



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE QUIMICA**

**PROCEDIMIENTO DE CALCULO Y SELECCION DE  
COMPRESORES RECIPROCANTES.**

**T E S I S**

Que para obtener el título de:

**INGENIERO QUIMICO**

**P r e s e n t a :**

**MIGUEL GONZALEZ PEREZ**

1982



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.

## I N D I C E

### CAPITULO I.

#### INTRODUCCION.

- 1.1 Objetivo.
- 1.2 Alcance y Limitaciones

### CAPITULO II.

#### GENERALIDADES

- 2.1 Propósitos de la compresión.
- 2.2 Teoría de la compresión.
- 2.3 Métodos de compresión.
- 2.4 Teoría sobre las Compresores Reciprocantes.
- 2.5 Ciclos de compresión.
- 2.6 Etapas de compresión.
- 2.7 Principio básico de operación.
- 2.8 Definición de los principales conceptos utilizados en Compresores Reciprocantes.

### CAPITULO III.

#### METODOS DE CONTROL.

- 3.1 Regulación de los Compresores Reciprocantes.
- 3.2 Métodos de Descarga.
- 3.3 Métodos básicos de control.
- 3.4 Pasos de control.

## CAPITULO IV.

### ACCESORIOS Y EQUIPO AUXILIAR.

- 4.1 Equipo Auxiliar.
- 4.2 Auxiliares de protección y control.

## CAPITULO V.

### PARTES MECANICAS DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

- 5.1 Descripción de las partes mecánicas.
- 5.2 Compresores Reciprocantes no lubricados.

## CAPITULO VI.

### SISTEMAS DE LUBRICACION Y ACCIONADORES.

- 6.1 Lubricación de Compresores Reciprocantes.
- 6.2 Accionadores.

## CAPITULO VII.

### PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

- 7.1 Ecuaciones empleadas para determinar las características de funcionamiento de los Compresores Reciprocantes.
- 7.2 Consideraciones para el cálculo termodinámico.
- 7.3 Cálculo termodinámico y selección del cilindro.
- 7.4 Nomenclatura

### CONCLUSIONES

### BIBLIOGRAFIA.

CAPITULO I.

I N T R O D U C C I O N

C A P I T U L O I.

INTRODUCCION

El transporte de gases y vapores es tan importante como el movimiento de líquidos. En muchas plantas químicas y petroquímicas algunos procesos requieren alimentaciones de gases comprimidos a presiones elevadas. La estación de compresores es una planta dentro de otra, que tiene máquinas complicadas y caras, que requieren no únicamente de operación práctica sino también de los conocimientos de la ingeniería para su selección e instalación. Generalmente, los fabricantes de compresores proporcionan al cliente, o a un cliente en prospecto, los servicios de sus ingenieros para ayudarlos a la selección de sus unidades. Sin embargo, los ingenieros de proceso, de proyecto y mecánicos, deben tener los suficientes conocimientos para poder sostener conversaciones adecuadas y poder hacer preguntas pertinentes.

Las máquinas de compresión son mucho más complejas que las bombas debido a la compresibilidad de los fluidos que manejan.

Normalmente una instalación de compresión consta del compresor, accionador y los elementos de accionamiento, dispositivos de seguridad y de control y accesorios.

### 1.1 Objetivo.

Los objetivos de esta tesis son:

- 1) Dar una descripción general de los compresores reciprocantes.
- 2) Establecer un procedimiento para mostrar como se realiza el cálculo y la selección preliminar de los compresores reciprocantes.

### 1.2 Alcance y Limitaciones.

En esta tesis se establecen los pasos para el cálculo termodinámico y la selección del compresor reciprocante por los métodos siguientes : - el de Mollier, el de exponente y el de balance de entalpías.

El cálculo termodinámico cubre hasta la determinación de la potencia aproximada requerida para manejar un cierto volumen de gas de unas condiciones de entrada para entregarlo a una presión de descarga.

No se cubre el diseño mecánico solamente se hace una descripción de las partes más importantes del compresor.

CAPITULO II.

GENERALIDADES



C A P I T U L O    I I .

GENERALIDADES

2.1    PROPOSITOS DE LA COMPRESION.

Las Industrias Químicas de Proceso utilizan compresores de todos tipos y tamaños para incrementar la presión del gas.

La compresión de gas tiene una meta básica-liberar gas a una presión - mayor que la originalmente existente. El nivel original de presión puede va riar desde muy bajas presiones absolutas (fracciones de una micra) a varios miles de libras. El aumento de presión puede variar de muy pocas onzas a - muchos miles de libras y los volúmenes manejados desde pocos piés cúbicos - por minuto hasta cientos de miles.

La compresión es emprendida para una variedad de propósitos:

1. Para transmitir potencia, como en un sistema de aire comprimido para operar herramientas neumáticas.
2. Para suministrar gas para la combustión.
3. Para transporte y distribución de gas, como en tuberías de gas natural y sistemas de distribución de gas a la ciudad.
4. Para circular gas a través de un proceso o un sistema.
5. Para producir condiciones más conducentes para una reacción química.
6. Para producir y mantener niveles de presión reducida para muchos propósitos, realizados para remoción de un sistema de gases inde seables fluyendo dentro del sistema o presentes inicialmente en él.

## 2.2 TEORIA DE LA COMPRESION.

Al ingeniero que ocasionalmente considera los cálculos de las características de un compresor deben parecerle desconcertantes las ecuaciones y nomenclatura utilizadas. Sin embargo, al entenderse los diferentes principios básicos de la termodinámica se comprenderá que todas las ecuaciones usadas para el diseño del compresor están basadas en dichos principios.

Aún cuando los compresores recíprocos combinan en su funcionamiento un proceso de flujo y no flujo, el resultado final es un proceso de flujo. Por lo tanto, las ecuaciones para estos compresores se pueden basar en la ecuación del trabajo obtenida a partir del balance general de energía. Es muy conveniente basar todos los cálculos en el proceso ideal. De esta forma pueden hacerse cálculos rigurosos con relativa facilidad, pudiendo después hacer correcciones en forma de eficiencia para referirse al caso real.

El balance total de energía, en forma diferencial y suponiendo los efectos potenciales, de superficie y eléctricos, puede expresarse como sigue:

$$d(PV) + d\left(-\frac{mu^2}{2gc}\right) + dU = dq - dW.$$

Donde:

- P = Presión, en  $\text{Lb/ft}^2$
- V = Volumen, piés cúbicos.
- m = Masa, en Lb.
- u = Velocidad, pies/seg.
- $g_c$  = Factor para conversión de unidades absolutas a unidades de ingeniería.
- U = Energía interna, pies-Lb.
- q = Calor agregado de los alrededores, pies-Lb.
- W = Trabajo hecho sobre los alrededores, pies-Lb.

Ahora la diferencial exacta de la función de la energía U es  $dU=Tds-PdV$  y para un proceso reversible  $dq = TdS$ . Entonces, con las restricciones de un proceso reversible la ecuación (A) queda:

$$VdP + PdV + \frac{m}{2g_c} (u_2^2 - u_1^2) + TdS - PdV = TdS - dW$$

ó

$$-dW = VdP + \frac{m}{2g_c} (u_2^2 - u_1^2) \quad (B)$$

ó

$$-W = \int_1^2 VdP + \frac{m}{2g_c} (u_2^2 - u_1^2)$$

Los índices uno y dos se refieren a los estados inicial y final.

Para el caso usual de compresión donde se desprecian los efectos de la energía cinética, la ecuación (B) queda:

$$- W = \int_1^2 VdP \quad ( C )$$

Las ecuaciones (B) y (C) son válidas únicamente para procesos de flujo reversibles.

Es posible desarrollar la ecuación (C) para trabajo de flujo reversible al considerar el área del diagrama ideal PV.

La ley de los gases perfectos se expresa como:

$$PV = nRT \quad ( D )$$

La ecuación (D) puede ser escrita en la forma:

$$P \frac{V}{n} = RT = Pv \quad ( E )$$

Donde:  $v$  = Volumen molal, piés cúbicos/Lb mol.

Para la compresión isotérmica reversible (gas ideal), empleando la ecuación (E) el trabajo por mol ( $-W_m$ ) es :

$$- W_m = \int_1^2 VdP = RT \ln \frac{P_2}{P_1} = 1544T \ln \frac{P_2}{P_1} \quad ( F )$$

Para la compresión isoentrópica reversible (gas ideal), se tiene

$$- W_m = \int_1^2 v dP = \int_1^2 RT \frac{dP}{P} = ( \Delta H' ) ( 778 ) = 778 C_p dT \quad ( G )$$

Donde : 778 es el factor de conversión de BTU/Lb a ft-Lb/Lb.

$$\delta \quad \left( \frac{R}{778} \right) \left( \frac{dP}{P} \right) = \frac{C_p dT}{T}$$

Designando por  $R'$  la constante de la ley de los gases.

$$\therefore R' \, d \ln P = C_p d \ln T$$

$\delta$

$$R' \ln \frac{P_2}{P_1} = C_{p_m} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Entonces:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{R'/C_{p_m}}$$

Ahora para un gas ideal  $C_{v_m} + R' = C_{p_m}$  y designando  $C_{p_m}/C_{v_m} = k$ , se --  
obtiene:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(C_{p_m} - C_{v_m})/C_{p_m}} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k - 1)/k} \quad (H)$$

La ecuación (H) proporciona un medio rápido para calcular la temperatura teórica al final de la compresión de un gas ideal si se conoce la temperatura inicial, la relación de compresión y el valor  $k$ .

De la ecuación (G):

$$- W_m = \int_1^2 C_p dT = C_{p_m} (T_2 - T_1)$$

Sustituyendo en la ecuación (H):

$$-W_m = C_{p_m} T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right], \text{ BTU/Lb mol.}$$

Es muy conveniente convertir  $C_{p_m}$  a una expresión en términos de  $k$ .

$$C_{p_m} = \frac{C_{p_m} R'}{R'} \quad \text{además} \quad R' = C_{p_m} - C_{v_m}$$

Entonces

$$C_{p_m} = \frac{C_{p_m} R'}{C_{p_m} - C_{v_m}} = \frac{\left( \frac{C_{p_m}}{C_{v_m}} \right) (R')}{\left( \frac{C_{p_m}}{C_{v_m}} - 1 \right)} = \frac{k}{k-1} R'$$

Por lo tanto:

$$-W_m = \frac{k}{k-1} R' T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right], \text{ BTU/Lbmol} \quad (I)$$

ó

$$-W_m = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \text{ ft - Lb/Lbmol} \quad (Ia)$$

O ya que  $P_1 v_1 = RT_1$

$$-W_m = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \text{ ft - Lb/Lbmol.} \quad (J)$$

Casi todas las ecuaciones anteriores se refieren a gases ideales para presiones altas. Algunos gases se desvían marcadamente del comportamiento del gas ideal. Se tiene un factor de corrección empírico llamado factor de compresibilidad el cual se multiplica a la expresión de la ley de los gases a fin de poderla aplicar a gases reales.

$$Pv = ZRT$$

Se ha encontrado que los factores de compresibilidad de todos los gases tienen correlación dentro de la exactitud de la ingeniería con las relaciones temperatura reducida,  $T/T_c$  y presión reducida  $P/P_c$ , donde  $T$  y  $P$  son temperatura y presión absolutas y  $T_c$  y  $P_c$  son temperatura y presión crítica absolutas del gas considerado. Para mezclas, resulta satisfactorio, para el cálculo de la temperatura y la presión reducidas, emplear temperaturas y presiones pseudocríticas. Estas se determinan del promedio molal de las temperaturas y presiones críticas de los componentes.

Puede pensarse de la compresibilidad como un factor de corrección por el que deba multiplicarse el volumen del gas ideal para obtener el volumen real.

La eficiencia volumétrica de un compresor recíprocante se ve afectada por las desviaciones que se tengan respecto del caso ideal; la falta de considerar estas desviaciones conduce a errores en lo que concierne a dimensiones del cilindro.

El ingeniero de proyecto deberá suministrar al diseñador de compresores los valores exactos de las compresibilidades de los gases que se mane-

jan, para determinar correctamente el tamaño de los cilindros.

Para casi todos los casos no es necesario calcular exactamente la potencia teórica isoentrópica, existiendo métodos aproximados para calcularla. Aplicando el efecto de la compresibilidad de los gases y haciendo correcciones a la potencia obtenida para el gas ideal, de acuerdo a las ecuaciones (I), (Ia) o (J), se obtiene la potencia para gases reales, multiplicando por el promedio aritmético de las compresibilidades de la succión y de la descarga. Este mismo procedimiento también puede deducirse a partir de la ecuación (G). El trabajo de compresión para un gas real puede estimarse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 - W_m &= \int_1^2 v dP \\
 &= \frac{Z_1 + Z_2}{2} \int_1^2 RT \frac{dP}{P}
 \end{aligned}$$

Para un gas ideal:  $\int_1^2 \frac{RT}{P} dP = (\Delta H') (778)$

$$W_m = \frac{Z_2 + Z_1}{2} H' (778)$$

o  $- W_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] (K)$

y  $- W_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] (Ka)$



Debido a que esta aproximación está basada en la corrección de la potencia para un gas ideal,  $k$  deberá ser evaluado a  $0 \text{ Lb/Pulg}^2$ . y  $v$  debe ser el volumen específico del gas ideal ( $RT_1/P_1$ ).

### 2.3 METODOS DE COMPRESION.

Para comprimir gas se usan cuatro métodos. Dos son del tipo intermitente, y dos del tipo continuo. Los métodos son los siguientes:

1. Retener cantidades consecutivas de gas en algún tipo de recipiente, reducir el volumen, de esta manera se incrementa la presión, entonces el gas comprimido es removido hacia afuera del recipiente.
2. Retener cantidades de gas en algún tipo de recipiente, llevar - sin cambio de volumen a la descarga, comprimir el gas por contra flujo desde el sistema de descarga, remover el gas comprimido - fuera del recipiente.
3. Comprimir el gas por acción mecánica de impulsores o aspas que - imparten velocidad y presión al gas.
4. Poner el gas en un chorro a alta velocidad del mismo u otro gas y convertir la alta velocidad de la mezcla en presión en un difusor.

Los compresores que utilizan los métodos 1 y 2 son de la clase intermitente y son conocidos como compresores de desplazamiento positivo. Los que usan el método 3 son conocidos como dinámicos de flujo continuo. Los equipos que utilizan el método 4 son conocidos como eyectores y normalmente operan con una entrada abajo de la presión atmosférica.

#### 2.4 TEORIA SOBRE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

De los compresores de desplazamiento positivo, los reciprocantes son -- los más conocidos y los de uso más extendido. Los compresores reciprocantes -- cubren un rango de capacidades desde muy pocos piés cúbicos por minuto hasta -- aproximadamente 3000 piés cúbicos por minuto. Se tienen disponibles en ta-- maños grandes pero generalmente no se desean en la industria de proceso -- -- porque para esto se prefieren los del tipo centrífugo. Los compresores reci-- procantes manejan altas presiones y relativamente bajos volúmenes. El número de etapas o cilindros puede ser elegido en relación a la temperatura de des-- carga, tamaño del cilindro disponible y la carcasa del compresor.

