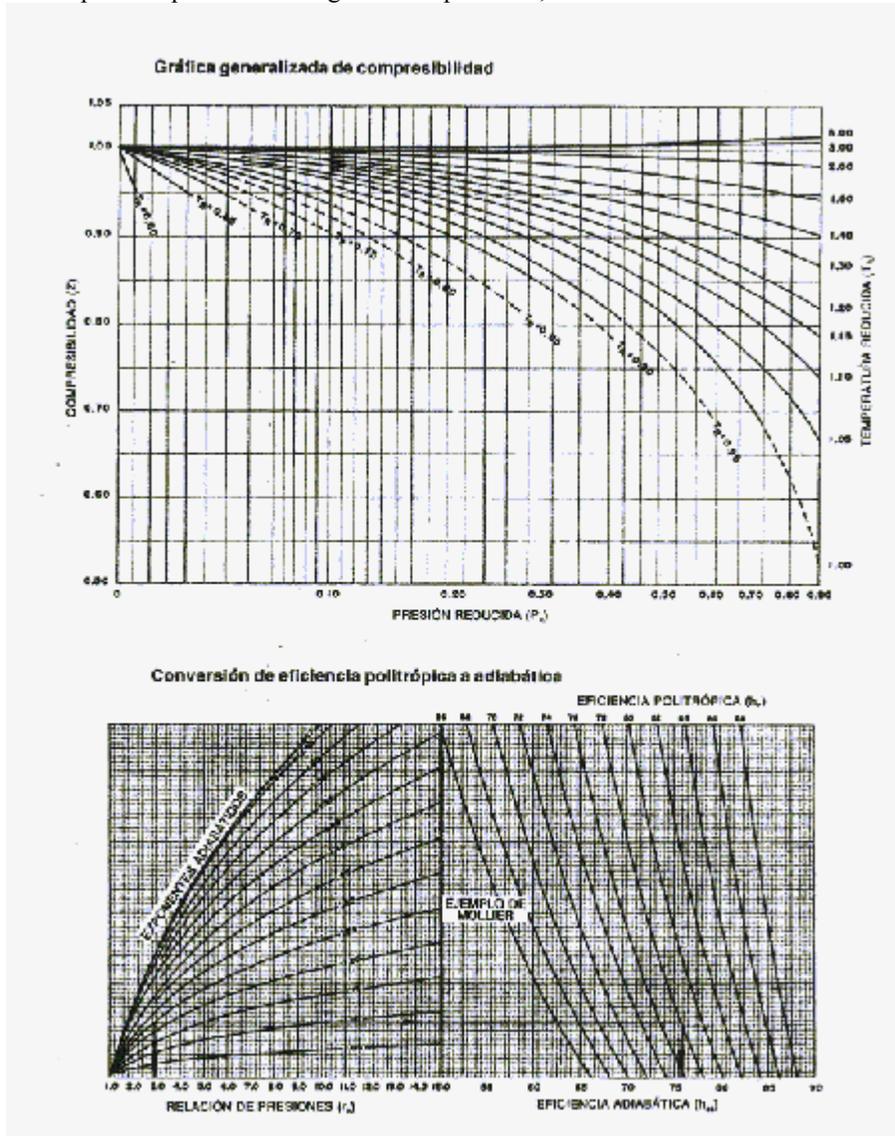
T<sub>1</sub>= Temperatura de admisión -°R

$Z_1$  = Compresibilidad de admisión

$Z_s$  = Compresibilidad estándar-siempre 1.0

MW = peso molecular

<sup>5</sup> Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch



Gráfica de conversión de eficiencia politrópica a adiabática

Figura III.8 Gráfica generalizada de compresibilidad

<sup>5</sup> Gráfica generalizada de compresibilidad tomada del libro, Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

6 Tabla III-10.1 Y III-10.2 Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

450 Apéndice B

SECCIÓN DEL SISTEMA INGLÉS

Unidades del sistema inglés

Tabla 1 Propiedades de los gases

(La mayoría de los valores se tomaron del Natural Gas Processors Suppliers Association Engineering Data Book-1973, novena edición)

Gas o vapor	Símbolos de referencia de los hidrocarburos	Fórmula química	Peso molecular	Relación de calores específicos $k = C_p/C_v$ a 62 °F	Condiciones críticas		° Mo	
					Presión absoluta p <sub>c</sub> (psia)	Temperatura absoluta T <sub>c</sub> (°R)	a 10°C (50°F)	a 144°C (300°F)
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.04	1.26	905	567	10.22	12.21
Aire		N <sub>2</sub> + O <sub>2</sub>	28.97	1.40	547	226	6.82	7.54
Argón		Ar	39.94	1.66	1630	731	8.34	9.45
Benceno		C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.11	1.12	714	1013	18.43	28.17
Isobutano		C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.10	529	732	22.10	31.11
n-butano		C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.08	551	786	22.83	31.09
Isobutano		C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.10	500	753	20.44	27.61
Butileno		C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.10	1.11	593	756	26.45	27.84
Solución de carbono		C	12.01	1.36	1073	348	16.71	30.05
Monóxido de carbono		CO	28.01	1.40	510	242	6.35	7.03
Gas de agua carbonatada (1)		-	18.02	1.35	484	235	7.00	8.33
Cloro		Cl <sub>2</sub>	70.91	1.34	1115	751	6.44	8.62
Gas de horno de coque (1), n-decane		C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142.28	1.03	320	1115	53.57	74.27
Ciano		C <sub>2</sub> N <sub>2</sub>	26.07	1.19	708	550	12.13	16.33
Acetileno		C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.04	1.26	905	567	10.22	12.21
Cloruro de etilo		C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	64.52	1.19	764	829	14.5	18
Sileno		C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	1.34	742	519	10.02	13.41
Gas del conducto de humos (1)			30.03	1.38	563	384	7.23	7.52
Helio		He	4.00	1.66	33	9	4.57	4.87
n-heptano		C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100.20	1.05	387	673	28.52	52.31
n-hexano		C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.17	1.03	446	615	33.87	45.88
Hidrógeno		H <sub>2</sub>	2.02	1.41	188	60	5.86	6.93
Ácido sulfúrico		H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	98.08	1.32	1386	673	8.09	8.54
Metano		CH <sub>4</sub>	16.04	1.31	673	344	8.26	10.25
Acetileno		C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.04	1.26	905	567	10.22	12.21
Cloruro de metilo		CH <sub>3</sub> Cl	50.49	1.05	666	750	11.0	12.4
Gas natural (1)			18.82	1.27	675	379	8.40	10.02
Nitrógeno		N <sub>2</sub>	28.02	1.40	492	226	6.96	7.63
n-novano		C <sub>11</sub> H <sub>24</sub>	158.25	1.04	345	1073	48.44	67.04
Isopentano		C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	1.08	483	630	27.59	38.70
n-pentano		C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	1.07	489	647	28.27	38.47
Hexano		C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.17	1.03	588	656	25.96	34.46
Octileno		C <sub>8</sub> H <sub>16</sub>	114.22	1.05	361	1026	43.3	69.90
Óxígeno		O <sub>2</sub>	32.00	1.40	730	278	5.59	7.24
Propano		C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.09	1.13	617	666	16.82	23.57
Propileno		C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	1.15	668	658	14.75	19.91
Gas de otros hornos			29.8	1.39	-	-	7.18	7.40
Gas de proyección catalítica (1)			28.83	1.20	674	515	11.3	15.00
Bióxido de azufre		SO <sub>2</sub>	64.06	1.24	1142	775	9.14	8.79
Vapor de agua		H <sub>2</sub> O	18.02	1.33	3208	1166	7.98	8.25

(1) Valores aproximados basados en composiciones promedio.

\* Única interpolación o extrapolación lineal directa para aproximar los valores de  $k_p$  en (turno/R) a la T de adición real. Para mayor precisión, debe emplearse la T promedio.