Los compresores pequeños tienen cilindros de acción simple y doble; en-- friados por aire o agua; suministrados en construcción lubricada y no lubrica -- da; los de construcción lubricada permiten la mezcla de vapores de la caja -- del aceite (cárter) del compresor con el gas comprimido; los de construcción -- no lubricada se utilizan para aire de instrumentos o para pequeñas aplicacio-- nes de gas de proceso.

Los compresores grandes de aire o gas requieren dos o más cilindros. En la mayoría de los procesos, estos cilindros se pueden arreglar horizontalmen -- te o en serie, formando dos o más etapas de compresión. El número de etapas -- de compresión es una función del aumento de temperatura a través de la eta -- pa, la carcasa o la carga que la biela del compresor puede manejar, y ocasio -- nalmente el aumento de presión a través de la etapa en relación con el dise -- ño de la válvula del compresor.

## 2.5 CICLOS DE COMPRESION.

Dos ciclos o procesos básicos de compresión son aplicables a los - - compresores reciprocantes. Aunque ninguno de los dos procesos básicos son - accesibles, estos son usados como base de cálculo y comparación.

La Compresión Isotérmica ocurre cuando la temperatura es mantenida constante cuando la presión aumenta. Esta requiere remoción contínua del calor - de compresión. La compresión sigue la ecuación:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{Constante.}$$

La compresión Adiabática se obtiene cuando no se adiciona ni se remueve calor del gas durante la compresión. La compresión sigue la ecuación:

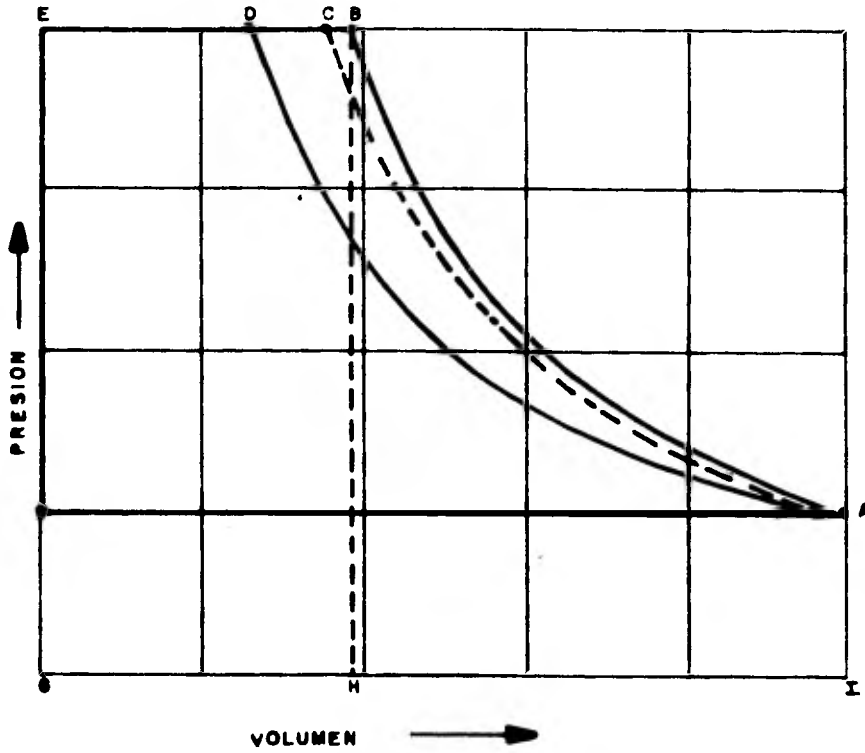
$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

Donde  $k$  es la relación de calores específicos.

La Figura No.1 muestra el "claro" teórico de los ciclos iso- - térmico y adiabático. El área ADEF representa el trabajo requerido cuando se opera sobre bases isotérmicas; y AB EF, el trabajo sobre bases adiabáticas. - Obviamente, el área isotérmica es considerablemente menor que el área adiabá tica y supuestamente el ciclo de mayor economía de compresión. Sin embargo, - no es posible remover el calor de compresión tan rápidamente como sea genera do.

El ciclo politrópico donde la relación  $pV$  es:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$



LINEA AB PROCESO ADIABATICO

LINEA AC PROCESO POLITROPICO

LINEA AD PROCESO ISOTERMICO

Fig. No.1 PROCESOS DE COMPRESION

El exponente  $n$  es usualmente menor que  $k$ . Aunque  $n$  es un valor cambiante durante la compresión, se usa un promedio o valor efectivo calculado de información experimental.

En adición a las curvas de compresión isotérmica y adiabática mostradas en la Figura No.1 la línea punteada muestra la curva típica politrópica (Línea AC).

Termodinámicamente, deberá notarse que los procesos isoentrópico o adiabático son reversibles, mientras que el proceso politrópico es irreversible.

Aunque el exponente  $n$  es pocas veces requerido, la cantidad  $n-1/n$  es frecuentemente necesaria. Este se obtiene de la siguiente ecuación, aunque es necesario conocer la eficiencia politrópica de pruebas previas.

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

## 2.6 ETAPAS DE COMPRESION.

Todos los elementos básicos del compresor recíprocante, tienen ciertas condiciones de operación limitantes. Cuando se involucra cualquiera de estas limitaciones es necesario un proceso de compresión multietapas; esto es, hecho de dos o más pasos. Cada paso puede utilizar por lo menos un elemento básico diseñado para operar en serie con los otros elementos de la máquina.

Las limitaciones varían con el tipo de compresor; pero, para compresores reciprocantes, las más importantes son:

1. Temperatura de descarga.
2. Aumento de presión (o diferencial).
3. Efecto del "claro".
4. Reducción de potencia.

Un compresor reciprocante usualmente requiere un cilindro separado por cada etapa con interenfriamiento del gas entre etapas. La Figura No.2 muestra el diagrama pV para un compresor de dos etapas. Otras etapas se adicionan de la misma manera. En una unidad reciprocante, todos los cilindros son comunmente combinados dentro de una unidad y accionados desde un cigueñal simple.

En este diagrama, Figura No.2, se nota que el ciclo isotérmico es el más económico de potencia. Enfriando el gas después de la compresión parcial hasta una temperatura igual a la temperatura de entrada obviamente deberá reducir la potencia requerida en la segunda etapa. El área ABCD representa el trabajo salvado en una compresión adiabática de etapa simple.

## 2.7 PRINCIPIO BASICO DE OPERACION.

La mayoría de los compresores reciprocantes están hechos de uno o más elementos básicos. Un elemento simple, o un grupo de elementos en paralelo, comprenden un compresor de una sola etapa.

Muchos problemas de compresión involucran condiciones más allá de la capacidad práctica de una etapa de compresión. Una relación de compresión demasiado grande puede causar una temperatura de descarga excesiva u otros problemas de diseño, tales como baja eficiencia volumétrica, tamaño

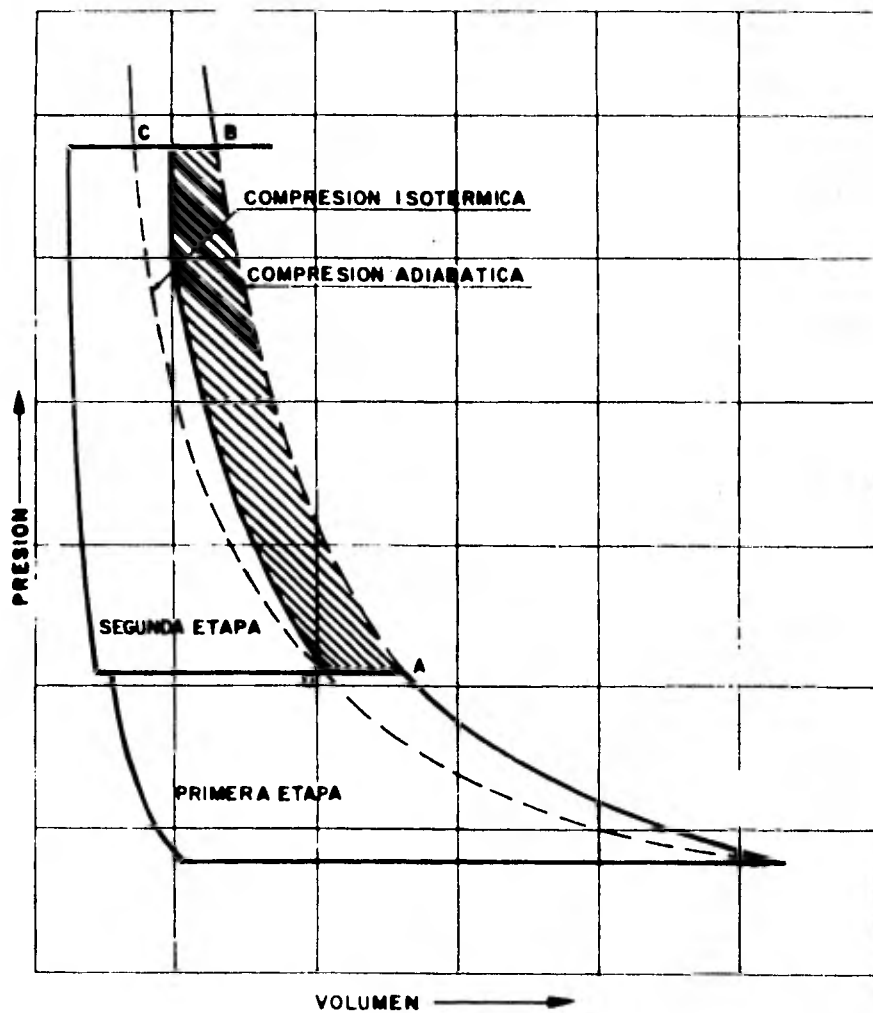


Fig. No. 2 DIAGRAMA PV PARA UN COMPRESOR DE DOS  
ETAPAS CON INTERENFRIAMIENTO

de cilindro más grande, estructura más cara, materiales especiales.

Por lo tanto es necesario combinar elementos o grupos de elementos en serie para formar una unidad multietapa, la cual puede ser de dos o más pasos de compresión. El gas es frecuentemente enfriado entre etapas para reducir la temperatura y el volumen de entrada a la siguiente etapa.

El elemento básico de una compresión recíproca es un cilindro simple comprimiendo solamente por un lado del pistón. Una unidad comprimiendo sobre ambos lados del pistón consiste de dos elementos básicos de acción simple operando en paralelo en una armazón.

El compresor recíproca usa válvulas automáticas para abrir solamente cuando exista una presión diferencial adecuada a través de la válvula. Las válvulas de entrada abren cuando la presión en el cilindro está ligeramente abajo de la presión de entrada. Las válvulas de descarga abren cuando la presión en el cilindro está ligeramente arriba de la presión de descarga.

En la Figura No.3 se muestra el elemento básico de la compresión con el cilindro completamente lleno de gas. Sobre el diagrama teórico  $pV$ , el punto 1 indica el inicio de la compresión. Ambas válvulas, la de succión y descarga, permanecen cerradas.

La Figura No.4 muestra el recorrido de la compresión, el pistón se ha movido hacia la izquierda, reduciendo el volumen de gas con un acompañamiento de aumento en la presión. Las válvulas permanecen cerradas. El diagrama  $pV$  muestra la compresión del punto 1 al punto 2, y la presión del cilindro ha alcanzado la del recipiente.



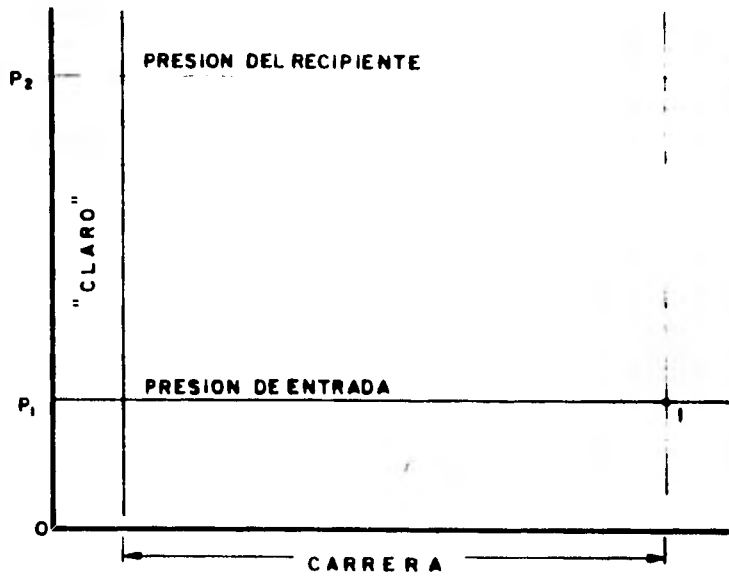


Fig. No.3 INICIO DEL CICLO DE COMPRESION

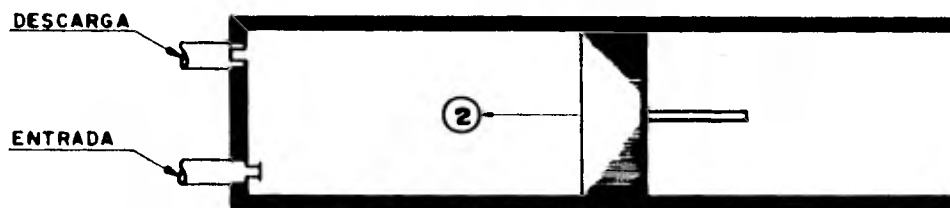
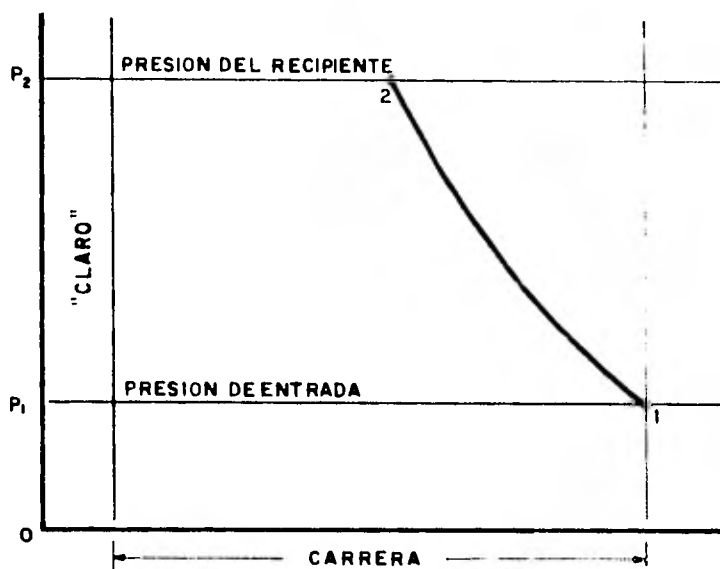


Fig. No.4 ETAPA DE COMPRESION

La Figura No.5 muestra al pistón completando el recorrido. Las válvulas de descarga abren más allá del punto 2. El gas comprimido fluye a través de las válvulas hasta el recipiente.

Después que el pistón alcanza el punto 3, las válvulas de descarga se cierran con el "claro" lleno con aire a la presión de descarga. Durante el recorrido de expansión, Figura No.6, ambas válvulas la de entrada y la de descarga permanecen cerradas y el gas atrapado en el "claro" incrementa su volumen causando una reducción en la presión. Esto continúa con el movimiento del pistón hacia la derecha, hasta que la caída de presión en el cilindro baja hasta la presión de entrada en el punto 4.

Las válvulas de entrada se abren y el gas fluye dentro del cilindro hasta el extremo del recorrido opuesto en el punto 1. Este es el recorrido de entrada o succión, ilustrado por la Figura No.7. En el punto 1 sobre el diagrama pV, las válvulas de entrada se cierran y el ciclo se repite con la próxima revolución del cigüeñal.

En un compresor recíprocante de dos etapas los cilindros se suministran de acuerdo a la relación total de compresión, la segunda etapa es menor porque el gas, ha sido parcialmente comprimido y enfriado, ocupa menos volumen que el que entra a la primera etapa. Observando en el diagrama pV Figura No.8, las condiciones antes del inicio de la compresión puntos 1 y 5 para la primera y segunda etapa, respectivamente; después de la compresión, puntos 2 y 6, y después de la entrega, 3 y 7. La expansión del gas atrapado en el "claro" opuesto de los pistones trae los puntos 4 y 8 y sobre el recorri-

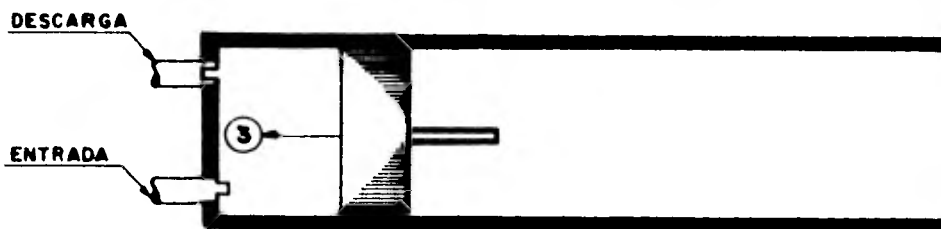
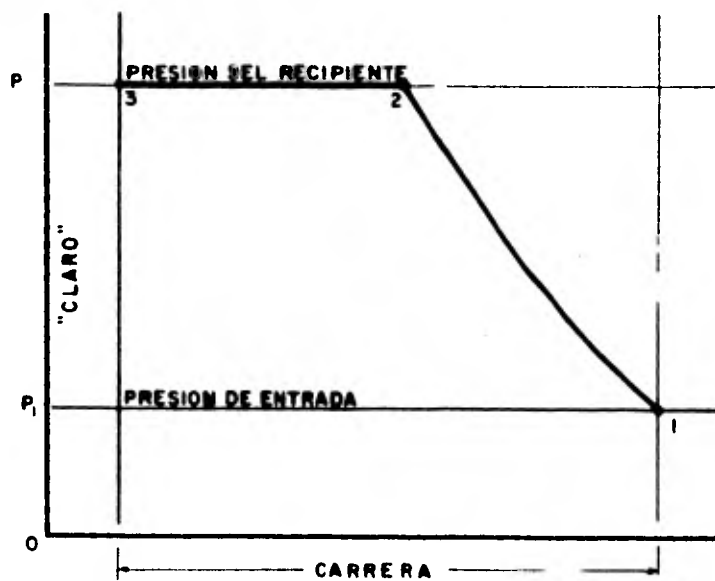


Fig. No. 6 ETAPA DE DESCARGA

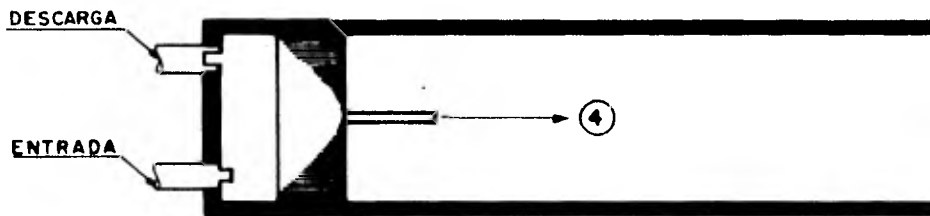
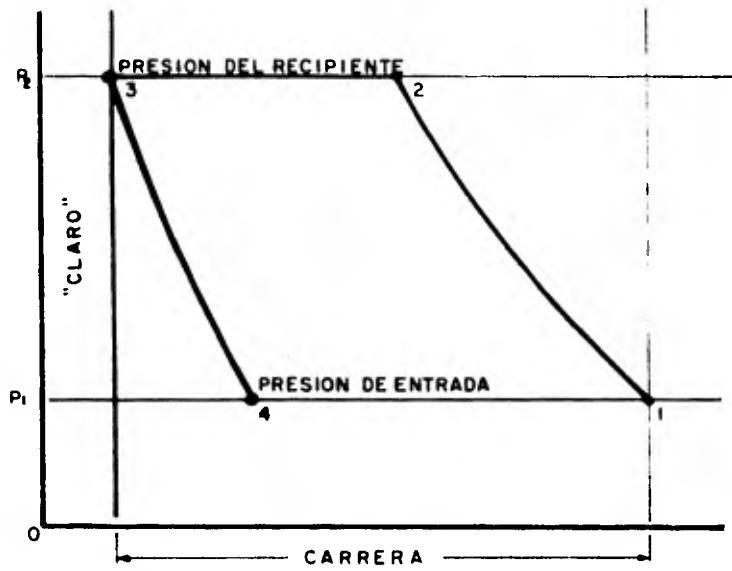


Fig. No. 6 ETAPA DE EXPANSION

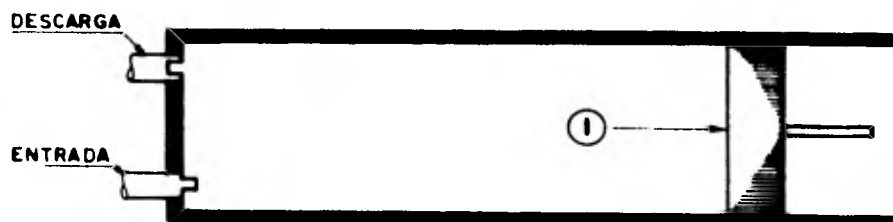
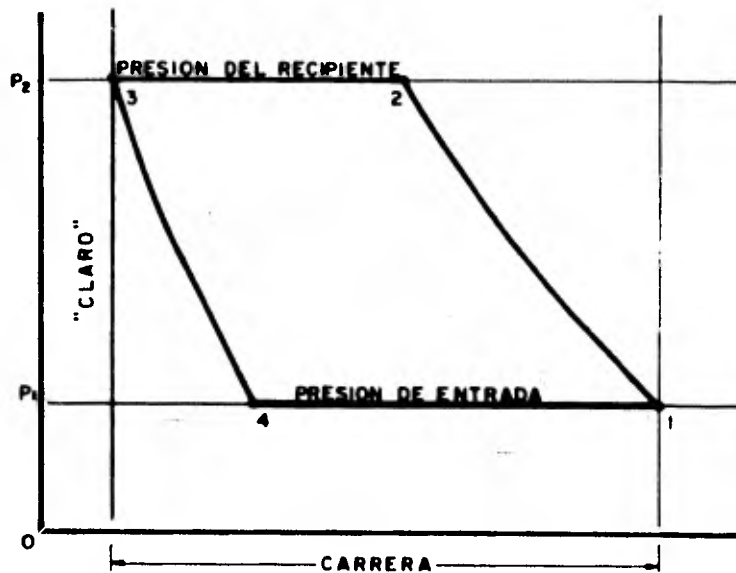
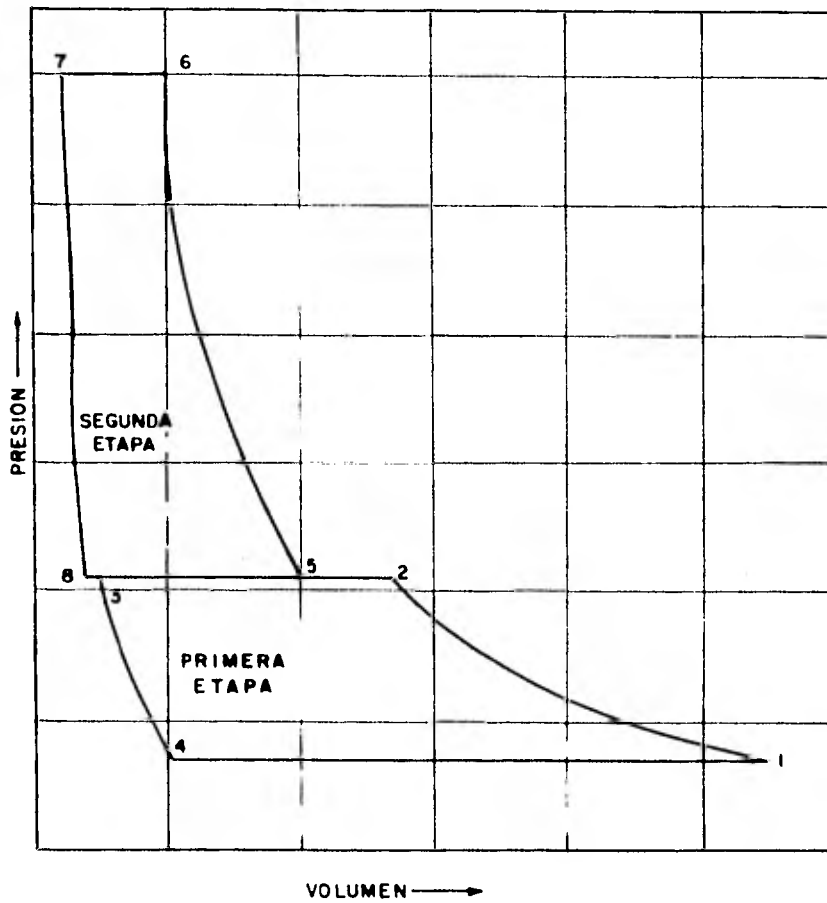


Fig. No. 7 ETAPA DE SUCCION O ENTRADA



**Fig. No.8 DIAGRAMA PV PARA UN COMPRESOR RECIPROCANTE DE DOS ETAPAS**

do de entrada los cilindros son nuevamente llenados en los puntos 1 y 5 - y el ciclo es preparado para la próxima revolución del pistón. La - - compresión multietapas sigue el mismo patrón.

## 2.8 DEFINICION DE LOS PRINCIPALES CONCEPTOS UTILIZADOS EN COMPRESORES RECIPROCANTES.

- Máxima presión de trabajo permitida. Es la máxima presión de operación continua para la cual el diseñador ha proyectado el compresor, cuando el gas es manejado a la temperatura especificada.
- Máxima temperatura permitida. Es la máxima temperatura para la cual el diseñador ha proyectado el compresor, cuando el gas es manejado a la presión especificada.
- Presión de descarga nominal. Es la más alta presión requerida a las condiciones de servicio especificadas.
- Temperatura de descarga nominal. Es la más alta temperatura de operación a las condiciones de servicio especificadas.
- Máxima velocidad permitida (RPM). Es la más alta velocidad que el di seño permite para una operación continua.
- Mínima velocidad permitida (RPM). Es la más baja velocidad que el di seño permite para una operación continua.
- Velocidad nominal. Es la más alta velocidad de operación necesaria pa ra lograr las condiciones de servicio especificadas.



- Potencia nominal del compresor. Es la potencia continua requerida para accionar el compresor a la velocidad nominal y la capacidad actual bajo condiciones de presión y temperatura nominales. Para todas las máquinas diferentes a la de vapor, es la potencia requerida en la flecha del compresor. Esta no incluye pérdidas en el accionador o en el equipo de transmisión entre el compresor y el accionador.
  
- SCFM (Standard Cubic Feet per Minute). Es la abreviación para indicar la capacidad en piés cúbicos por minuto a condiciones estándar de -- presión y temperatura 14.7 Lb/Pulg.<sup>2</sup> abs y 60°F, respectivamente.
  
- ICFM (Inlet Cubic Feet per Minute). Es la abreviación para indicar la capacidad en piés cúbicos por minuto calculada a las condiciones de - succión (presión, temperatura, compresibilidad y humedad).
  
- Factor de compresibilidad. Es un factor adimensional que corrige el - comportamiento del gas ideal al gas actual, en cuanto a compresibili- dad del mismo.
  
- Valor "k". Es un factor adimensional que resulta de dividir el calor- específico a presión constante entre el calor específico a volumen - constante, y se emplea en el diseño termodinámico de la máquina.
  
- Operación normal. Es el funcionamiento del equipo dentro de las varia- ciones previstas a las condiciones de operación, capacidad y - - - - eficiencia especificadas.

- Desplazamiento del pistón. Es el volumen neto que es desplazado - - realmente por el pistón del compresor a la velocidad nominal de la máquina, generalmente expresado en piés cúbicos por minuto.
  
- Capacidad actual. Es la cantidad de gas actualmente comprimida y en--  
tregada al sistema de descarga por la máquina a la velocidad normal,-  
y bajo condiciones normales de entrada y descarga. Esta capacidad se  
expresa normalmente en piés cúbicos por minuto, y se mide a las con--  
diciones de temperatura y presión de la succión en la primera etapa -  
del compresor.
  
- Claro. Es el volumen en exceso, presente en un extremo del cilindro,-  
del volumen neto desplazado por el pistón durante el recorrido. Y no  
es el mismo para los dos extremos en un cilindro de doble acción. El  
claro se expresa como un porcentaje del volumen desplazado por el -  
pistón.
  
- Relación de compresión. Es la relación de la presión de descarga - -  
absoluta entre la presión de entrada, también absoluta.
  
- Eficiencia volumétrica. Es la relación de la capacidad actual del --  
compresor al desplazamiento, y se expresa en porciento.
  
- Eficiencia de compresión. Es la relación del trabajo teórico requeri  
do entre el trabajo actual requerido para comprimir y entregar el -  
gas.

- Eficiencia mecánica. Es la relación, expresada en porciento, del - - trabajo termodinámico actual requerido en un compresor entre el requerimiento actual de potencia en la flecha.

- Eficiencia total: Es el producto de la eficiencia de compresión por - la eficiencia mecánica.

- Compresión adiabática. Es la que se realiza cuando el gas no sufre ni adición ni pérdida de calor durante la compresión.

$$pV^k = C$$

- Compresión isotérmica. Es la que se realiza cuando la temperatura del gas permanece constante durante la compresión.

$$pV = C$$

- Compresión politrópica. Es la que se realiza cuando hay paso de calor hacia el gas y cesión de calor por el gas a un régimen preciso - tal que permite que las líneas de compresión y de expansión sigan la ley general.

$$pV^n = C$$

- Altitud. Es la elevación de un compresor sobre el nivel del mar.

- Compresor. Son máquinas diseñadas y construidas para cualquier gas - desde una presión inicial de admisión hasta una presión de descarga mayor.

- Compresores reciprocantes. Son aquellos en los que el elemento de -  
compresión consiste en un pistón que se mueve hacia adelante y hacia  
atrás dentro de un cilindro.
  
- Compresores de acción simple. Son aquellos en los que la compresión  
tiene lugar solamente en una dirección de movimiento por revolu - -  
ción, en cada elemento de compresión.
  
- Compresores de doble acción. Son aquellos en los que la compresión-  
tiene lugar en ambas direcciones de movimiento por cada revolución,  
en cada elemento de compresión.
  
- Compresores de un paso. Son aquellos en los que la compresión se -  
efecúa desde la presión inicial hasta la final, en un solo paso o -  
etapa.
  
- Compresores de varios pasos. Son aquellos en los que la compresión  
se efectúa desde la presión inicial hasta la final, en dos o más  
pasos o etapas diferentes.
  