Tabla 2 Datos de bastidor de líneas M y MB

Bastidor	Rango de flujo nominal (gpm)	Número nominal máximo de etapas de cascada	Presión máxima de cascada (psig)	Velocidad nominal (rpm)	Eficiencia polidispersa nominal	HN <sup>(1)</sup> nominal (por etapas)	Q/N relativo
2844	750 - 9500	10	750	11 500	0.78	7.5 × 10 <sup>3</sup>	0.83
2844	8 000 - 22 000	9	625	7725	0.79	1.52 × 10 <sup>4</sup>	2.85
4844	18 000 - 34 000	9	825	8300	0.80	2.26 × 10 <sup>4</sup>	5.46
6244	25 000 - 58 000	8	325	4700	0.81	3.85 × 10 <sup>4</sup>	13.34
7544	52 000 - 84 000	6	325	4200	0.81	5.67 × 10 <sup>4</sup>	20
8844	72 000 - 135 000	6	325	3165	0.81	9.1 × 10 <sup>4</sup>	49.7
10344	115 000 - 185 000	5	45	2600	0.82	11.8 × 10 <sup>4</sup>	57.1
11044	140 325 - 192 000	5	45	2600	0.82	13.4 × 10 <sup>4</sup>	73.1
13245	180 - 1900	12	10 000	18 000	0.77	2.6 × 10 <sup>3</sup>	0.865
15445	200 - 2250	12	10 000	15 300	0.77	3.0 × 10 <sup>3</sup>	0.153
20445	325 - 3600	12	10 000	12 400	0.77	6.2 × 10 <sup>3</sup>	0.29
25445	500 - 5500	12	10 000	10 800	0.78	9.5 × 10 <sup>3</sup>	0.55
32445	2000 - 8000	10	10 000	8300	0.78	1.30 × 10 <sup>4</sup>	0.98
38445	6000 - 22 000	9	1500	7725	0.79	1.52 × 10 <sup>4</sup>	2.85
48445	18 000 - 34 000	9	1200	8300	0.79	2.26 × 10 <sup>4</sup>	5.46
62445	25 000 - 58 000	8	800	4700	0.80	3.85 × 10 <sup>4</sup>	13.34
75445	52 000 - 84 000	6	800	4200	0.80	5.67 × 10 <sup>4</sup>	20

(1) El número de etapas de cascada se determina con base en las márgenes de velocidad crítica. Estos valores son sólo una guía general.

(2) Estos valores son nominales. La flexibilidad en la disponibilidad de los tipos de cascadas puede incrementar los los correcciones (líneas hechas en computación) tengan variaciones significativas en la carga y en la eficiencia.

6 Propiedades de gases , sistema ingles y datos de bastidor, Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

<sup>7</sup>Tabla III-11.3 Y III-11.4, Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

SECCIÓN SISTEMA INTERNACIONAL

Unidades del sistema internacional

Tabla 3 Propiedades de los gases

(La mayoría de los valores se tomaron del Natural Gas Processors Suppliers Association Engineering Data Book-1972, novena edición)

Gas o vapor	Símbolo de referencia de los hidrocarburos	Fórmula química	Peso molecular	Relación de calores específicos $k = C_p/C_v$ a 15.5°C	Condiciones críticas		Mcp	
					Presión absoluta $p_c$ (psia)	Temperatura absoluta $T_c$ (°R)	a 0°C	a 100°C
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.04	1.24	62.4	308.4	42.18	48.18
Aire		N <sub>2</sub> + O <sub>2</sub>	28.97	1.40	37.7	132.8	25.25	29.32
Argón		NH <sub>3</sub>	17.03	1.31	112.8	405.1	34.05	37.83
Argón		A	39.94	1.66	48.5	151.1	20.79	20.79
Benceno		C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.11	1.12	48.2	568.9	74.18	103.32
Isobutano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.10	38.5	493.3	68.75	110.89
n-butano		C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	1.09	38.0	425.5	63.03	117.82
isodulceno		C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.10	1.10	43.0	418.3	63.36	104.96
Dulceno		C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.10	1.11	40.2	420.0	63.40	105.00
Sólido de carbono		C	12.01	1.30	74.0	304.4	38.04	40.00
Metano de sulfato	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	44.01	1.28	31.1	311.0	30.98	35.27
Gas de agua carbonatado (1)		C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.01	1.40	33.2	134.4	28.10	29.31
			19.48	1.25	31.3	130.5	31.58	33.78
Cloro	Cl <sub>2</sub>	Cl <sub>2</sub>	70.91	1.38	77.3	417.2	35.29	35.53
Gas de horno de coque (1)		C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	10.71	1.35	-28.1	399.4	31.35	34.21
n-butano		C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	142.28	1.03	22.1	519.4	218.25	390.61
Cloro		Cl <sub>2</sub>	31.67	1.19	49.8	305.6	49.48	52.14
Alcohol etílico		C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46.07	1.13	63.3	516.7	63.82	81.87
Cloruro de ácido	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	64.52	1.19	52.7	490.6	59.61	70.16	
Eileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	1.34	51.2	283.3	40.80	51.11
Gas del conductor de buses (1)		C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	30.96	1.38	38.8	145.7	30.17	30.86
Helio		He	4.00	1.66	2.3	5.0	20.78	20.78
n-heptano		C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100.20	1.05	27.4	340.6	161.26	202.74
n-hexano		C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.17	1.06	30.3	308.3	138.08	174.27
Helógeno	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	2.02	1.41	19.0	33.3	20.87	20.87
Acido sulfúrico		H <sub>2</sub> S	34.08	1.32	96.0	373.8	33.71	36.87
Metano		CH <sub>4</sub>	16.04	1.31	46.4	591.1	34.55	40.13
Alcohol metílico		CH <sub>3</sub> OH	32.04	1.20	79.8	513.5	42.81	55.32
Cloruro de metilo		CH <sub>3</sub> Cl	50.49	1.30	66.7	416.7	45.85	49.82
Gas natural (1)	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	18.82	1.27	48.5	218.8	34.68	39.54
Nitrógeno		N <sub>2</sub>	28.02	1.40	33.9	198.7	29.19	29.31
n-nonano	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	128.25	1.04	23.8	596.1	197.87	253.93
Isodulceno		C <sub>9</sub> H <sub>18</sub>	126.18	1.04	23.3	461.1	172.89	145.58
n-pentano		C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	1.07	33.7	478.8	113.21	145.94
Parafino		C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142.17	1.08	42.4	474.4	162.11	190.37
n-octano		C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.22	1.05	35.0	508.4	178.17	228.17
Oxígeno		O <sub>2</sub>	32.00	1.40	50.3	154.4	29.17	29.32
Propano		C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.09	1.13	42.5	373.2	66.34	86.88
Propileno		C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	1.15	48.1	365.8	60.18	75.70
Gas de alto horno		C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	1.39	-	-	29.97	30.44
Gas de hidrogenación catalítica (1)		SO <sub>2</sub>	64.06	1.20	46.5	288.1	46.18	57.31
Sólido de azúfre	H <sub>2</sub> O	18.02	1.34	78.7	430.8	28.09	40.00	
Vapor de agua	H <sub>2</sub> O	18.02	1.30	221.2	647.8	33.31	34.07	

(1) Valores aproximados basados en composiciones promedio.

\* Única interpolación e extrapolación lineal directa para aproximar los valores de  $M_w$  (en lb/lbmol) o la  $T_c$  de sublimación real; para mayor precisión, debe emplearse la  $T_c$  promedio.

Tabla 4 Datos de bastidor de líneas M y MB

Bastidor	Rango de flujo nominal (m <sup>3</sup> /h)	Número nominal máximo de etapas de carcasa	Presión máxima de carcasa (bar)	Velocidad nominal (m/min)	Eficiencia politrópica nominal	HP nominal (por etapa)	CEN Número
28M	1275 - 16 140	10	62	11 586	0.78	2.25 x 10 <sup>4</sup>	1.403
38M	16 200 - 27 380	8	43	7728	0.79	4.56 x 10 <sup>4</sup>	4.04
48M	27 200 - 57 750	6	40	6368	0.80	8.84 x 10 <sup>4</sup>	8.17
68M	43 500 - 86 560	5	33	4796	0.81	11.55 x 10 <sup>4</sup>	20.97
78M	85 000 - 142 700	4	23	4206	0.81	17.01 x 10 <sup>4</sup>	33.98
88M	119 000 - 229 400	3	20	3156	0.81	27.3 x 10 <sup>4</sup>	72.6
103M	195 000 - 372 000	3	3	2856	0.82	34.8 x 10 <sup>4</sup>	87
110M	237 000 - 393 000	3	3	2856	0.82	49.2 x 10 <sup>4</sup>	124
10M5	150 - 2700	12	990	18 966	0.77	8.0 x 10 <sup>4</sup>	6.14
13M5	240 - 4050	12	990	14 352	0.77	19.8 x 10 <sup>4</sup>	8.26
20M5	360 - 6120	12	990	12 456	0.77	38.8 x 10 <sup>4</sup>	8.26
25M5	450 - 8145	12	990	10 056	0.79	28.5 x 10 <sup>4</sup>	9.94
32M5	540 - 9180	12	990	8256	0.79	4.7 x 10 <sup>4</sup>	1.84
38M5	630 - 10 800	8	103	7728	0.79	4.56 x 10 <sup>4</sup>	4.04
48M5	810 - 14 400	6	83	6368	0.79	8.84 x 10 <sup>4</sup>	8.17
68M5	1215 - 21 600	5	55	4796	0.80	11.55 x 10 <sup>4</sup>	20.97
78M5	1620 - 29 160	4	55	4206	0.80	17.01 x 10 <sup>4</sup>	33.98

(1) El número de etapas de carcasa se determina con base en los márgenes de seguridad crítica. Estos valores son sólo una guía general.

(2) Estos valores son nominales. La flexibilidad en la disponibilidad de las líneas de carcasa puede solucionar que las seleccionadas (línea hombre en computadores) tengan variaciones significativas en la carga y en la eficiencia.

<sup>7</sup> Propiedades de gases ,sistema internacional y datos de bastidor, Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

### **3.11 METODOS DE CÁLCULO**

Los procedimientos de cálculo se emplean en la compresión “directa” la compresión de un cierto gas desde una presión de succión dada hasta una presión de descarga deseada.

Los métodos expuestos son los siguientes

1.- El método N (llamado así debido al uso abundante del exponente politrópico “n”). Se emplea

a. Cuando el fluido que se comprimirá se aproxima en gran medida a un gas “ideal” (Aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno).

b. Cuando no se dispone de una gráfica de las propiedades del gas o de la mezcla de gases

2.-El método Mollier, que involucra el uso de un diagrama de este tipo y se utiliza siempre que se disponga de una grafica de las propiedades del fluido que se comprimirá.

#### **3.11.1 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN**

##### **3.11.2 Paso1:**

Si no se cuenta con los valores MW, k ni Z, determine las propiedades de la mezcla de gases. .Para gases sencillos o para el análisis de un gas que constituye hasta el 95% del volumen, revisar si se incluye un diagrama de Mollier y utilice el método de Mollier.

### **3.11.3 Paso 2:**

Calcule el flujo volumétrico de admisión (ACFM) o ( $m^3$ ) Encuentre el volumen de admisión que ingresa al compresor empleando los datos de la composición del gas que se determinaron en el paso 1 y las relaciones expuestas más adelante o con los diagramas de Mollier. Obsérvese que, para volúmenes muy grandes y requisitos de carga más bajos los compresores pueden tener el flujo dividido a la mitad con dos admisiones (flujo doble), una en cada uno de los extremos de la máquina. Esto permite la flexibilidad de tener un menor tamaño de bastidor y manejar caudales más grandes.

Esto puede ser importante en una línea múltiple, tal como una línea de alimentación de gas en una planta de etileno, o en aquellas situaciones donde se desea igualar las velocidades de otros compresores o de un impulsor en particular.

### **3.11.4 Paso 3**

Seleccionar el tamaño de bastidor del compresor, para ello emplee el volumen de admisión calculado en el paso 2, o utilice este dato en la tabla 2 y seleccione el tamaño de bastidor adecuado. La tabla 2 también contiene otro tipo de información pertinente sobre los bastidores que pueden emplearse en el procedimiento de selección.

### **3.11.5 Paso 4**

Calcular el requisito de carga plena. Para determinar el número de etapas de compresión es necesario conocer la carga plena indispensable. Es importante recordar que, en una máquina con más de una sección, es más preciso totalizar las cargas a partir de las diferentes secciones que hacer una estimación global.

### **3.11.6 Paso 5**

Calcular número total de etapas de la carcasa. Consulte los valores promedio de  $H/N^2$  de la tabla 2 o 4. Para encontrar una cantidad de carga promedio producida por los impulsores, multiplique este valor por la velocidad al cuadrado (empiece con la velocidad nominal a menos que la velocidad este establecida dividir el requisito de carga plena entre este valor para determinar el número aproximado de etapas de la carcasa

### **3.11.7 Paso 6**

Ajuste la velocidad con la aplicación de las relaciones de la ley del ventilador para estar de acuerdo con las condiciones de descarga.

### **3.11.8 Paso 7**

La potencia (caballaje) del gas (GHP) debe ajustarse para el pistón de balance o para fugas de la línea de nivelación. Con fines de cálculo, se supone un incremento del 2% .Las pérdidas mecánicas pueden entonces sumarse para obtener la potencia de la flecha.

<sup>8</sup> Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

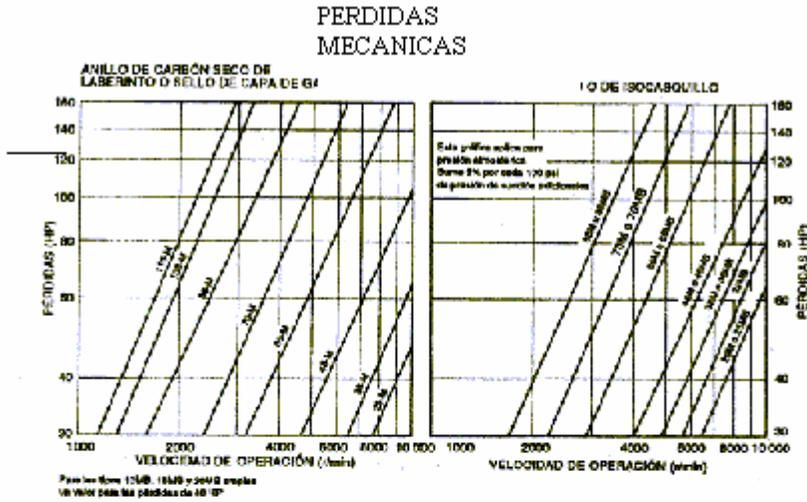


fig III.9 (a)

Fig III.9 (b)

**DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE MOLLIER PARA EL ETILENO**

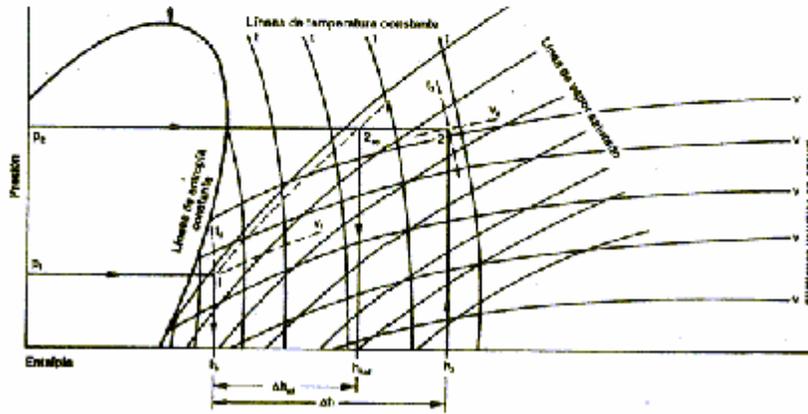


fig III.9(C)

<sup>8</sup> Perdidas mecánicas y diagrama simplificado para el etileno, Guía práctica para la tecnología de compresores , Heinz P.Bloch

### 3.12 MEMORIA DE CÁLCULO

1ª sección

Paso 1)

Gas Etileno

$$M_w = 28$$

$$K = 1.24$$

$$W = 64200 \text{ lb/h}$$

$$W = 11070 \text{ lb /min}$$

$$T_s = -20^\circ\text{F} (440^\circ\text{R})$$

$$P_s = 24 \text{ psia}$$

Condiciones Críticas

$$P_C = 742 \text{ PSIA}$$

$$T_C = 510^\circ\text{R}$$

$$P_d = 56 \text{ psia}$$

$$T_R = \frac{440^\circ\text{R}}{510^\circ\text{R}} = 0.8627$$

$$P_R = \frac{24 \text{ psia}}{742 \text{ psia}} = 0.032345$$

## DE LA GRÁFICA DE COMPRESIBILIDAD

$$Z = 0.95$$

Paso 2)