- Interenfriadores. Son dispositivos que sirven para remover el calor  
de compresión del gas entre pasos consecutivos de los compresores -  
de varios pasos.
  
- Postenfriadores. Son dispositivos que se utilizan para remover el -  
calor de compresión del gas, después de terminada la compresión. -  
Constituyen uno de los medios más efectivos para eliminar la hume -

dad del gas comprimido.

- Separadores de humedad. Son dispositivos que se utilizan para recolectar - y separar la humedad precipitada por el gas durante el proceso de enfria-- miento.
- Recipientes de gas. Son tanques en los que se descarga el gas comprimido procedente del compresor. Los recipientes ayudan a eliminar las pulsaciones en la tubería de descarga y actúan también como depósitos de almacenamiento durante los intervalos en los que la demanda de gas comprimido sobrepasa-- a la capacidad del compresor.
- Cigüeñal. Arbol acodado sobre el cual estan los pistones mediante sus res- pectivas bielas. Es el mecanismo mediante el cual se transmite la potencia del accionador (o el reductor de engranes).
- Cruceta. Pieza mediante la cual existe la articulación entre el vástago -- del pistón y la biela.
- Biela. Barra mediante la cual el movimiento de rotación es transformado en un movimiento de vaivén.
- Vástago del pistón. Varilla o parte más delgada del pistón que esta unido - a la biela.
- Pistón. Es el elemento que efectúa la compresión del gas dentro de un cilin- dro.
- Cilindro. Tubo en el cual se desplaza el pistón para que tenga lugar la - compresión del gas.
- Anillos del pistón. Son los que sirven de sello entre el pistón y el cilin- dro para evitar fugas de gas y pérdidas de presión.
- Cárter. Es la envolvente que protege al cigüeñal y la biela y contiene el aceite lubricante.

CAPITULO III.

M E T O D O S      D E      C O N T R O L

## C A P I T U L O     I I I .

### M E T O D O S     D E     C O N T R O L

#### 3.1     R E G U L A C I O N   D E   L O S   C O M P R E S O R E S   R E C I P R O C A N T E S .

El gas comprimido por un compresor reciprocante se requiere por lo general, en cantidades variables y a una presión relativamente constante. Como consecuencia se han desarrollado sistemas de regulación para ajustar la entrada del compresor a las necesidades, o sea, a la demanda de gas del sistema de utilización. Hay tres aspectos relativos a la regulación, que están íntimamente ligados entre sí, y que son los métodos de descarga, los tipos de control y los pasos de control, los cuales se combinan para formar el sistema de regulación del compresor. El método a usar depende principalmente del tipo de motor utilizado. En casi todos los procesos la regulación se basa en mantener constante la presión en la descarga o en la succión. El que sea la presión de succión o de descarga, depende del proceso para el cual el compresor fue seleccionado. Con frecuencia en algunas plantas de proceso es deseable mantener constante la presión en la descarga del compresor; en este caso la presión de descarga debe usarse como elemento sensible. Algunas veces es preferible tener en la presión de succión cuando ésta tiene un valor mayor que la presión atmosférica.

#### 3.2     M E T O D O S   D E   D E S C A R G A .

El control en la válvula de admisión es la forma más común de regulación de la descarga de un compresor de gas. Este sistema, al cual se le llama también "control de arrastre", utiliza un dispositivo que mantiene abierta la válvula de admisión de los cilindros, el gas los recorre simplemente hacia adentro y hacia afuera al moverse el pistón dentro del cilindro. Al ocurrir esto, se gasta una cierta cantidad pequeña de trabajo en forzar el gas a través de las restricciones de las válvulas de admisión, y

dicho trabajo se agrega a la potencia gastada en rozamiento en el compresor.

El control en la válvula de admisión es un sistema que presenta ciertas dificultades porque el compresor cambia de operación a plena carga a operación en vacío, en aproximadamente una revolución, y regresa nuevamente a la condición de plena carga en otra revolución, ya que el control -- cambia de carga a descarga, y viceversa. Tal sistema requiere hacer provisión para el arrastre del gas hacia adentro y hacia afuera del filtro de admisión, particularmente cuando se utilizan filtros con baño de aceite.

Esto se logra utilizando un filtro con válvula de alivio, que permite al gas de retorno salir sin arrastrar aceite.

El control de cierre total es un método de regulación mediante el cual se interrumpe la admisión al compresor, cerrando totalmente la admisión de gas.

En este sistema, el gas que está dentro del compresor pasa hacia el sistema de utilización, pero cuando la presión del interenfriador se aproxima a la presión atmosférica, acciona un dispositivo que deja escapar el gas realmente en el compresor hacia la atmósfera, ocasionando que los cilindros trabajen en vacío. Este método elimina efectivamente todo consumo de potencia para el manejo del gas mientras el compresor no está cargando. Este sistema de regulación, que se emplea únicamente en las unidades de compresión en varios pasos, es un sistema de transición suave a las condiciones de carga y descarga, al pasar de la condición contraria; la --



transición es uniforme y gradual y no aplica variaciones bruscas al sistema eléctrico.

En el sistema de control por bolsas de claro, se conectan al cilindro una o más bolsas que representan volumen claro adicional, de tal manera que al trabajar, aumenta el claro del cilindro, lo que da por resultado una disminución de la eficiencia volumétrica y de la capacidad de entrega de gas. Tales bolsas pueden ser reguladas neumáticamente, si se utiliza un compresor en un sistema en el que la demanda de gas sea relativamente constante en un período de tiempo largo. Este tipo de control es relativamente suave para el compresor, pero consume una cantidad de potencia relativamente elevada durante la descarga del compresor.

El control de desvío, que se usa en las aplicaciones de gas comprimido a procesos, no controla directamente la operación del compresor, sino que más bien lo deja trabajar a plena carga en forma continua, y desvía el gas que no es necesario, de la descarga hasta la admisión. Esto es, evidentemente, un sistema de control suave, pero las demandas de potencia son iguales a las de operación a plena carga, y además hay necesidad de proporcionar enfriamiento al gas desviado, para impedir que la elevación de la temperatura del compresor sea continua y ocasione daños.

Otro método de control de los compresores reciprocantes es el de apertura parcial de la admisión, el cual utiliza una válvula de apertura variable en la admisión del compresor, para regular la admisión, con la cual reduce la presión de succión y la cantidad de gas admitida al compresor. Este sistema, que se utiliza generalmente en conjunto con uno de los otros métodos de control de los compresores, permite utilizar un interva -

lo de ajuste de la entrega del compresor, en respuesta a la demanda de gas del sistema de utilización. Este es un sistema suave de control, y favorece la reducción de demanda de potencia, ya que reduce la entrega de gas mediante la reducción en la admisión.

### 3.3 METODOS BASICOS DE CONTROL.

Los métodos básicos de control de capacidad son : arranque-paro automático, velocidad constante y velocidad variable.

Control de velocidad constante es la denominación que se aplica a un sistema en el cual, el motor del compresor lo acciona en forma continua a su velocidad normal de trabajo, y la regulación de la entrega del compresor se logra utilizando uno de los métodos antes descritos. En su forma más simple, este control consta de un dispositivo completamente neumático que, a medida que aumenta la presión en el recipiente o en el sistema, aplica presión de aire al sistema de descarga para accionar neumáticamente el tipo de descargador usado en el compresor. Al ocurrir un descenso de la presión, ese mismo dispositivo alivia la presión en el sistema de descarga, dejando que vuelva a cargar el compresor. El tipo de control más común, utiliza un sistema electro neumático, en el que la presión existente en el sistema es guiada a un interruptor de presión, el cual, a su vez, controla una válvula de solenoide de tres vías.

Control de arranque-paro es un refinamiento del control de velocidad constante, y utiliza el principio electroneumático para regular la carga y la descarga del compresor. En esta forma de control, el interruptor de

presión, además de accionar la válvula de solenoide que regula la función de los descargadores, controla el arranque del motor cuando la presión del gas baja hasta un valor menor que el requerido y el paro del motor del -- compresor cuando se alcanza el valor de presión deseado.

Este tipo de control se usa generalmente en los compresores pequeños - y en los compresores portátiles, aunque también se emplea en compresores - grandes cuando la demanda de gas, en general, es menor del 50% de la capacidad del compresor.

Cuando se utiliza el control de arranque-paro se recomienda generalmente usar recipientes más grandes que lo normal para evitar el arranque - demasiado frecuente del compresor.

El control Dual es una combinación de los dos controles anteriores y puede usarse el control de velocidad constante o el control de arranque - paro. Este sistema se aplica cuando hay variaciones de demanda en el sistema de utilización.

El control Dual automático sirve para accionar automáticamente a la demanda de gas, y seleccionar la forma de operación, entre operación a ve locidad constante o con control de arranque-paro. Este control incluye - un dispositivo que detecta el régimen o la rapidez de caída de presión - en el sistema del compresor, en comparación con el tiempo, y cuando la - caída de presión sobrepasa a ese régimen, el compresor continúa trabajando bajo control de velocidad constante; en cambio, cuando el régimen de caída de presión es menor que el régimen de comparación, el compresor -- trabaja bajo el control de arranque-paro.

El control de velocidad variable es ideal si puede ser suministrado - puesto que proporciona la potencia directamente a la demanda. El acciona -- miento con máquinas de vapor y de gas se adapta mejor a este tipo de con- - trol, aunque algunas turbinas de vapor acopladas a un reductor de velocidad pueden usar también este tipo de control.

Las máquinas de vapor tienen un gran rango de control de velocidad y - operan sobre un rango de 100 a 20% de velocidad y a veces a menores.

Las máquinas de vapor pueden ser controladas por un gobernador que -- controla la admisión del vapor a presión para variar la velocidad y mante-- ner la potencia requerida.

Las máquinas de gas también pueden operar con control de velocidad va- riable.

#### 3.4 PASOS DE CONTROL.

En los compresores grandes, la demanda de gas generalmente es menor - que la capacidad del compresor a plena carga, y para lograr uniformidad en la demanda y reducción de los cargos por demanda eléctrica, se ofrece el - control en varios pasos. Sin embargo no hay una regla para determinar el - número de pasos que debe preferirse para un conjunto de condiciones dado. Generalmente se supone que, aumentando el número de pasos, y haciendo que los compresores trabajen a la mitad o a las tres cuartas partes de su capa- cidad en los períodos de demanda moderada, se obtienen cuentas más bajas - del consumo total de fuerza. Esta suposición no es del todo exacta, y para cualquier instalación dada, deben calcularse las necesidades de fuerza en

los distintos niveles de carga, así como las mismas necesidades para operación en vacío. Comparando las cifras calculadas contra las demandas estimadas se pueden analizar los diversos tipos de control, para determinar cual es el sistema más conveniente y más económico. La menor eficiencia de los motores a la mitad, y a las tres cuartas partes de su carga, ocasiona, desde luego, un aumento de la potencia requerida para accionar el compresor, para una demanda de gas dada, y tal condición puede verificarse si se compara el consumo bajo esas condiciones, con el de una máquina que trabaje a plena carga y en vacío, con alguno de los sistemas de bajo consumo de potencia en vacío, que están en uso.

La mayoría de los compresores trabajan bajo lo que se conoce como -- "Control de dos pasos", el cual es de arranque-paro. En este sistema, todo el compresor esta trabajando, ya a plena carga, ya en vacío.

Una variación del control anterior puede ser el control de tres pasos, o sea, a plena carga, a media carga y en vacío; otra variación es el control de cinco pasos, en el que se tiene: plena carga, tres cuartas partes de carga, media carga, una cuarta parte de carga y vacío.

CAPITULO IV.

ACCESORIOS Y EQUIPO AUXILIAR.

## C A P I T U L O    I V .

### ACCESORIOS Y EQUIPO AUXILIAR

#### 4.1    EQUIPO AUXILIAR.

##### 4.1.1    Postenfriadores.

El gas que aspira un compresor contiene cierta cantidad variable de - - agua, que se condensa durante la compresión, y durante el enfriamiento pos--terior. Este vapor, condensado a la forma de agua, tiene que ser extraído - del sistema; de lo contrario pasa a las tuberías de distribución, y causa di- versos problemas, entre ellos, corrosión de las tuberías, bloqueo de las tu- berías en forma de hielo, en los climas muy extremosos o muy fríos.

Una de las maneras más eficientes de separar el agua del sistema, antes de que pase a las tuberías de distribución, consiste en instalar un posten - friador entre el compresor y el recipiente.

En el postenfriador, al bajar la temperatura del gas más abajo de la - temperatura de saturación, se condensa el vapor de agua y se deposita en su parte superior, de donde puede extraerse con facilidad, ya sea en forma ma--nual o automática. Generalmente se instala una trampa de humedad de opera- - ción automática, para purgar el condensado del postenfriador periódicamente.

El postenfriador actúa además como trampa de fuego. Cuando se produce - fuego por acumulación de carbón en las paredes de la tubería de descarga del compresor, el fuego se apaga al entrar al postenfriador. Esto impide el pa- so del fuego al recipiente, en donde presenta un peligro mayor, particular - mente cuando se dejan hacer acumulaciones de aceite por falta de purga ade -

cuada y de limpieza.

El postenfriador debe instalarse tan cerca como sea posible de la - - descarga del compresor, y de preferencia dentro del edificio de compresores. En los climas muy fríos deben protegerse sus válvulas y tuberías contra la congelación.

Aunque los postenfriadores se fabrican en una gran variedad de formas y tamaños y varían desde el tipo de coraza y tubos, tanto de posición vertical como horizontal, hasta el tipo de tanque de forma de caja con serpentín, con el agua de enfriamiento abierta a la presión atmosférica, el del tipo de coraza y tubos es el más utilizado.

#### 4.1.2 Recipientes.

El receptor de gas es una parte esencial de la mayoría de las instalaciones de compresión, ya que desempeña varias funciones importantes. Amortigua las pulsaciones procedentes de la tubería de descarga dando lugar - a una presión esencialmente uniforme hacia la tubería de servicio. Sirve - para atender las demandas súbitas o fuertes, en exceso de la capacidad del compresor. Impide que la carga y descarga del compresor sea demasiado frecuente. Adicionalmente sirve para precipitar parte de la humedad que puede estar presente en el gas tal como viene del compresor o que pudiera habersido arrastrada desde el postenfriador.

El recipiente actúa como un recolector de condensado de humedad y de aceite, por lo que es necesario proveerlo de una purga automática para expulsar estos condensados o de una purga de accionamiento manual. Si el tanque



no se purga con regularidad, se reduce la capacidad del recipiente, causando con esto que el compresor arranque y pare continuamente.

La selección apropiada de uno o más tanques se basa no solamente en la capacidad del compresor mismo, sino también en el ciclo de utilización.

Generalmente, para servicio de arranque y paro automático, los recipientes son adecuados solo para la mitad de las capacidades reales de descarga a velocidad constante, para evitar el arranque del compresor con demasiada frecuencia.

Los recipientes se surten completos con válvulas de seguridad, manómetro, registro para mano, para hombre, niple y válvula de purga, y base para los recipientes verticales.

#### 4.1.3 Amortiguador de pulsaciones.

Los compresores recíprocos producen gas pulsatorio en su descarga. Esta característica puede causar oscilaciones en la tubería de descarga, problemas de resonancia y daños a las válvulas del compresor y a la tubería misma.

Para evitar estas vibraciones se instalan los amortiguadores, que son simples depósitos que se sitúan inmediatamente después de la descarga del compresor. Los amortiguadores tienen un tubo y una válvula en su parte inferior, para purgar la humedad que se condensa en ellos. Además, se les debe dar servicio de revisión y limpieza cada tres meses, para remover las acumulaciones de carbón, las cuales pueden ocasionar incendios y explosiones.

Los amortiguadores tienen que ser contruidos de acuerdo al ASME - - Código de Recipientes a Presión no sujetos a fuego directo (Sección VIII).

#### 4.2 AUXILIARES DE PROTECCION Y CONTROL.

Todo sistema de compresión necesita ciertos elementos auxiliares para el control de su operación y para su protección contra fallas a que -- está sujeto el equipo.

##### 4.2.1 Válvulas de seguridad o de alivio.

Se requieren en el recipiente y en el interenfriador. Sirven para protección de ambos elementos contra sobrepresiones. Deben ser de la capacidad correcta para el volumen de gas que deban dejar escapar a la atmósfera.

Estas válvulas deben ajustarse, en la mayoría de los casos, para - - abrir a una presión 10% mayor que la presión de trabajo del compresor, y es indispensable que se prueben regularmente para verificar que operen - libremente.

También debe instalarse una de estas válvulas entre el compresor y - la válvula de cierre que haya en la tubería que va al recipiente, cuando se tiene tal válvula de cierre.

##### 4.2.2 Dispositivo de Disparo por Sobrevelocidad.

Se usa cuando el compresor es accionado por motor de combustión interna o de vapor. Su acción se realiza en el gobernador de velocidad, en

la tubería de alimentación del motor, o en ambos.

#### 4.2.3 Protección por falla de presión del aceite.

Consiste en un manómetro que acciona un contacto eléctrico que actúa para abrir el circuito de alimentación del motor, cerrar la línea de combustible de un motor de combustión, o modificar el accionamiento del gobernador de velocidad, en el caso que la presión del aceite baje más allá de un valor predeterminado.

#### 4.2.4 Dispositivos Termostáticos.

Sirven para tomar acción cuando se presentan temperaturas más altas o más bajas de las normales. Al accionar un contacto eléctrico, pueden cerrar una válvula de combustible, accionar un gobernador o parar un motor eléctrico.

Cuando operan por alta temperatura, se utilizan para limitar la elevación de temperatura de las chumaceras, del gas de descarga, del interenfriador, del recipiente, de la descarga del compresor, de la salida del postenfriador, del agua de enfriamiento de los cilindros, del interenfriador y del postenfriador.

Cuando operan por baja temperatura, se utilizan para limitar el descenso de la temperatura del agua de enfriamiento de los cilindros, del recipiente de aire, y del agua de enfriamiento del interenfriador y el postenfriador.

Los termostatos se instalan en conjunto con señales de alarma, del tipo visual, del tipo auditivo o de ambos, para llamar la

atención de los operadores hacia cada posible falla, antes de que accionen los dispositivos automáticos de paro.

#### 4.2.5 Instrumentos Registradores.

En las instalaciones automáticas que funcionan sin operador, es conveniente instalar registradores o aparatos gráficos de presiones y de temperatura, para poder analizar en cada caso de falla, las causas que la originaron.

#### Termómetros y Manómetros Indicadores.

En cada recipiente se requiere un manómetro y un termómetro. El manómetro indica la presión interna del recipiente, y el termómetro, la temperatura del gas que contiene, la cual sirve del porcentaje de capacidad del recipiente que se está aprovechando.

A mayor temperatura del gas corresponde una menor masa de gas que puede almacenarse en el recipiente a una presión dada.

También, cuando la temperatura del recipiente baja a 0° a una temperatura menor, el operador, al observar esto, toma las providencias necesarias para evitar la congelación de su purga.

El tener un termómetro en la descarga del compresor puede ayudar a detectar un problema de fuga en alguna de las válvulas del compresor. Al haber fuga en una válvula, puede originarse una recompresión, la cual hace subir la temperatura de descarga del compresor.

A la salida del postenfriador, la temperatura del gas no debe sobrepasar más de 5° a 8°C la temperatura de entrada del agua de enfriamiento. -

Cuando la diferencia es mayor, debe buscarse la causa, la cual puede ser que los tubos estén incrustados o que no esté pasando el gasto de agua correcto por el postenfriador. De acuerdo con lo anterior, es conveniente tener un termómetro indicador a la salida del postenfriador.

La temperatura del agua de enfriamiento de los cilindros, a la entrada, es importante. El agua, al entrar, no debe ser muy fría ni muy caliente. Si es muy fría, puede ocasionar la deformación del cilindro, y si es muy caliente, no enfría al cilindro.

#### 4.2.6 Válvulas Reguladoras del agua.

Para ahorrar agua en los períodos de consumo bajo o nulo de gas, es conveniente instalar una válvula reguladora de agua, la cual puede ser de diafragma o de solenoide. La válvula puede instalarse para accionarse al paro y al arrancar el compresor, o bien, puede ajustarse para limitar el gasto de agua al haber carga baja, dejando pasar solo la necesaria para disipar el calor de rozamiento.

Esta válvula puede accionarse eléctrica o neumáticamente.

Hay otro tipo de válvula reguladora de agua, a la que se llama "Válvula estranguladora". Esta válvula es accionada por el cambio de temperatura de la tubería de descarga. El elemento detector se instala en la tubería de descarga del agua de enfriamiento, y la válvula se instala en la tubería de entrada. Al subir o bajar la temperatura del agua de descarga, la válvula abre o cierra su abertura para aumentar o disminuir el gasto de agua.

4.2.7 Mecanismos para manejar el condensado en las tuberías de admisión y descarga.

La tubería de admisión debe tener pendiente descendente hacia el compresor, y debe contar con una trampa automática de purga, situada antes de la entrada del cilindro.

La tubería de descarga debe tener pendiente descendente del compresor - hacia el postenfriador o hacia el recipiente.

Deben instalarse trampas y purgas adecuadas en todos los lugares en que se hagan necesarias.

CAPIPI TULO V.

PARTES MECANICAS DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

## C A P I T U L O V.

### PARTES MECANICAS DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

#### 5.1 DESCRIPCION DE LAS PARTES MECANICAS. (Fig. No.9)

##### 5.1.1 Cilindros.

La eficiencia de compresión es completamente dependiente del diseño del cilindro y particularmente de las válvulas. A menos que el área de la válvula sea suficiente para permitir al gas entrar y salir del cilindro sin restricciones excesivas, la eficiencia no puede ser alta. La colocación de la válvula para flujo libre de gas de entrada y salida del cilindro es también importante.

El método de enfriamiento del cilindro debe ser consistente con el servicio proyectado, puesto que la eficiencia y el mantenimiento son influenciados por el grado de enfriamiento durante la compresión.

El cilindro y todas sus partes deben ser diseñados para resistir la presión máxima a la cual serán sometidos.

El diseño de los cilindros puede ser: sin enfriamiento, enfriado por aire, enfriados por agua.

Los cilindros son hechos de material consistente con el rango de presión y el servicio de gas. El material es seleccionado para esfuerzos, en aplicaciones de choques térmicos, choques mecánicos o resistentes a la corrosión. Algunas veces se utiliza una camisa para admitir cambios posibles en capacidad. Las camisas pueden ser de gráfita, aluminio, hierro fundido,-



acero, carburo de tungsteno u otros materiales apropiados. El material de los cilindros puede ser de hierro fundido, hierro modular, acero fundido. La mayoría de los cilindros tienen chaquetas de enfriamiento para remover algo de calor de compresión y para mantener temperaturas razonables en el cilindro y/o camisa.

Los cilindros pueden ser:

De acción simple: La compresión de gas tiene lugar solamente en un extremo del cilindro.

De doble acción: La compresión del gas tiene lugar en ambos extremos del cilindro.

#### 5.1.2 Armazón.

Sin tomar en cuenta la potencia fraccional, dos factores básicos guían al diseñador del armazón y el engrane reductor. El primero es la potencia máxima transmitida a través de la flecha y el engrane de arranque hacia los pistones del cilindro; el segundo, la carga impuesta sobre las partes del armazón por la presión diferencial entre los dos lados de cada pistón. El segundo es frecuentemente llamado carga de perno porque esta fuerza total es ejercida directamente sobre la cruceta y el muñón del cigueñal. Es el factor que en gran parte determina el tamaño de las chumaceras, conexión del vástago y armazón, así como los pernos entre cada cilindro y el armazón.

Los cilindros son arreglados en el armazón principal del compresor - - para proporcionar cargas balanceadas en el cigüeñal (cuando sea posible), - acceso para mantenimiento, tubería adecuada y espacio.

Los diseños comunes por la posición del cilindro son:

Un solo cilindro:

- a) Vertical de simple o de doble efecto.
- b) Horizontal, por lo general de doble efecto.

Dos cilindros:

- a) Verticales, en línea de simple o de doble efecto.
- b) Tipo en V, de simple o de doble efecto.
- c) Horizontal y vertical, por lo general de doble efecto.
- d) Opuesto horizontalmente, por lo general de doble efecto.
- e) Horizontales y en paralelo, por lo general de doble efecto. Esta - disposición consta, en esencia, de dos compresores colocados el uno al lado del otro con un eje cigüeñal común.

Tres cilindros:

- a) Uno vertical, dos formando un ángulo de  $60^\circ$ , por lo general a cada lado de la vertical, de simple o de doble efecto, llamándose esta disposición en forma de W.

Cuatro cilindros:

- a) Semiradial: Dos cilindros horizontalmente opuestos y dos a  $60^\circ$  con respecto a la horizontal.
- b) Opuestos: Dos pares de cilindros horizontales con un solo eje cigüeñal.
- c) Tipo en V.

En general, no es aconsejable determinar de antemano la disposición de los cilindros. Si las condiciones de la cimentación son especialmente malas, la disposición con cilindros opuestos podría ser ventajosa desde el punto de vista del equilibrio, pero actualmente los compresores de doble efecto, en ángulo de  $90^\circ$ , se construyen con fuerzas libres tan bien equilibradas que no presentan problema alguno en un mal terreno.

5.1.3 Válvulas de succión y descarga.

Las válvulas del compresor son mecanismos colocados en el cilindro para permitir al flujo de gas entrar o salir del cilindro. Estas pueden ser una o más para la entrada y la descarga en cada cámara de compresión.

La función adecuada de una válvula es que debe asentar uniformemente, no debe tener "acción de esfuerzo" sobre la abertura o cierre. Hasta que alcanza una presión superior al punto de descarga la válvula permanece cerrada, abre en la presión de descarga. El mismo tipo de acción se requiere para las válvulas de succión.

Cada válvula debe abrir y cerrar una vez para cada revolución del cigueñal.

Estas tienen menos de 1/10 de segundo para abrir y para cerrar.

El diseñador procurará muchas características en la construcción de la válvula.

**Diseño:**

1. Buen flujo aerodinámico.
2. Bajo espacio "claro".
3. Silencioso
4. Fácil de servicio y mantenimiento.
5. Partes intercambiables, duplicando las originales.

**Materiales:**

1. Resistencia a la corrosión.
2. Resistencia al alto impacto.
3. Resistencia al desgaste.
4. Resistencia a la fatiga.

Se tienen cuatro diseños básicos de válvulas utilizadas en los compresores.

Estos son de trinquete, canal, hoja y anillo anular. Dentro de cada clase se pueden haber variaciones en los detalles de diseño dependiendo de la velocidad de operación y el tamaño de la válvula requerido.

Las válvulas deben ser hechas de acero al carbón o aleación de acero o - acero inoxidable resistente a la fatiga, dependiendo del servicio.

#### 5.1.4 Pistón y Anillos del Pistón.

Los anillos montados sobre el pistón sellan contra las paredes del cilindro los cuales permiten que el pistón desarrolle las presiones requeridas. Estos son usualmente, por lo menos dos anillos por cilindro para aplicaciones a bajas presiones; seis o más para servicio a alta presión.

Los pistones pueden ser de aluminio, carbón reconstruido, gráfito, hierro fundido, acero fundido, acero fabricado y metalizado, acero inoxidable, acero al carbón forjado. La selección del material involucra la naturaleza corrosiva del gas.

El material de los anillos puede ser hierro fundido, bronce, nicarta, aluminio, carbón o gráfito.

#### 5.1.5 Vástago del pistón y empaque del vástago.

La presión de sello entre la presión del cilindro y el cárter o atmósfera se mantiene por un casquillo empaçado. El movimiento del vástago del pistón es recíprocante a través de este empaque. En la mayoría de las aplicaciones es importante prevenir cual parte de la flecha estará dentro del cilindro y expuesta al gas y cual expuesta al aire exterior. Esto se puede completar con una pieza de distancia.

El empaque fibroso (blando) y el empaque preformado permanente semi- - metálico son muy pocas veces usados en compresores de cruceta. El estándar es el empaque mecánico flotante autoajutable al usarse.

Un empaque actual debe tener de tres a ocho pares de anillos en una - armazón simple, el número depende de los requerimientos de presión y ser- vicio.

Este empaque debe ser lubricado a menos que se use material especial.

#### 5.1.6 Conexiones de entrada y descarga y juntas.

Las conexiones de tubería roscada son comunes para la mayoría de las unidades pequeñas. En algunos casos, se suministra una brida especial -- aunque la tubería sea relativamente pequeña.

Las conexiones de tubería de entrada y descarga en máquinas grandes - y alta presión son generalmente del estándar .

Cuando se usa brida de cara realzada, se acostumbra aplanar la cara - del cilindro.

La brida de anillo se usa principalmente en cilindros de hierro modu- lar, acero fundido, acero forjado.

El acabado de la mayoría de las bridas es con un aplanado, aunque en algunos casos se usa un dentado sobre la cara de la brida.

Las juntas son de varios materiales, dependiendo fuertemente de la presión.

Las bridas de cara realzada y macho-hembra utilizan normalmente juntas de anillo de asbesto. Una junta laminada semiflexible de metal con un material de relleno es apropiado para los trabajos más difíciles.

La brida de ranura y lengüeta utiliza una junta de anillo de hierro blando y liso. Ocasionalmente puede usarse cobre.

## 5.2 COMPRESORES RECIPROCANTES NO LUBRICADOS.

A diferencia de los conjuntos convencionales de cilindros lubricados o parcialmente lubricados que emplean un lubricante líquido para proporcionar una película de lubricación que soporte al pistón y otras partes de desgaste, las partes del cilindro no lubricado deben correr completamente en seco, libres de introducción, de lubricante o indirectamente, que pudiera contaminar el gas comprimido.

La construcción no lubricada tiene el vástago del pistón extendido y una pieza de distancia extendida, de por lo menos una carrera de longitud entre los anillos limpiadores de la caja del cigueñal y el empaque del vástago en el cilindro, de manera que ninguna parte mojada en aceite del vástago del pistón que entra en la caja del cigueñal pueda entrar en el ensamble de empaque del pistón. Para asegurar mejor que no haya aceite en el gas, tienen una manguera contra el aceite o anillo botador del aceite, rígidamente sujeto al vástago del pistón, entre los anillos limpiadores de aceite y el empaque del pistón, para rechazar cualquier lubricante que pudiera tender a escurrirse a lo largo del vástago del pistón.