## CALCULANDO EL VOLUMEN DE ADMISIÓN

$$V_1 = \frac{ZRT}{144P_1} = \frac{(0.95)(1545)(440)}{144(28)(24)} = 6.673797 \left[ \frac{ft^3}{lb} \right]$$

$$Q = W_1 \times V_1 = \left( 1070 \frac{lb}{min} \right) \left( 6.673797 \frac{ft^3}{lb} \right) =$$

$$Q = 7140.96292 \text{ ICFM}$$

Paso3)

## SELECCIONAR EL TAMAÑO DE BASTIDOR

De tabla III-11.4 bastidor 29M

Paso 4

Carga necesaria

$$\eta_p = 0.78$$

$$\frac{n}{n-1} = \left[ \frac{k}{k-1} \right] \eta_p = \left( \frac{1.24}{0.24} \right) (0.78) = 4.03$$

Calcular la carga plena

$$H = ZRT \frac{n}{n-1} \left[ \frac{P_2^{\frac{n-1}{n}}}{P_1} - 1 \right]$$

$$H = (0.95) \frac{(1545)}{28} (440)(4.03) \left[ \frac{56^{0.248138}}{24} - 1 \right]$$

$$H = 21748.79484 \frac{ft-lb}{lbm}$$

Verificar la temperatura de descarga

Si  $T_2 > 400^\circ F$

$$\frac{T_2}{T_1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left( \frac{56}{28} \right)^{0.243188} = 1.2288175$$

$$T_2 = (440)(1.2288175) = 540.6797^\circ R$$

$$T_2 = 80.6797^\circ F$$

∴ No se necesita isoenfriamiento

5) Determine el número de etapas de la carcasa

De la tabla III-10.2, la velocidad nominal para un 29 M es 11500 r/min

Calcule la relación Q/N

$$Q/N = \frac{7140.96292}{11500} = 0.62095329$$

De la tabla III-11.4

$$H/N^2 = 7.5 \times 10^{-5}$$

H/etapa queda entonces como

$$H/N^2 \times N^2 = (7.5 \times 10^{-5}) (11500)^2 = 9918.75 \frac{ft-lbf}{lbm}$$

Determinar el número aproximado de etapas de la carcasa.

$$\text{Cantidad de etapas} = \frac{21748.79484}{9918.75} = 3 \text{ etapas}$$

## 6) Ajuste de la velocidad

Ajuste la velocidad nominal de acuerdo con las etapas de la carcasa

$$2 \text{ etapas deben producir } 21748.79 \frac{ft-lbf}{lbm}$$

$$\text{O un promedio de } \frac{21748.7}{3} = 7249.566 \frac{ft-lbf}{lbm} \text{ por etapa}$$

Ajuste de la velocidad empleando relaciones de la ley del ventilador

$$N = N_{NOM} \left( \frac{H_{REQ}}{H} \right)^{\frac{1}{2}} = 11500 \left[ \frac{7249.566}{9918.75} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 9831.626519 \text{ r/min}$$

$$GHP = \frac{W_1 \times H}{33000 \times \eta_p} = \frac{1070 \times 21748.7948}{33000 \times 0.78}$$

$$GHP = 904.0874297 \text{ HP}$$

Realice ajustes para fugas del pistón de balance

$$904.0874297 \times 1.02 = 922.1691783 \text{ HP}$$

Tomar Las pérdidas tomadas a la gráfica III.9(b)

Pérdidas 58 HP

$$\text{SHP} = 922.16917 + 58 = 980.16917$$

Suponiendo que el anillo es de isocarbono

Del diagrama de mollier del Etileno

$$h_1 = 128 \text{ Btu/lb} \quad V_1 = 8 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_2 = 169 \text{ Btu/lb} \quad V_2 = 3.8 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

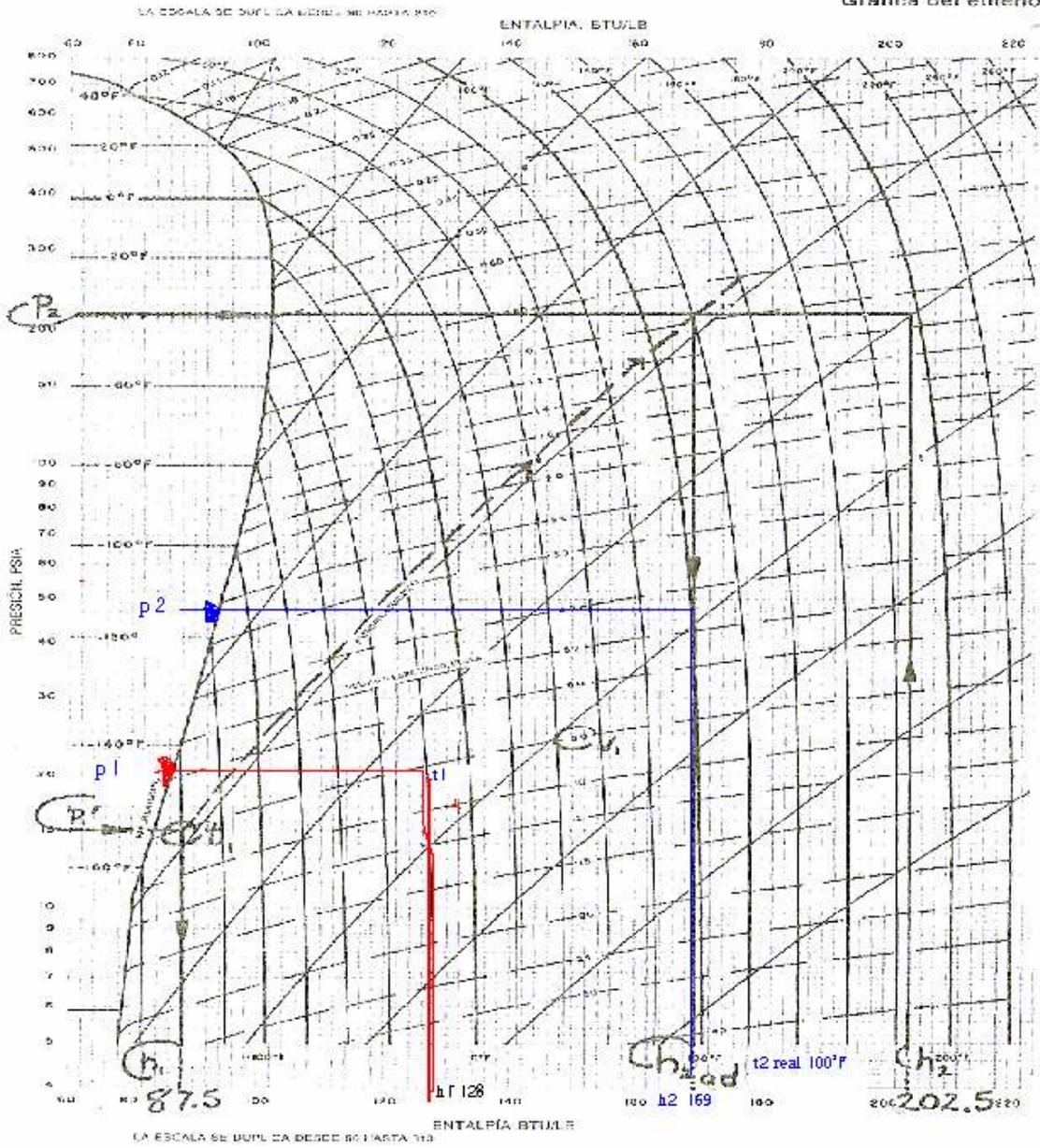
$$T_{2 \text{ real}} = 100^\circ\text{F}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 41 \text{ Btu/lb}$$

Entalpia pólitropica

$$h_1 + \Delta h = 128 + 41 = 169 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Gráfica del etileno



## Diámetro preliminar del impulsor

Tabla III.3

4000	21
7140.96292	Y1
12000	22

$$Y1=21.60737964$$

$$Dr=21.60737964 \text{ in}$$

### 3.13 2 Coeficiente preliminar de carga $\phi$

$$\phi=0.5$$

$$U = \sqrt{\frac{(21748.9)(32.2)}{(3)(0.48)}}$$

$$697.3733 \frac{ft}{s} \left( \frac{12in}{1ft} \right) \left( \frac{2.54cm}{1in} \right) \left( \frac{1m}{100cm} \right) = 212.5593818 \frac{m}{s}$$

Velocidad Acústica

$$U_a = \sqrt{KgRTZ}$$

$$U_a = \sqrt{(1.24)(32.2)(1545/28)(440)(0.95)}$$

$$U_a = 959.6484 \frac{ft}{s}$$

### 3.13.4 Relación

$$U/U_a = \frac{697.3733}{959.6484} = 0.72669$$

$$N = 229U/D = 229\left(\frac{697.3733}{21.5}\right) = 7427.8365$$

### 3.13 2ª Sección del compresor centrífugo

Paso 1

Etileno

$M_w$  28

$K$  1.24

$Z$  0.95

Carga  $W_1, lb/h$  106.500

$P_{s1}, psia$  56

$T_s, ^\circ F$  35

$T_s, ^\circ R$  495

$P_{d2}, Psia$  215

Paso 2

$$V_1 = \frac{ZRT}{144P_1} = \frac{(0.95)(1545)(495)}{(144)(28)(56)} = \frac{726536.25}{225792} = 3.21772 \frac{ft^3}{lb}$$

$$Q = \left(106.500 \frac{lb}{h}\right) \left(3.21772 \frac{ft^3}{lb}\right) = 342.6875 \frac{ft^3}{h} (ICFM)$$

Paso 3

Bastidor 29M de la tabla 111-10 .2

Paso 4

Carga necesaria

$$\eta_p = 0.78$$

$$\frac{n}{n-1} = \left[ \frac{k}{k-1} \right] \eta_p = \left[ \frac{1.24}{0.24} \right] (0.78) = 4.03$$

Calculando la carga plena

$$H = ZRT \frac{n}{n-1} \left[ \frac{p_2^{\frac{n-1}{n}}}{p_1} - 1 \right]$$

$$H = (0.95) \left( \frac{1545}{28} \right) (495) (4.03) \left[ \frac{215^{0.24813}}{56} - 1 \right]$$

$$H = 41439.66377 \frac{ft-lbf}{lbm}$$

Verificar la temperatura de descarga por si existe la necesidad de interenfriar (enfriar si  $T_2 > 400^\circ F$ )

$$\frac{T_2}{T_1} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left( \frac{215}{56} \right)^{0.24813} = 1.396288911$$

$$T_2 = (495)(1.3962889) = 691.163010^\circ R$$

$$T_2 = 231.163010^\circ F \text{ No es } > 400^\circ F$$

5) Determinar el número aproximado de etapas de la carcasa

De tabla III.10.2 se selecciono un tamaño de bastidor 29M

$$V_{\text{NOM}} = 11500 \text{ r/min}$$

Calcular Q/N

$$Q/N = \frac{342.6875}{11500} = 0.029798913$$

De la tabla 2

$$H/N^2 = 7.5 \times 10^{-5}$$

$$H/N^2 \times N^2 = (7.5 \times 10^{-5})(11500)^2 = 9918.75 \frac{\text{ft} - \text{lbf}}{\text{lbm}}$$

Determinando el número aproximado de etapas de la carcasa

$$\text{Cantidad de etapas} = \frac{41439.66377}{9918.75} = 4.17 \therefore 5 \text{ etapas}$$

6)Ajustando la velocidad

Ajustando la velocidad nominal de acuerdo con el número de etapas de la carcasa

$$5 \text{ etapas deben producir } 41439.66377 \frac{\text{ft} - \text{lbf}}{\text{lbm}}$$

$$\text{O un promedio de } \frac{41439.66377}{5} = 8287.9327 \frac{\text{ft} - \text{lbf}}{\text{lbm}} \text{ por etapas}$$

Ajustando la velocidad empleando las leyes del ventilador

$$N = N_{\text{nom}} \left[ \frac{H_{\text{req}}}{H} \right]^{\frac{1}{2}} = 11500 \left[ \frac{8287.4327}{9918.75} \right]^{\frac{1}{2}} = 11500 \sqrt{0.83558237} = 10512.1724 \text{ r/min}$$

$$GHP = \frac{W_1 \times H}{33000 \times \eta_p} = \frac{106.500 \times 41439.66377}{33000 \times 0.78} = 171.4578163 \text{ HP}$$

Realizando ajustes para fugas de pistón de balance

$$171.4578163 \times 1.02 = 174.8869726 \text{ HP}$$

Sumando pérdidas tomadas de la figura III.9(b)

SHP

$$= 174.88697 + 65 = 239.8869 \text{ HP}$$

Suponiendo que el anillo es de isocarbono

Del diagrama de Mollier del Etileno

$$h_1 = 122.5 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

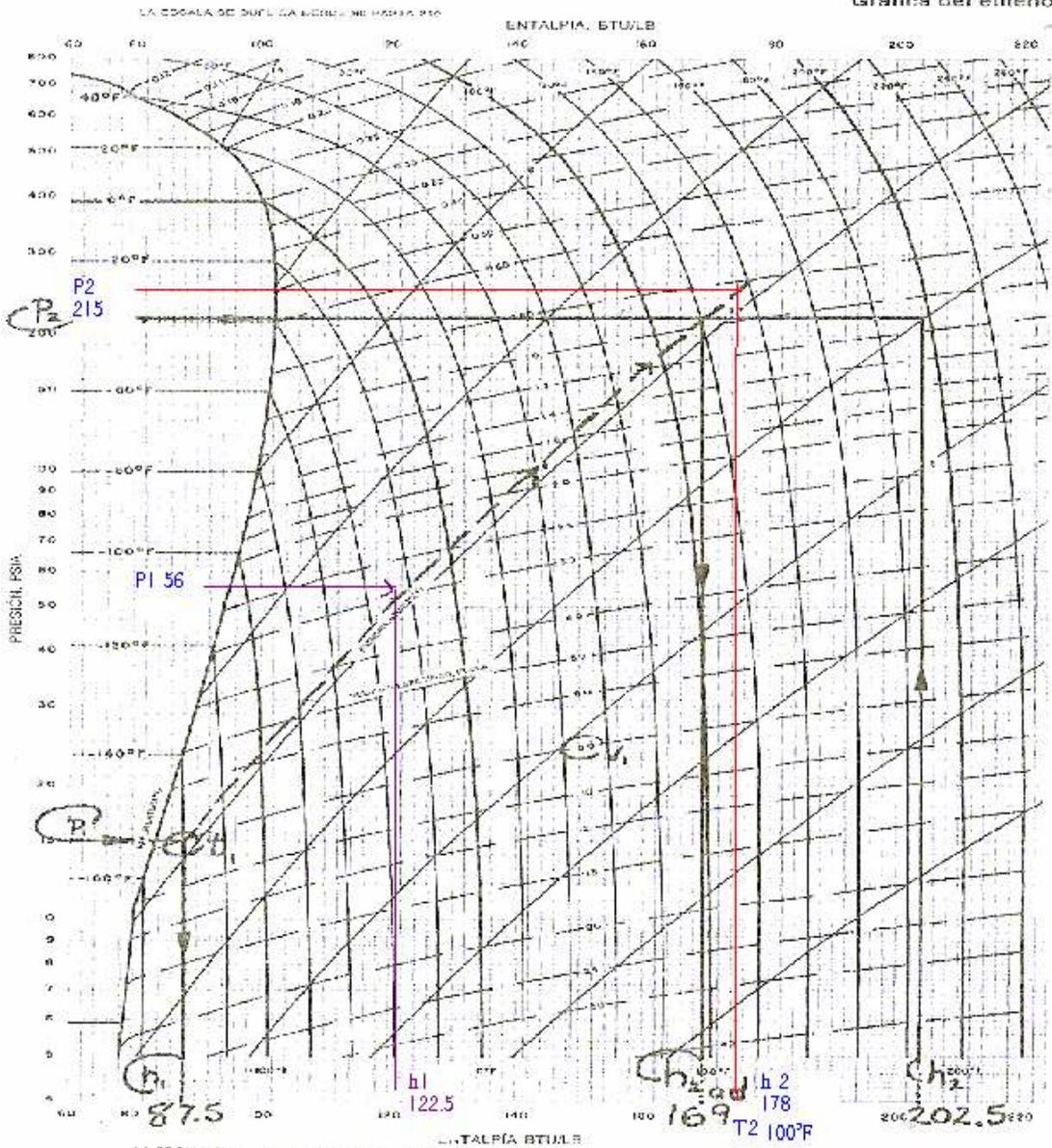
$$h_2 = 178 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 55.5 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$T_2 = 110^\circ \text{F}$$

$$\text{Entalpía politropica} = h_2 + \Delta h = 122.5 + 55.5 = 178 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Gráfica del etileno