Se debe definir también una diferencia básica de funcionamiento que - - existe entre los cilindros lubricados y los no lubricados.

El pistón trabaja contra una presión y debe formar un sello deslizante- para permitir comprimir el gas sin dejarlo fugar hacia su parte posterior. - En consecuencia, quizás en el cilindro lubricado el pistón más simple sería un pistón de tapón con un ajuste más apretado en el cilindro. Pero a cau-- sa de las variaciones de temperatura y de razones económicas, esto no resul- ta práctico. En consecuencia, se requieren anillos en el pistón para el se- llado. Los anillos tienen muchas variaciones pero todas giran en torno del - principio básico - un anillo metálico delgado, partido, introducido en una - ranura cortada alrededor del pistón. El anillo es fabricado con resorteo o - tensión que tiende a empujarlo contra la pared del cilindro, originando un - ajuste deslizante hermético. Los anillos del pistón flotan en las ranuras - del mismo y sellan solamente. No soportan al pistón dentro de las paredes - del cilindro. El pistón esta soportado de las paredes del cilindro solamente por la película de lubricante líquido.

En el conjunto de pistón y anillos no lubricados no hay película de lu- bricante que soporte al pistón de las paredes del cilindro, y en consecuen- cia el pistón metálico debe mantenerse alejado de las paredes metálicas del cilindro por otros medios, ya que de lo contrario se tendrían serios daños. Esto es congruente con los principios de la lubricación. El pistón es separa- do de las paredes del cilindro mediante un anillo masivo de guía al que se - conoce como anillo de desgaste. Este anillo es de un material de bajo coefi-



ciente de rozamiento, tal como carbón o teflón, y de baja capacidad de carga unitaria con relación al peso del pistón. El diámetro exterior del pistón es más pequeño que el del pistón lubricado para dejar una holgura entre el diámetro exterior del pistón y la pared del cilindro, para permitir que el anillo de desgaste pueda desgastarse un poco antes de aproximarse al contacto de metal con metal. El anillo de desgaste es generalmente un anillo sólido pero también puede ser un anillo partido. Su tamaño es determinado por el peso del pistón solamente, y es independiente de la presión.

#### 5.2.1 Diseño para servicio sin lubricación.

Es evidente que el cilindro no lubricado no es una simple conversión de fábrica de un cilindro lubricado. El simple cambio de los anillos del pistón y anillos de empaque de metal a teflón o carbón y la interrupción de la lubricación no hacen un cilindro no lubricado. El cilindro no lubricado debe ser de diseño especial para servicio sin lubricación, utilizando los materiales que se han desarrollado y probado para tal servicio.

Para determinar si el cilindro es diseñado especialmente se sugieren los siguientes puntos de guía para evaluar las partes componentes:

Resistencia al desgaste.

Cantidad máxima de material disponible para desgaste.

Rendimiento constante en todo el intervalo de desgaste.

Partes reemplazables.

Resistencia a la corrosión.

### 5.2.2 Anillos del pistón.

Los anillos del pistón son probablemente una de las partes más críticas del ensamble del cilindro. En el cilindro lubricado, los anillos no se diseñan dejando una gran tolerancia para desgaste, ni la resistencia al desgaste es de gran importancia ya que son soportados por una película de lubricante, por lo que los regímenes de desgaste son extremadamente bajos. Pero los anillos del pistón no lubricado, que trabajan en seco sí sufren un desgaste que puede medirse. En consecuencia es de primera importancia escoger un material de bajo coeficiente de rozamiento y que tenga la mejor resistencia posible al desgaste. Los diversos grados de materiales de base de carbón y de materiales de base de teflón son las más populares hoy en día. Debe tenerse cuidado en la selección de materiales a partir de datos publicados tomados de pruebas similares como las de disco rotatorio o de tambor rotatorio. En el mejor de los casos tales pruebas son solo indicativas.

### 5.2.3 Camisa del cilindro.

Se debe considerar con suma insistencia el tener camisas reemplazables en los cilindros. Además, las camisas deben ser resistentes a la corrosión y al desgaste, y deben tener una superficie interna compatible con el material escogido para los anillos del pistón.

En los casos de daño de la superficie interior del cilindro es más ventajoso cambiar simplemente la camisa que cambiar todo el cilindro o rectificarlo a un tamaño mayor. No debe pasarse por alto que al rectificar los cilindros a un tamaño mayor cambia la capacidad del compresor y puede requerir cambiar el motor o aún los controles.

Probablemente una de las especificaciones más importantes para la superficie interior de un cilindro no lubricado es su resistencia a la corrosión. Sin camisas cambiabiles, es difícil de lograr tal resistencia, porque no sería económico vaciar todo el cilindro de un material resistente a la corrosión. Por lo que la selección de material es una limitación.

Además de resistente a la corrosión, el mismo material, su acabado y su dureza son todos muy importantes y deben seleccionarse de manera que sean compatibles con el material escogido para los anillos del pistón, para que resista su propio desgaste y el de los anillos.

#### 5.2.4 Pistón.

El pistón debe ser resistente a la corrosión para evitar la introducción de materiales abrasivos extraños al gas y para evitar el ataque de los anillos del pistón.

Los materiales del pistón considerados como económicos y factibles son aluminio, hierro y acero, debiéndose usar el acero cuando la construcción del pistón sea soldada. Al elegir material para el pistón en cilindros lubricados, la selección se basa en factores tales como el peso mínimo que ofrece el aluminio, y la mayor resistencia del hierro colado o del acero a temperaturas elevadas. Para los cilindros no lubricados otros factores adicionales determinan la elección de material. El pistón debe ser resistente a la corrosión química directa debida a su exposición al gas y debe ser resistente a la corrosión galvánica o electroquímica favorecida por la diferencia de materiales del pistón y sus anillos. Para evitar la corrosión química y para aprovechar el peso mínimo, el aluminio es la selección

preliminar para pistones no lubricados.

#### 5.2.5 Empaque del Vástago.

Cuando se selecciona un compresor, con frecuencia se descuida el diseño del empaque del vástago y la selección de su material. Pero probablemente la parte del cilindro no lubricado que tiene la condición más severa es el ensamble del empaque del vástago.

Mientras los anillos del pistón solo tienen que sellar la diferencia de presión entre ambos lados del mismo, los anillos de empaque del vástago normalmente tienen que sellar la presión de descarga contra la atmosférica.

La importancia de esto es que se debe seleccionar un compresor que tenga un diseño de empaque del vástago de máximo desgaste previsto.

Los materiales con base de carbón son todavía la mejor elección para los anillos de empaque del vástago. El teflón es muy mal conductor del calor y en consecuencia se desarrollan altas temperaturas sobre las superficies en rozamiento que originan el rápido deterioro del teflón.

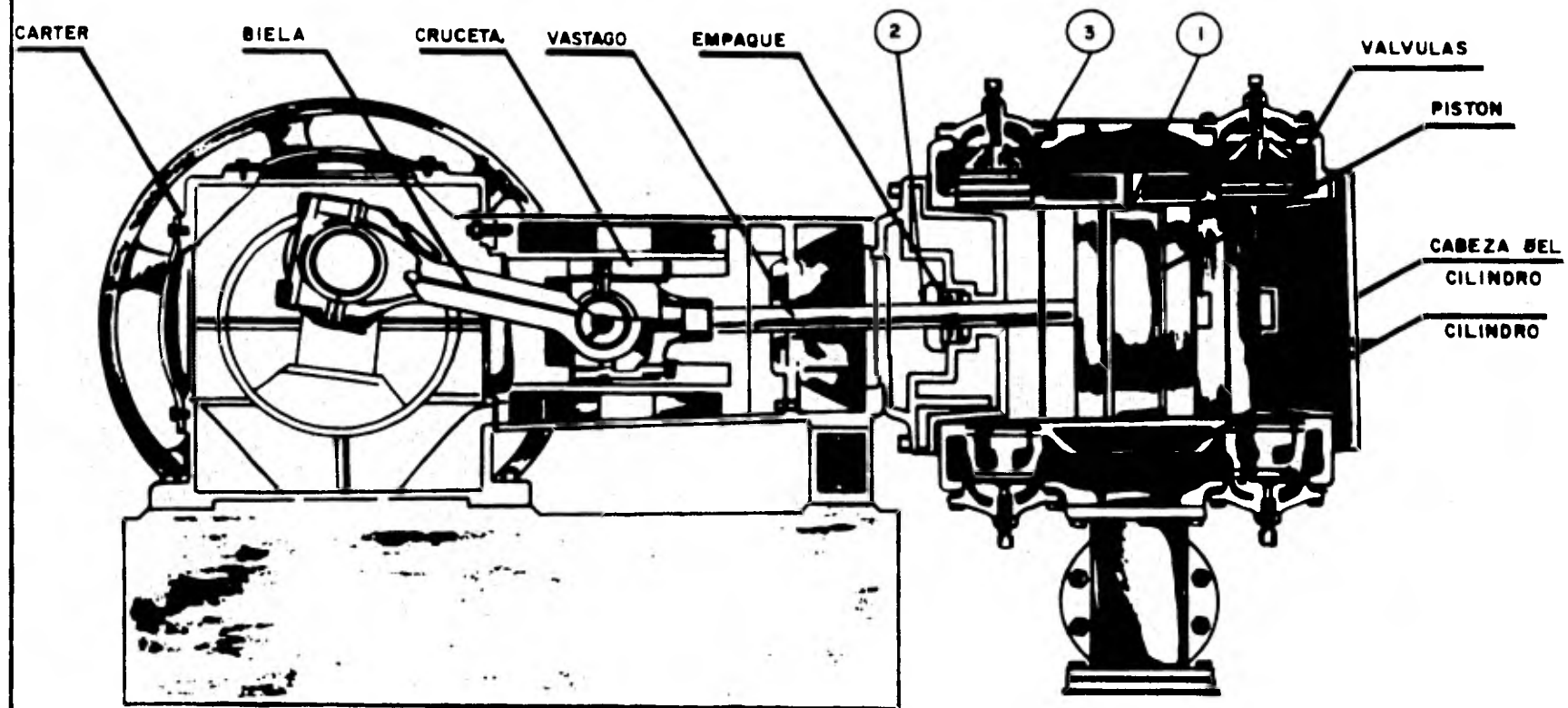
#### 5.2.6 Vástago del pistón.

Es vitalmente importante que el vástago del pistón sea resistente a la corrosión y que tenga una superficie resistente al desgaste compatible con los anillos de empaque del vástago.

El vástago del pistón está expuesto a las condiciones atmosféricas y se corroe rápidamente si no es resistente a la corrosión. Es obvio que el vástago desgastado por corrosión acabará con gran rapidez los anillos de empaque

propios.

Los vástagos con cromado denso y duro en su superficie son excelentes para resistir a la corrosión y como superficie de contacto para sus anillos de empaque.



NOTA: PARTES DEL CILINDRO QUE REQUIEREN LUBRICACION (1,2,3)

FIG No 9 PARTES DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

**CAPITULO VI.**

**SISTEMAS DE LUBRICACION Y ACCIONADORES.**

## C A P I T U L O VI,

### SISTEMAS DE LUBRICACION Y ACCIONADORES

#### 6.1 LUBRICACION DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

La lubricación adecuada de un compresor recíprocante es un problema - - muy complicado, debiéndose atender con cuidado las recomendaciones tanto del fabricante del compresor como la de los especialistas en lubricación.

Una lubricación adecuada involucra la selección de lubricantes de alta - calidad utilizados para las condiciones del servicio particular, limpieza en almacenamiento y distribución y aplicación en cantidades correctas en una - forma que permita funcionamiento efectivo.

Una lubricación adecuada tiene los siguientes beneficios:

1. Operación segura.
2. Bajo costo de mantenimiento.
3. Mínimo consumo de potencia.
4. Mínimo costo de lubricación.
5. Máxima seguridad.

El lubricante no es bueno a menos que este sea entregado en todos los - puntos a ser lubricados y en cantidades adecuadas. Debe ser distribuido desde un punto o puntos de almacenamiento sobre la máquina por algún mecanismo automática y seguramente.

En la distribución el aceite es usado una y otra vez; recirculado. Puede o no ser enfriado o filtrado en su recorrido.



Distribución por gravedad o inducción. El aceite es llevado por el cigueñal desde el fondo de la caja del aceite (cárter) hasta la parte alta desde la cual fluye por gravedad hacia los puntos que serán lubricados.

El sistema de distribución por chapoteo involucra la distribución de aceite a través del compresor por chapoteo desde abajo de la caja del aceite (cárter).

El sistema más simple y ampliamente usado es el de lubricación por alimentación forzada y es accionado por el mismo compresor a través de una banda o acoplamiento mecánico. También puede ser accionado por motor. La flecha opera el número de bombas de aceite requeridas por medio de levas, cada bomba alimentará aceite a un punto de lubricación.

La lubricación del cilindro es la característica más importante de operación de un compresor recíprocante. Reduce el desgaste y mantenimiento, asegura operación continua, y proporciona la máxima seguridad. La mayoría de los compresores son alimentados de mucho aceite o aceite inadecuado. Demasiado aceite resulta en costos excesivos de aceite, incrementa el costo de limpieza, mayor peligro de fuego en algunos casos, y contaminación anormal del gas con el lubricante. Para lubricar adecuadamente un cilindro se requiere:

1. Cambio adecuado.
2. Uso del aceite adecuado.
3. Determinación cuidadosa de la cantidad adecuada para cada punto de lubricación.
4. Chequeo continuo para asegurar que el aceite adecuado en la cantidad suficiente es entregado realmente en cada punto.

Dentro del cilindro los lugares que requieren lubricación son: (1) entre el pistón, anillos de compresión y el cilindro; (2) entre el empaque y el vástago del pistón; y (3) entre las partes móviles de las válvulas en la mayoría de los diseños. (Ver Fig. N°9, Partes Mecánicas del Compresor Reciprocante).

Las válvulas requieren muy poca lubricación y usualmente la obtienen del aceite que es arrastrado por el gas. Algunos cilindros grandes, particularmente cuando el gas de entrada contiene condensado, son proporcionados con una alimentación separada para asegurar lubricación suficiente en la válvula.

## 6.2 ACCIONADORES.

La mayoría de los primeros compresores que se instalaron fueron unidades accionadas con vapor. El uso de estas unidades se ha reducido a instalaciones pequeñas de baja presión, a unidades de un solo paso o de dos pasos. El empleo de vapor por un extremo del cilindro es similar a las bombas de pistón accionadas por vapor.

Los compresores más grandes accionados con vapor, generalmente son horizontales, tipo duplex, en diseños de un solo paso o de dos pasos. Estos se fabrican para presiones altas. La selección de estas unidades principalmente de la disponibilidad del vapor que se tenga en la planta. Una desventaja de los compresores grandes accionados con vapor es la superficie de paso relativamente grande que ocupan dichas unidades; esto probablemente haya influido para su declinación, junto con la introducción de compresores impulsados con motores de gas y por lo barato del gas natural.

### 6.2.1 Accionamiento con motor eléctrico.

Hay una gran variedad de compresores reciprocantes impulsados por motor eléctrico en intervalos que varían desde modelos pequeños de un solo cilin--

dro hasta compresores multicilindros opuestos de tamaño grande. Las unidades pequeñas se accionan mediante banda plana o banda V, mientras que las unidades grandes se conectan directamente a motores sincrónicos.

Los motores sincrónicos pueden usarse con los compresores recíprocos que trabajan a velocidades bajas. En caso de tener una atmósfera peligrosa o inadecuada será necesario aislar el motor sincrónico del compresor, instalándolo en un local separado. El local debe estar ventilado y a una presión interna mayor que la que se tenga en el cuarto del compresor, de manera que si hay fuga de gases, éstos sean hacia afuera del local donde está el motor.

#### 6.2.2 Accionamiento con turbinas.

Para accionar los compresores recíprocos también se pueden utilizar turbinas de vapor. Las turbinas de vapor se usan cuando los costos de la energía eléctrica son muy altos y los de vapor son bajos.

La turbina es un tipo de máquina térmica que transforma la energía interna del vapor, en energía cinética por medio de una expansión (desde alta a baja presión) al pasar a través de una o más toberas. La energía cinética que resulta, es a su vez convertida en una fuerza impulsora que efectúa un trabajo sobre el anillo de álabes montado sobre el rotor, esta fuerza impulsora se transmite para accionar al compresor recíproco.

La turbina de vapor es un equipo de alta velocidad que puede operarse a velocidad fija o variable, los rangos de operación normales varían desde 1000 hasta 12000 rpm. Sin embargo, en turbinas de alta potencia (aproximadamente 3000 HP) se alcanzan velocidades hasta de 14000 rpm.

La turbina de vapor se clasifica en dos tipos dependiendo de la forma en que pasa el vapor entre los álabes. Estos son:

- a) Turbinas de impulso.
- b) Turbinas de reacción.

En la turbina de impulso se produce el movimiento del rotor por la fuerza generada al chocar el chorro de vapor contra los álabes directrices (elementos fijos) y prácticamente no hay caída de presión en los álabes por lo que la energía interna del vapor es transferida totalmente al rotor.

En la turbina de reacción se produce el movimiento debido a la acción de los chorros del vapor, tanto en los álabes directrices como en los álabes de los discos (elementos rotatorios). En este tipo de turbina se tiene una caída de presión debida a la expansión del vapor en los álabes giratorios, que produce una fuerza de reacción. Esta fuerza suplementada por el choque de los chorros del vapor en los álabes, ocasiona que se mueva el rotor.

### 6.2.3 Accionamiento con motor de combustión interna.

Los compresores grandes también pueden ser accionados con motores diesel o de gas-diesel o de gas. La transmisión se efectúa a través del volante instalado en el compresor. Sin embargo, en los compresores "tipo ángulo" es muy conveniente usar combustible diesel, o gas, cuando esto es lo indicado. Para ciertas aplicaciones de presión y capacidad altas es necesario conectar las máquinas de combustión a motores tipo unidad.

La selección del tipo de compresor reciprocante para una planta determinada, depende principalmente del tipo de accionador que se tenga y de las facilidades que se tengan en la planta respecto a energía y combustible.

Antes de hacer la decisión deben compararse los costos del combustible, vapor y energía eléctrica. Cada caso será diferente. Si los costos de energía eléctrica son extremadamente bajos, deberá usarse motor eléctrico. Se pueden obtener compresores de todos los tamaños accionados con motor eléctrico y no debe pasarse por alto la ventaja de disponer energía a bajo costo.

En particular, resulta muy ventajoso usar compresores accionados por motor de gas en refinerías y plantas petroquímicas, en donde el gas suministrado es obtenido del mismo proceso después de haberle sustraído algunos compuestos pesados. También es muy ventajoso usar motores de gas en aquellas plantas químicas que disponen de gas en forma continua. Puede considerarse adecuado el uso de motores de gas-diesel en aquellos lugares donde el gas se adquiere a precio bajo durante los meses de verano.

Algunas veces resulta adecuado usar compresores accionados con vapor cuando éste puede obtenerse a bajo costo, o bien cuando debe usarse vapor de baja presión en algún proceso y que se obtenga de la turbina que acciona al compresor. En la decisión que se tome no debe pasarse por alto el costo de los engranes reductores de velocidad y de la tubería de vapor. En instalaciones de compresores chicos y de tamaño medio, resulta algunas veces ventajoso usar vapor como medio directo de propulsión. Es muy importante hacer un estudio económico combinando el aspecto ingenieril y las facilidades de operación de los diferentes tipos de equipos propulsores a usarse en una planta en particular.

CAPITULO VII.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

CAPITULO VII

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

7.1 ECUACIONES EMPLEADAS PARA DETERMINAR LAS CARACTERISTICAS DE -  
FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.

7.1.1 Valor "k" de un gas. (Relación de calores específicos).

Este valor es asociado con la compresión o expansión adiabáticas. -  
El cambio en temperatura durante la compresión esta relacionado por

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = P_3 V_3^k = \text{Constante.}$$

para la misma masa de gas a tres diferentes estados o condiciones. El -  
valor actual de "n" para una compresión politrópica se encuentra general-  
mente entre 1.0 y 1.5, y es una función de las propiedades del gas tales  
como calor específico, grado de enfriamiento durante la compresión y carac-  
terísticas de operación del cilindro. Para evaluar el funcionamiento de  
un compresor recíprocante se utiliza la relación adiabática  $C_p/C_v$ . Con  
 $k=1.0$ , la compresión es isotérmica, con "k" o "n" mayores que 1.0 la -  
operación es politrópica.

En la compresión o expansión adiabática no hay liberación o ganan-  
cia de calor por el gas, ni cambio en entropía. Esta condición también -  
se conoce como isoentrópica, y es típica de la mayoría de las etapas de  
compresión.

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{MC_p}{MC_p - 1.987}$$

En la cual:  $C_p$  = Calor específico a presión constante.

$C_v$  = Calor específico a volumen constante.

$M C_p$  = Capacidad calorífica molar a presión constante.

Cuando no se tienen disponibles valores de  $M C_p$ , estos se pueden calcular por la ecuación:

$$M C_p = a + bT$$

En la cual :

$a$  y  $b$  = Constantes para calcular la capacidad calorífica molar.

$T$  = Temperatura, °R

conociendo la temperatura a la entrada del cilindro del compresor. Las constantes  $a$  y  $b$  se obtienen de la Tabla No.1

#### 7.1.2 Desplazamiento del pistón.

Es el volumen neto real desplazado por el pistón, al realizar la operación de compresión, a la velocidad nominal de la máquina, desde el extremo superior. Este volumen se expresa generalmente en piés cúbicos por minuto. Para los compresores de varios pasos, únicamente se menciona el desplazamiento del pistón del primer paso, ya que representa el de toda la máquina.

En el caso de un cilindro de doble acción se incluye también el desplazamiento del otro extremo, o sea, del extremo unido al cigüeñal. El desplazamiento de este extremo es, por supuesto, menor que el desplazamiento del extremo de la cabeza por la cantidad que desplaza el



TABLA No. 1

CONSTANTES PARA CALCULAR LA CAPACIDAD CALORIFICA MOLAR.

GAS	FORMULA	PESO MO- LECULAR	a	b	k 60°F, 14.7 PSIA.
Aire	----	28.97	6.737	0.000397	1.4
Amoníaco	NH <sub>3</sub>	17.03	6.219	0.004342	1.32
Dióxido de Car- bono.	CO <sub>2</sub>	44.01	6.075	0.00523	1.3
Monóxi- do de - Carbono	CO	28.01	6.78	0.000327	1.4
Hidróge- no.	H <sub>2</sub>	2.016	6.662	0.000417	1.41
Agua	H <sub>2</sub> O	18.02	7.521	0.000926	1.33
Metano	CH <sub>4</sub>	16.04	4.877	0.006773	1.32
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	3.629	0.016767	1.22
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.09	3.256	0.026733	1.15
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	6.188	0.032867	1.11
i-Butano	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	4.145	0.0355	1.11
Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	7.739	0.040433	1.06

vástago del pistón.

El desplazamiento del pistón (D.P.) para un compresor de acción - - simple y para uno de doble acción, se calcula por medio de las siguientes ecuaciones:

Cálculo del DP para un cilindro de acción simple:

$$DP = A_{EC} \times \frac{s}{12} \times rpm$$

Donde:

$A_{EC}$  = Area del extremo de la cabeza del pistón, ft.

s = Carrera del pistón, pulg.

DP = Desplazamiento del pistón, ft<sup>3</sup>/min.

rpm = Revoluciones por minuto.

Cálculo del DP para un cilindro de doble acción:

$$DP = A_{EC} \times \frac{s}{12} \times rpm + A_{EC} \times \frac{s}{12} \times rpm$$

Reduciendo la ecuación anterior:

$$DP = 2 \left[ A_{EC} - \frac{Av}{2} \right] \times \frac{s}{12} \times rpm$$

En la cual :

Av = es el área del vástago.

### 7.1.3 Relación de Compresión.

La relación de compresión del cilindro de un compresor se define - - como la presión de descarga del cilindro dividida entre la presión de suc ción del mismo estando expresadas ambas presiones en unidades absolutas.

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

En la cual:

$r$  = Relación de compresión.

$P_1$  = Presión de succión Lb/Pulg<sup>2</sup>. abs.

$P_2$  = Presión de descarga Lb/pulg<sup>2</sup>. abs.

Las relaciones de compresión usualmente varían desde 1.05 hasta - - 7 por etapa; sin embargo, para la mayoría de las operaciones de proceso - se considera una relación de 3.5 a 4.0 por etapa como máxima. A menudo el aumento de temperatura del gas durante la compresión fija un límite para el aumento de presión de seguridad. El aumento máximo de temperatura se - fija por la máxima temperatura de operación del cilindro del compresor o por la máxima temperatura que el gas puede resistir antes de la descomposición, polimerización, etc. Ya que un aumento en la relación de compresión disminuye la eficiencia volumétrica, esto sirve como criterio para seleccionar la presión de descarga límite. Conociendo la temperatura máxima, la relación máxima de compresión puede calcularse por la relación de aumento de la temperatura adiabática. Si la relación de compresión es demasiado alta para una etapa, entonces:

Para 2 etapas :  $r_p = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}$

Para 3 etapas :  $r_p = \sqrt[3]{\frac{P_2}{P_1}}$

Para st etapas :  $r_p = \sqrt[st]{\frac{P_2}{P_1}}$

La presión real entre etapas se modifica después de que se determinan las caídas de presión a través de los interenfriadores, tubería, separadores y amortiguadores de pulsación cuando éstos últimos se utilicen.

Todos los elementos básicos, están limitados a ciertas condiciones de operación. Cuando se involucran alguna limitación será necesario establecer un proceso de compresión de multietapas, en el cual cada etapa utiliza por lo menos un elemento básico de compresión para operar en serie con otro elemento de la máquina.

#### 7.1.4 Capacidad Actual o Entrega Actual.

Es la cantidad real de gas que la unidad admite, comprime y entrega a la tubería de descarga. Esta capacidad se expresa normalmente en piés cúbicos por minuto, y se mide a las condiciones de presión y temperatura de la succión de la primera etapa del compresor. Las garantías de funcionamiento de los compresores usualmente estan sujetas a una tolerancia de 6 por ciento, cuando la presión de entrada a la primera etapa es de 5 psig. o menor; y del 3 por ciento para presiones a la entrada arriba de 5 psig. Es de suma importancia establecer que el valor de la capacidad tiene que corregirse por el factor de compresibilidad. Sin embargo a bajas presiones, la compresibilidad no es un factor importante, por lo que no se toma en cuenta.

#### 7.1.5 "Claro" del Cilindro.

Es el volumen del cilindro excedente que no es desplazado por el pistón al efectuar su carrera. Este volumen existe entre el pistón y la ca-

beza del cilindro, en torno de la parte posterior del pistón, en los -- anillos y debajo de las válvulas (Ver Fig.Nº10). Este se expresa como -- por ciento. Un valor representativo para el cilindro de un compresor es -- generalmente, de diez por ciento.

#### 7.1.6. Por ciento de "Claro".

Es el volumen del "Claro" dividido entre el desplazamiento total del pistón.

$$V_{pc} = \frac{V_c}{DP} \times 100$$

Calculado para cada extremo del cilindro, donde:

$V_c$  = Volumen del "Claro"  $ft^3/min.$

$V_{pc}$  = Por ciento de claro, %

$DP$  = Desplazamiento del pistón,  $ft^3/min.$

#### 7.1.7 Eficiencia Volumétrica.

Es función de la relación de compresión y el valor "k" del gas -- (Ambos independientes del cilindro) y el por ciento de claro, una fun- -- ción del diseño del cilindro.

La ecuación para calcular la eficiencia volumétrica es:

$$\% Ev = 100 - V_{pc} (r^{1/k} - 1)$$

En la cual:

$Ev$  = Eficiencia volumétrica.

$r$  = Relación de compresión.

$k$  = Relación  $C_p/C_v$  del gas. .

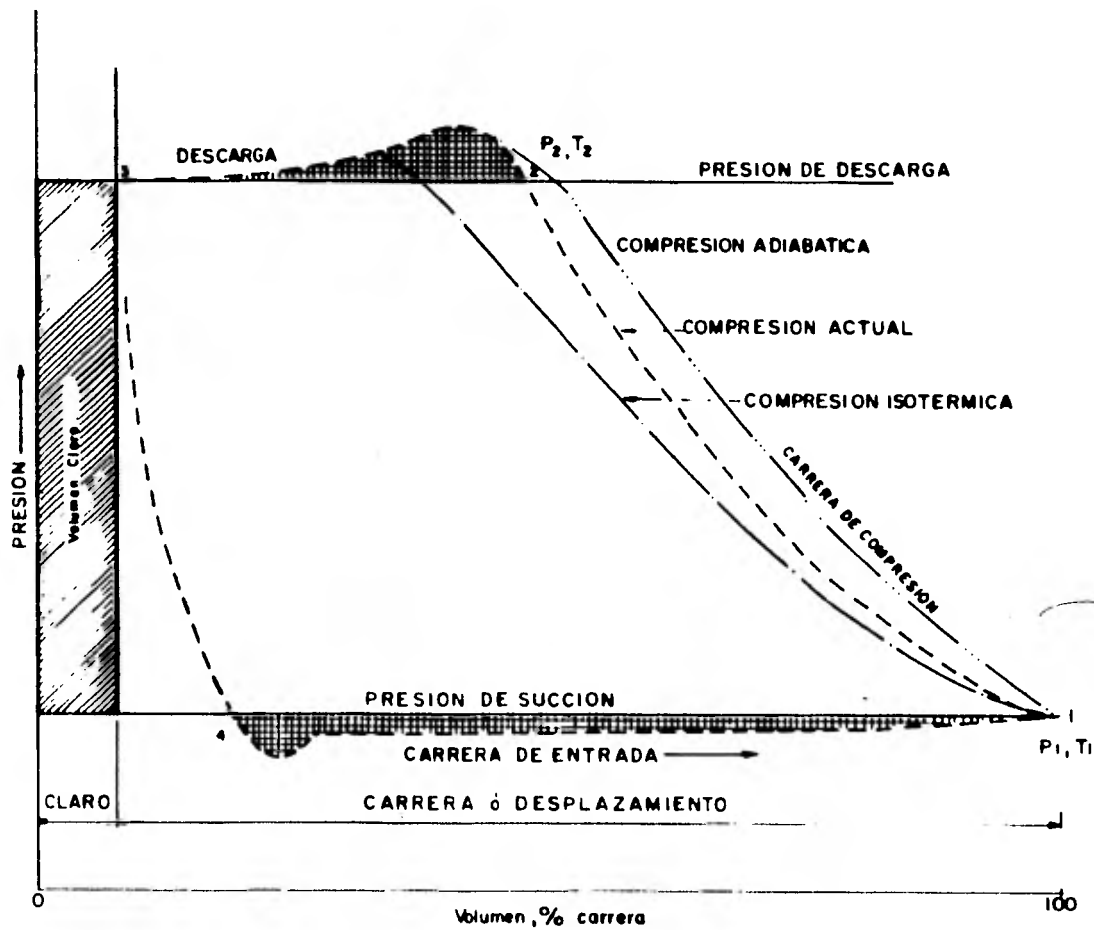


FIG. No.10 DIAGRAMA DE COMPRESION PARA COMPRESORES RECIPROCANTES.