Diámetro preliminar del compresor de Tabla III.3

800 14

106.500 D r =16

2000 6

$$U = \sqrt{kgRTZ}$$

$$U = \sqrt{(41439.6637)(32.2)/(5)(0.48)}$$

$$U = 745.6421089 \frac{ft}{s}$$

Velocidad acústica

$$U_a = \sqrt{kgRTZ}$$

$$U_a = 1017.860841$$

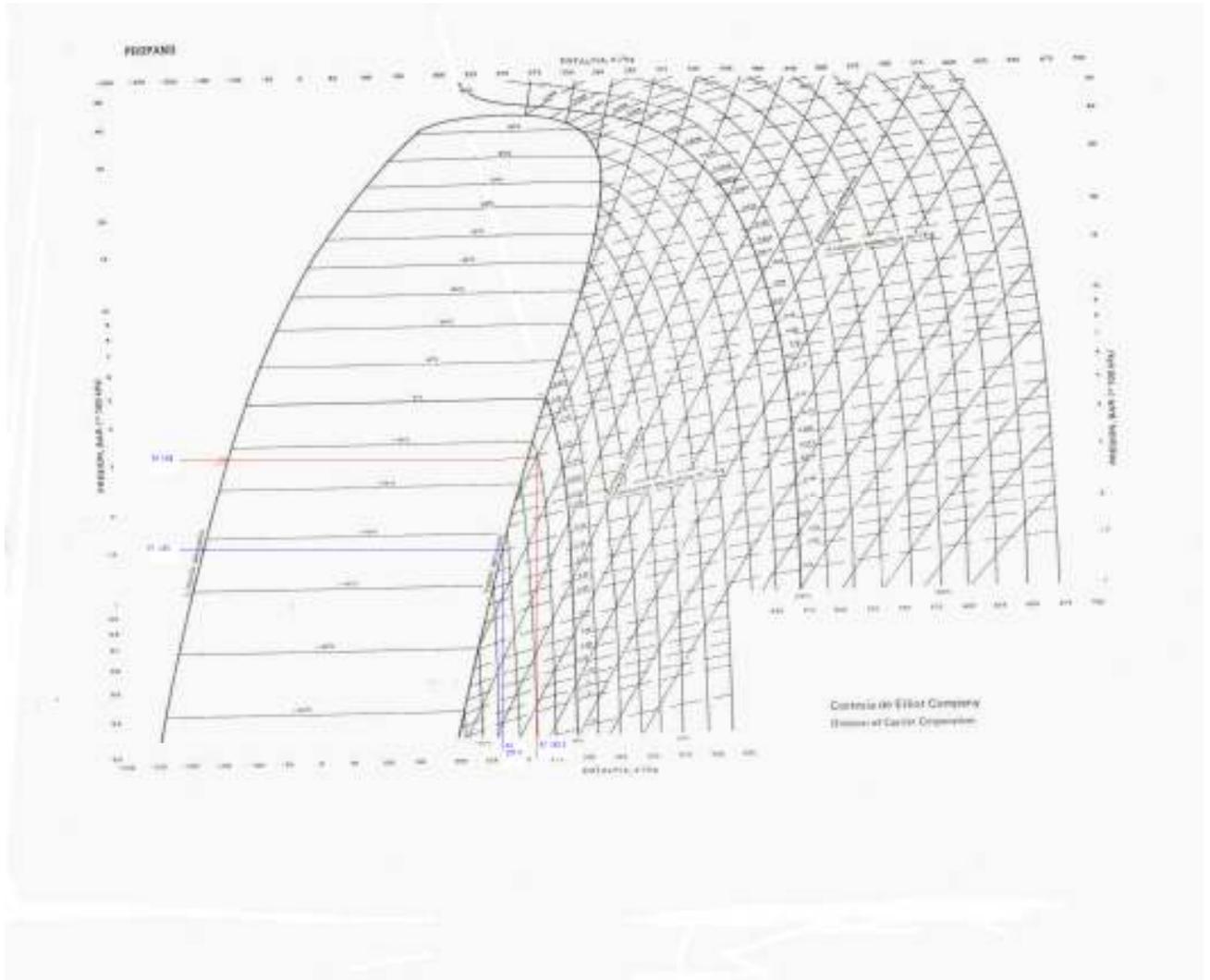
$$\text{Relación } = U / U_a = \frac{745.6421089}{1017.860841} = 0.7322558$$

$$N = 229 \frac{U}{D} = 229 \left( \frac{745.6421089}{16} \right)$$

$$N = 10672.00268$$

### 3.14 METODO DE MOLLIER

PROPANO



### 3.14.1 MEMORIA DE CALCULO

#### SELECCIÓN DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO POR EL METODO DE MOLLIER

Paso 1

Gas Propano

$$P_1=1.65 \text{ bar}$$

$$P_2=3.85 \text{ bar}$$

$$T_{1 \text{ suc}}=-28.8^\circ\text{C}$$

$$T_{2 \text{ des}}=48^\circ\text{F}$$

$$T_{2 \text{ des}}=8.88^\circ\text{C} \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$$

$$W_1=486.260771$$

Paso2

Calcular el volumen de admisión

$$V_1 = 0.28 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$Q_1 = W_1 \times V_1$$

$$Q = \left( 485.260771 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right) \left( 0.28 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) = 135.8730 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 135.8730 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$135.8730 \times 60 = 8152.38 \text{ m}^3/\text{h}$$

3) Seleccionar el tamaño de bastidor del compresor

basado en

$8152.38 \text{ m}^3/\text{min}$  y  $P_{\text{des}} = 3.85 \text{ bar}$

29M de la tabla III-11.4

Velocidad nominal=11500 r/min

4) Calcular la carga necesaria

$P_1 = 1.65 \text{ bar}$

$T_1 = -28.8^\circ\text{C}$

$S_1 = S_2$

$h_1 = 237.5 \text{ kJ/kg}$

A la presión de descarga y con entropía constante ( $S_1 = S_2$ )

3.16.5 Determinando  $h_2$  del diagrama de Mollier del Propano

$h_2 = 262.5 \text{ kJ/kg}$

$P_2 = 3.85 \text{ bar}$

Requisito de carga

$H = 1000(262.5 - 237.5) = 25000 \text{ N}_m/\text{kg}$  adiabático

Enfriar si  $T_2 > 205^\circ\text{C}$

Paso 1 Determinar eficiencia adiabática

$$r_p = \frac{3.85}{1.65} = 2.3333$$

$$k = 1.13$$

$$\eta_p = 0.78$$

$$\eta_{adia} = 77.5 \text{ de gráfica 2}$$

Paso 2

Determinar  $\Delta h$  real

$$\Delta h = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{adia}} = \frac{262.5 - 237.5}{0.775} = 32.2580$$

Paso 3

Determinar  $h_2$  y encontrar  $T_2$  en la gráfica de Mollier del propano

$$h_2 = h_1 + \Delta h = 25 + 32.2580 = 269.785 \text{ kJ/kg}$$

$T_2 = -8^\circ \text{C}$   $\therefore$  No necesita de isoenfriamiento

5) Encontrar la cantidad de etapas de la carcasa

La velocidad nominal para 29M es 11500 r/min

Convertir carga adiabática a carga politropica con relación eficiencias

$$25000(0.78/0.775)=25161.2903 \text{ N}_m / \text{Kg}$$

Determinar el número aproximado de etapas de la carcasa

$$\text{De tabla 4 } H/N^2=2.25 \times 10^{-4}$$

$$H/N^2 \times N^2 = (2.25 \times 10^{-4}) (11500)^2 = 29756.25 \text{ N}_m/\text{kg}$$

Determinar EL número aproximado de etapas de la carcasa

$$\# \text{ etapas} = \frac{25000}{29756.25} = 0.48 \therefore 1 \text{ etapa}$$

Ajuste de la velocidad

$$1 \text{ etapa debe producir} = \frac{25000}{29756.25} = 0.84015 \frac{\text{N}_m}{\text{kg}}$$

$$\text{O un promedio de } \frac{0.84015}{0.84015} = 1 \text{ por etapa}$$

Ajustando la velocidad por las leyes del ventilador

$$H \propto N^2$$

$$N = N_{\text{NOM}} \left[ \frac{H_{\text{Req}}}{H} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 11500 \left[ \frac{0.84015}{29756.25} \right]^{\frac{1}{2}} = 61.10681$$

N = 61.10681 r p m

7) Calculando la potencia aproximada

$$GKW = \frac{W_1 \times H}{60000 \times \eta_p} = \frac{(485.26077)(25000)}{60000 \times 0.78} = 259.2204968 \text{ kw}$$

Realizando ajustes para fugas del pistón

$$259.22049 \text{ kw} \times 1.02 = 264.4049 \text{ Kw.}$$

Sumando las pérdidas de la gráfica 6

$$SKW = 264.4049 + 54 = 318.4044 \text{ kw}$$

Suponiendo que el sello es de isocarbono.

**Tabla de resultados para selección de compresor centrífugo “Metodo N”**

Sección o etapa	Primera sección	Segunda Sección	Fuente o explicación
Gas	Etileno	Etileno	Dada
Peso molecular M	28	28	Dada
Compresibilidad z	0.95	0.95	De gráfica de compresibilidad
Razón de calores específicos k	1.24	1.24	Dada
Carga $W_1$ lb/h	64200	106.500	Dada
Presión de succión $P_1$ psia	24	56	diagrama de Mollier
Temperatura de succión °F	-20	35	Dada o Calculada
Temperatura de succión °R	440	495	Dada o Calculada
Entalpía de succión $h_1$ Btu/lb	128	122.5	diagrama de Mollier
Volumen específico de succión $\nabla$ ft <sup>3</sup> /lb	6.673797	3.21772	Calculada
Capacidad de succión ICFM	7140.96292	342.6875	Calculada
Presión de descarga $P_2$ Psia	56	215	Dada
Entalpía de descarga $h_2$ Btu/lb	169	178	Dada o Calculada
$\Delta h$ (adiabática) Btu/lb	41	55.5	$\Delta h = h_2 - h_1$
Entalpía poli trópica Btu/lb	169	178	$h_1 + \Delta h_{pol}$
Temperatura de descarga °F $T_2$	80.6797	231.163010	Tablas o diagrama de Mollier
Temperatura de descarga °R $T_2$	540.6797	691.16301	Tablas o diagrama de Mollier
Temperatura real $T_2$ °F	100	110	Calculada
Eficiencia politropica $\eta_p$ %	0.78	0.78	De tabla
Carga plena H ( $ft - lbf / lbm$ )	21748.79484	41439.663	Calculada
Tamaño bastidor	29M	29M	De tabla
Velocidad nominal $r$ /min	11500	11500	De tabla
Numero de etapas	3	5	Calculada
Ajuste de velocidad N $r$ /min	9831.6265	10512.1724	Calculada
Caballaje HP	980.1617	239.8869	Calculada+Pérdidas
Diámetro preliminar del impulsor D in	21.5	16	De tabla interpolación
Coficiente preliminar de carga $\sigma$	0.50	0.48	De tabla
Velocidad preliminar en las puntas, U.ft/s	697.3733	745.6421	$U = \sqrt{H_{ad} g / N_{st} \mu}$
Velocidad acústica ,U <sub>a</sub> .ft/s	959.6484	1017.8608	$U_a = \sqrt{kgRTZ}$
Relación U/U <sub>a</sub>	0.72669	0.732558	$\cong 0.9a1.0$

**Tabla de resultados para selección de compresor centrífugo  
"Método de Mollier"**

Sección o etapa	primera	Fuente o explicación
Gas	Propano	Dada
Peso molecular M	44	Dada
Compresibilidad z	0.95	De gráfica de compresibilidad
Razón de calores específicos k	1.13	Dada
Carga $W_1$ kg/min	485.2607	Dada
Presión de succión $P_1$ bar	1.65	diagrama de Mollier
Temperatura de succión °F	48	Dada o Calculada
Temperatura de succión °C	8.88	Dada o Calculada
Entalpía de succión $h_1$ , kJ/kg	237.5	diagrama de Mollier
Volumen específico de succión $\nabla$ m <sup>3</sup> /kg	0.225	Calculada
Capacidad de succión ICFM	135.8730	Calculada
Presión de descarga $P_2$ bar	3.85	Dada
Entalpía de descarga $h_2$ , kJ/kg	262.5	diagrama de Mollier
$\Delta h$ (adiabática) kJ/kg	32.2580	$\Delta h = h_2 - h_1 / \eta_p$
Entalpía polítrica kJ/kg	269.758	$h_2 = h_1 + \Delta h_{pol}$
Temperatura de descarga °R $T_2$	440	Tablas o diagrama de Mollier
Temperatura de descarga °C $T_2$	-28.8	Tablas o diagrama de Mollier
Temperatura real $T_2$ °C	-8	Calculada
Eficiencia polítrica $\eta_p$ %	0.78	De tabla
Carga plena $N_m$ /kg	25000	Calculada
Tamaño bastidor	29M	De tabla
Velocidad nominal r/min	11500	De tabla
Numero de etapas	1	Calculada
Ajuste de velocidad N r/min	61.10689	Calculada
Caballaje HP	318.4049	Calculada+Pérdidas

## **CONCLUSIONES**

### **PRIMERA:**

Los compresores centrífugos se fabrican casi siempre de acuerdo a los parámetros del cliente cuando se desea adquirir un compresor hay que realizar una consideración cuidadosa de todos los parámetros de operación ,para asegurar un ajuste satisfactorio del compresor y del proceso ,estos parámetros no se pueden considerar en forma independiente sino que se requiere de hacer un análisis de operación global, los compresores casi siempre se documentan en las pruebas de taller donde se van a instalar ,esto nos da como resultado que los parámetros de operación resulten los deseados en lugar de críticos.

### **SEGUNDA:**

Al hacer un análisis de operación global para realizar la selección de un compresor centrífugo de la maraca Elliott se consideraron los parámetros de operación para el gas Etileno ,por medio del método "N" se obtuvo que la capacidad de succión en la primera sección fue mayor a la de la segunda sección, la temperatura de la primera sección a la segunda sección aumento ,el volumen especifico de la primera sección a la segunda disminuyo, la carga plena de la primera a la segunda sección aumenta, el tamaño de bastidor y la velocidad nominal son iguales y el numero de etapas es mayor para la segunda sección, en base a este análisis se puede concluir que los parámetros de operación resultan satisfactorios para adquirir un compresor de etapas múltiples ya que se puede predecir con certeza el rendimiento del compresor porque se tiene conocimiento detallado del comportamiento del gas involucrado.

### **TERCERA:**

AL hacer un análisis de operación global por el método de Mollier para el gas propano se realizó la selección de un compresor centrífugo de la marca Elliott mediante este método se analizó el comportamiento del gas propano utilizando el diagrama de Mollier del gas mencionado, esto bajo condiciones de presión y temperatura después de hacer dicho análisis se llega a la conclusión de que de acuerdo a los parámetros de operación se puede adquirir un compresor centrífugo de una sola etapa ya que se puede predecir con certeza el rendimiento del compresor.

### **CUARTA**

Los conocimientos que debe tener una persona que se dedique a la selección de compresores depende de la demanda y donde va a estar instalado algunas veces es suficiente con datos técnicos del compresor y construcción mecánica, cuando se requiere información más completa sobre las características del compresor es necesario hacer un análisis global del compresor por eso es importante entender los conceptos para tener un conocimiento más amplio sobre la selección y uso de compresores.

## GLOSARIO

**Absorber:**(Del lat. *absorbēre*). tr. Dicho de una sustancia sólida: Ejercer atracción sobre un fluido con el que está en contacto, de modo que las moléculas de este penetren en aquella.

**Adiabática:** (De  $a^{-2}$  y *diabático*). adj. *Fís.* Se dice del recinto entre cuyo interior y exterior no es posible el intercambio térmico. || **2.** *Fís.* Se dice de la transformación termodinámica que un sistema experimenta sin que haya intercambio de calor con otros sistemas.

**Adsorber:** (Del lat. *ad*, y *sorbēre*, sorber). tr. *Fís.* Atraer y retener en la superficie de un cuerpo moléculas o iones de otro cuerpo.

**Arandela:** (Del fr. *rondelle*). f. Pieza generalmente circular, fina y perforada, que se usa para mantener apretados una tuerca o un tornillo, asegurar el cierre hermético de una junta o evitar el roce entre dos piezas. || **2.** En general, cualquier pieza en forma de disco perforado. || **3.** Cada una de las piezas circulares .

**Arandela:** (Del fr. *rondelle*). f. Pieza generalmente circular, fina y perforada, que se usa para mantener apretados una tuerca o un tornillo, asegurar el cierre hermético de una junta o evitar el roce entre dos piezas. || **2.** En general, cualquier pieza en forma de disco perforado. || **3.** Cada una de las piezas circulares .

**Calor:** Energía que pasa de un cuerpo a otro y es causa de que se equilibren sus temperaturas. || ~ **atómico.** m. *Fís.* Cantidad de **calor** que por átomo gramo necesita un elemento químico para que su temperatura se eleve un grado centígrado.

**Creces:** (De *crecer*). f. pl. Aumento aparente de volumen que adquiere el trigo en la troje traspalándolo de una parte a otra. También se dice de la sal y de otras cosas. || **2.** Tanto más por fanega que obligan al labrador a volver al pósito por el trigo que se le prestó de él. || **3.** Señales que indican disposición de crecer. *Muchacho de creces.* || **4.** Aumento, ventaja, exceso en algunas cosas. colmadamente

**Criogeneia:** f. *Fís.* Estudio de los procesos que se producen a temperaturas extremadamente bajas.

**Embridadas:** tr. Poner la brida a las caballerías. || **2.** Hacer que los caballos lleven y muevan bien la cabeza. || **3.** Poner brida o bridas a los tubos. || **4.** Someter, sujetar, refrenar.

**Empedernidos**; (De *en-* y la misma raíz de *pedernal*). tr. defect. Endurecer mucho. U. t. c. prnl. || **2.** prnl. defect. Hacerse insensible, duro de corazón. ¶ MORF. U. solo en infinit. y en part.

Entalpía: *Fís.* Magnitud termodinámica de un cuerpo, igual a la suma de su energía interna más el producto de su volumen por la presión exterior.

Entropía ;(Del gr.  $\epsilon\nu\tau\rho\pi\alpha$ , vuelta, usado en varios sentidos figurados). f. *Fís.* Magnitud termodinámica que mide la parte no utilizable de la energía contenida en un sistema. || **2.** *Fís.* Medida del desorden de un sistema. Una masa de una sustancia con sus moléculas regularmente ordenadas, formando un cristal, tiene **entropía** mucho menor que la misma sustancia en forma de gas con sus moléculas libres y en pleno desorden. || **3.** *Inform.* Medida de la incertidumbre existente ante un conjunto de mensajes, de los cuales se va a recibir uno solo.

**Fluido**: (Del lat. *fluidus*). adj. Se dice de las sustancias en estado líquido o gaseoso. U. t. c. s. m. || **2.** Dicho del lenguaje o del estilo: Corriente y fácil. || **3.** *Econ.* Dicho de un factor económico: Fácil de manejar. || **4.** m. Corriente eléctrica. || **5.** *Biol.* Cada uno de los agentes hipotéticos que admitían algunos fisiólogos; p. ej., el **fluido** nervioso y el magnético animal. || ~s **elásticos**. m. pl. *Fís.* Cuerpos gaseosos.

**Presión**: **presión**<sup>1</sup>. (Del lat. *pressio*, *-ōnis*). f. Acción y efecto de apretar o comprimir. || **2.** Magnitud física que expresa la fuerza ejercida por un cuerpo sobre la unidad de superficie. Su unidad en el Sistema Internacional es el *pascal*. || **3.** Fuerza o coacción que se hace sobre una persona o colectividad. || ~ **arterial**. f. **tensión arterial**. || ~ **atmosférica**. f. La que ejerce la atmósfera sobre todos los objetos inmersos en ella. Su valor normal al nivel del mar es de 760 mm Hg o 1013 mbar. || ~ **crítica**. f. *Fís.* **presión** característica de cada líquido, tal que a su temperatura crítica coexisten los estados líquido y gaseoso. || ~ **fiscal**. f. Relación existente entre los ingresos de la Hacienda pública de un país y el valor del producto nacional neto. || ~ **osmótica**. f. *Fís.* La que ejercen las partículas del disolvente en una disolución sobre la membrana semipermeable que la separa de otra de mayor concentración.

Supeditar: (Del lat. *suppeditāre*). tr. Sujetar, oprimir con rigor o violencia. || **2.** Dominar, sojuzgar, avasallar. || **3.** Subordinar algo a otra cosa. || **4.** Condicionar algo al cumplimiento de otra cosa.

Temperatura: (Del lat. *temperatūra*). f. Magnitud física que expresa el grado o nivel de calor de los cuerpos o del ambiente. Su unidad en el Sistema Internacional es el *kelvin* (K). || **2.** coloq. Estado de calor del cuerpo humano o de los seres vivos. || ~ **absoluta**. f. *Fís.* La medida en grados kelvin, según la escala que parte del cero absoluto. || ~ **ambiente**. f. La ordinaria en torno a un cuerpo. || ~ **crítica**. f. **temperatura** por encima de la cual es imposible que un vapor se transforme en líquido, por mucho que se eleve la presión.

**Termodinámica:** Es la rama de las ciencias físicas que trata de los fenómenos diversos de la energía y las propiedades relacionadas de la materia. Específicamente de las leyes de transformación de calor a otras formas de energía y viceversa, también se puede decir que :

Es la ciencia que trata todo lo referente a las transformaciones de la energía y las propiedades físicas de las sustancias involucradas que sufren dichas transformaciones.

**Volumen:** (Del lat. *volūmen*). m. Corpulencia o bulto de algo. || **2.** Magnitud física que expresa la extensión de un cuerpo en tres dimensiones: largo, ancho y alto. Su unidad en el Sistema Internacional es el *metro cúbico* ( $m^3$ ).

## BIBLIOGRAFÍA

W. Greene Richard. **Compresores selección uso y mantenimiento**, editorial Mc Graw Hill, 1ª edición 1996, impreso en México D.F pp. 290

Bloch, Heinz P. **Guía práctica para la tecnología de los compresores**, editorial Mc Graw Hill, 1ª edición 1998, impreso en México D.F, pp.501

Roselló, Coria Francisco. Arreola Quijada Luis Francisco. **Energía y máquinas térmicas**, editorial Limusa, 1ª edición 1983 impreso en México D.F pp.501

Polo Encinas Manuel, ingeniero. **Turbomaquinas De fluido compresible**, editorial Limusa. , 1ª edición 1984, Impreso en México, pp 451

Anderson, Jonathan. H. Durston Berry. Millicent Poole. **Redacción de tesis y trabajos escolares**, editorial Diana México, 1ª edición 1972, impreso en México D.F , pp 169

Perry; **Manual del ingeniero químico**. Editorial Mc Graw Hill, 6ª ED ,Tomo I y II, edición 1992, impreso en México D.F en junio del 2004 pp.3-340

Ortega, Alvear Mario. **Turbocompresores de geometría variable ,Estudio y diseño**, editorial Alfaomega Ra-Ma, edición original 2004, impreso en ,México col Vallejo pp.149

Angeles, Cravioto Sergio, ingeniero. **Análisis técnico de compresores centrífugos y de tornillo para aplicaciones en aire acondicionado**, editorial Cuadernos UNAM ENEP ARAGON, División de estudios profesionales, Área de ciencias Físico matemáticas, impreso en México D.F