La ecuación anterior es teórica por lo que se tienen que hacer ciertas modificaciones para llegar a los resultados reales. La eficiencia volumétrica real siempre es menor que la calculada por la ecuación anterior. Las modificaciones que se tienen que hacer por las pérdidas que se tienen en la admisión debidas al paso del gas por las boquillas del cilindro y por las válvulas del mismo, así como también por el aumento de volumen debido al calentamiento que tiene lugar durante el período de admisión. Además, debe hacerse una compensación por las fugas que ocurren en los anillos del pistón y en las válvulas del cilindro, y por las pérdidas que tienen lugar en los empaques de las aberturas. También es importante el tipo de gas que se maneja; ya que ciertos gases son más difíciles de retener que otros, esto se debe a las propiedades características del gas, como son: su peso molecular y su viscosidad.

No existe ningún factor de compresión que pueda aplicarse para cubrir todas estas variables. Por lo que se acostumbra considerar un 4.0% por concepto de arrastre de gas y pérdidas por calentamiento en la admisión. Por lo tanto, la ecuación anterior queda:

$$\% Ev = 96 - V_{pc} (r^{1/k} - 1)$$

#### 7.1.8 Velocidad del pistón.

Es una guía para establecer los límites relacionados con la selección del cilindro. Estos límites son difíciles de establecer puesto que estos están evaluados en base a la experiencia de operación y re-

comendaciones del diseñador del compresor. El límite, generalmente, para procesos es de 800-850 ft/min. Este valor es algo menor para los -- compresores de tipo no lubricado, aproximadamente 700 ft/min. La velocidad del pistón se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Vel.del pistón} = \frac{(\text{rpm}) (s)}{12} \times 2$$

En la cual :

rpm = Revoluciones por minuto.

s = Carrera del pistón, pulg.

Vel.del pistón = ft/min.

#### 7.1.9 Potencia.

El trabajo efectuado, en el sistema cilindro-pistón, sobre un gas - durante el ciclo completo de compresión se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{BHP} = \frac{144}{33000} \left( \frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] L_o F_L \bar{z}$$

En donde:

BHP = Potencia al freno, Hp.

k = Cp/Cv

P<sub>1</sub> = Presión de succión, Lb/Pulg.<sup>2</sup> abs.

P<sub>2</sub> = Presión de descarga, Lb/Pulg.<sup>2</sup> abs.



- $V_1$  = Volumen en la succión, ft<sup>3</sup>/min.
- $L_o$  = Factor de pérdidas de compresión debidas a la caída de presión por fricción de los anillos del pistón, empaque del vástago, válvulas y múltiples. Se obtiene de la Figura No. 11.
- $F_L$  = Factor de pérdidas en el armazón, solamente para compresores accionados con motor eléctrico.
- $\bar{Z}$  = Factor de compresibilidad medio,  $(Z_1 + Z_2) / 2$ .
- 144 = Factor conversión de pulg.<sup>2</sup> a ft<sup>2</sup>
- 33000 = Factor conversión de  $\frac{\text{ft} \cdot \text{lb}}{\text{min}}$  a H.P.

La potencia multietapas es la suma de los requerimientos de potencia de el cilindro individual en la unidad de compresión. La potencia multietapas se calcula por la ecuación :

$$\text{BHP} = \frac{144}{33000} \left( \frac{k}{k-1} \right) \left\{ P_1 V_1 \left[ \frac{(P_{i1}/P_1)^{(k-1)/k}}{-1} \right] L_o F_{L1} + \right. \\ \left. P_{i1} V_{i1} \left[ \frac{(P_{i2}/P_{i1})^{(k-1)/k}}{-1} \right] L_{o2} F_{L2} + \right. \\ \left. P_{i1} V_{i1} \left[ \frac{(P_d/P_{ii})^{(k-1)/k}}{-1} \right] L_{od} F_{Ld} \right\}$$

En donde :

- $P_i$  = Presión interetapas.
- $P_d$  = Presión de descarga.
- 1,2,...i = Designaciones sucesivas interetapas.

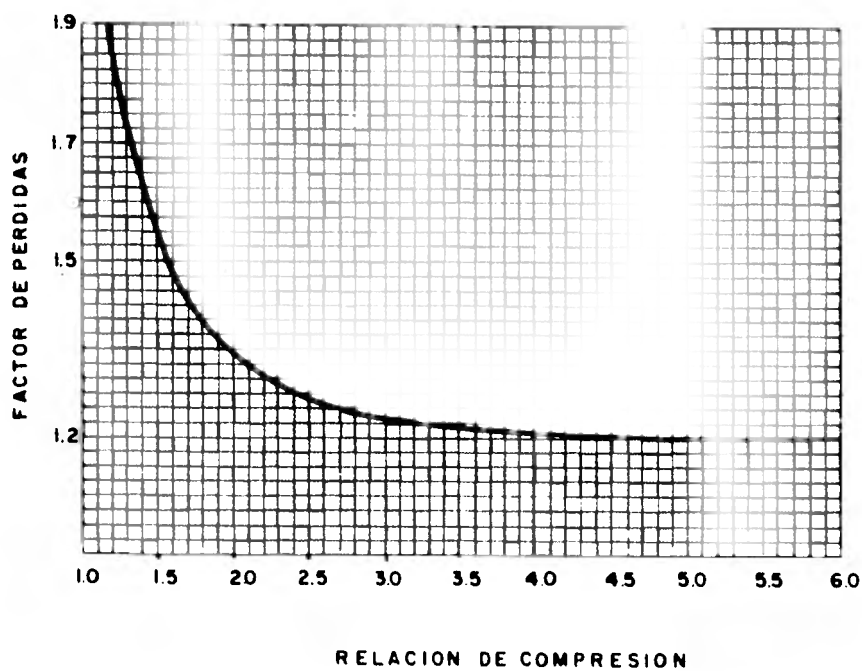


Fig. No. 11 CURVA DEL FACTOR DE PERDIDAS

$Lo_1, Lo_2 \dots Lo_d$  = Factor de pérdidas designadas por las -- - etapas del cilindro.

#### 7.1.10 Aumento de Temperatura- Adiabática.

En el ciclo adiabático, aplicado a las unidades de desplazamiento positivo, se acostumbra utilizar la temperatura teórica de descarga - en los cálculos. En un compresor, existen diversos factores que causan variaciones de la temperatura teórica pero, en un promedio, esta es - aproximada y cualquier error introducido es ligero.

La temperatura de descarga se calcula mediante la siguiente ecuación:

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

$$T_2 = T_1 (r)^{(k-1)/k}$$

En donde:

$T_1$  = Temperatura inicial de succión del cilindro, °R.

$T_2$  = Temperatura de descarga, °R.

$r$  = Relación de compresión

La temperatura de descarga calculada de esta manera, es la temperatura que se estipula normalmente al establecer las especificaciones de carga térmica de los interenfriadores y postenfriadores, aún cuando la

temperatura real pueda ser un poco menor.

#### 7.1.11 Conversión por Altitud.

Ya que no todos los compresores operan a las condiciones de presión a nivel del mar, es importante utilizar la presión absoluta adecuada de la localidad particular. La Figura No.12 se utiliza para convertir la altitud a presión.

#### 7.1.12 Selección del Cilindro.

La selección real puede realizarse refiriéndose únicamente al desplazamiento del pistón y la eficiencia volumétrica de un cilindro específico.

Para efectuar la selección se tiene que recurrir a Tablas Específicas de Diseñadores de Compresores para Seleccionar el adecuado a las condiciones de operación del gas que se desea comprimir.

### 7.2 CONSIDERACIONES PARA EL CALCULO TERMODINAMICO.

Es importante considerar el número de compresores que se utilizarán para satisfacer los requerimientos de capacidad del gas. Los compresores recíprocos, como cualquier otra máquina, requieren mantenimiento, por lo que periódicamente quedan fuera de servicio. En tales periodos debe cubrirse, en alguna forma, la necesidad de gas comprimido. Cuando el suministro de gas es vital para la continuidad del proceso, tiene que hacerse un estudio comparativo entre las pérdidas que ocasionaría esta interrupción y el costo de instalar compresores de repuesto o adi-

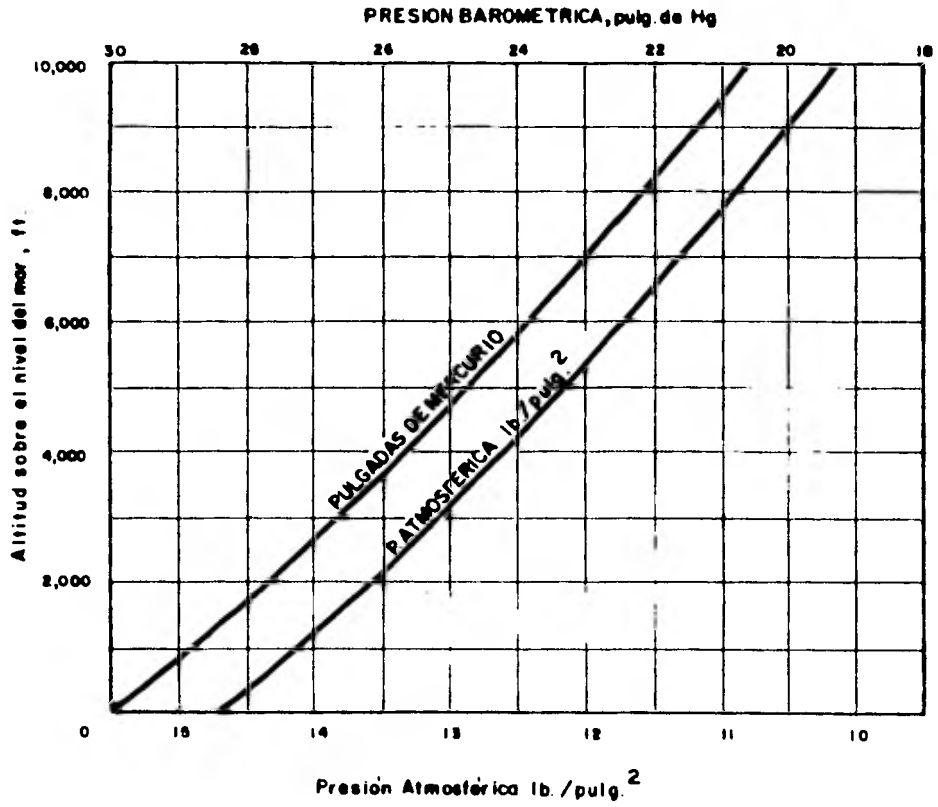


Fig. No. 12 PRESIONES BAROMÉTRICA Y ATMOSFÉRICA CONTRA ALTITUD.

cionales para cubrir los paros por mantenimiento y por reparaciones mayores. Es tan malo tener un gran número de compresores pequeños como el tener un solo compresor para toda la operación. En el primer caso cada compresor es una máquina más que mantener, y en el segundo, el día que se para el compresor existente se para toda la planta. Cuando se tienen varios compresores, y se desea asegurar una producción continua al 100 por ciento, es aconsejable considerar la instalación extra, el cual entrará en servicio inmediatamente después de que ocurra el paro de alguno de los compresores que está en operación.

También es importante considerar el peso molecular del gas que se es ta manejando, dando con un buen margen de confianza este valor, debido a que si hay un cambio en el peso molecular el efecto se refleja en un incremento en la presión de descarga y en la potencia de diseño la cual se incrementaría, por la relación de pesos moleculares. Lo anterior haría que el accionador no pudiera dar la potencia demandada y por lo tanto el compresor no podría manejar el flujo requerido.

Condiciones en la succión. Se tienen que dar datos de presión, tempe ratura, densidad, compresibilidad, relación de calores específicos y hume dad relativa. De estos los dos primeros son más importantes y necesariamente tienen que ser dados. La unidad se diseñara para que pueda dar la presión de descarga y capacidad cuando se considera la mínima presión posi ble de succión, así como, la máxima temperatura que pueda ocurrir.

Condiciones de descarga. Normalmente se indicará únicamente la pre sión de descarga que requiere el proceso.

Propiedades del gas. En este caso se indica el tipo de fluido cuando es puro, así como, los componentes que puedan causar corrosión. Si se trata de una mezcla en que sea necesario conocer su composición, se dará el análisis del gas.

Otros puntos importantes a considerar son:

Límite de la relación de compresión por etapa. La máxima relación de compresión permisible por etapa esta limitada, generalmente, por la temperatura de descarga. Cuando se manejan gases que contienen oxígeno, se pueden presentar problemas de fuego y explosión como consecuencia de la mezcla de oxígeno con los vapores de aceite presentes. Para reducir la carbonización del aceite y el peligro de fuego, un límite de temperatura recomendable se puede considerar de 300°F. La vida del empaque puede reducirse significativamente debido al doble requerimiento que tiene para sellar gases de alta presión y alta temperatura. Por esta razón, un límite práctico de temperatura, para operaciones a altas presiones es de 250°F a 275°F.

En resumen, para la mayoría de las aplicaciones, el uso de una temperatura máxima de 275°F, sería un buen promedio, sin embargo la consideración de las variables anteriores es bastante útil. También se involucran consideraciones económicas, ya que una alta relación de compresión significaría una baja eficiencia volumétrica y requerirá un cilindro más grande para producir la misma capacidad, y por lo tanto, una estructura más pesada.

### 7.3 CALCULO TERMODINAMICO Y SELECCION DEL CILINDRO.

A continuación se presentan los métodos para determinar el trabajo de compresión para compresores recircocantes.

El primer método es el de diagrama de Mollier o diagrama presión entalpía. Con este método la solución del trabajo de compresión para la selección del cilindro es más fácil, aunque tiene la limitación que solo esta disponible para gases puros.

El segundo método es el de exponente y se puede aplicar tanto para gases puros como para mezclas de gases, lo mismo que el método de balance de entalpías.

#### 7.3.1 METODO DEL DIAGRAMA DE MOLLIER.

Para efectuar el cálculo de la potencia del compresor con este método la información necesaria es la siguiente.

##### A. CONDICIONES DE OPERACION.

- Capacidad requerida.
- Presión de succión.
- Presión de descarga
- Temperatura de succión.

##### B. PROPIEDADES FISICAS DEL GAS.

- Peso molecular
- Coeficiente adiabático.
- Factor de compresibilidad.
- Volumen específico



- Capacidad requerida en condiciones actuales.

C. CALCULOS.

La secuencia de cálculo para este método es la siguiente:

1. Calcular la relación de compresión.

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

2. En el diagrama de Mollier:

(a) Localizar las condiciones de succión  $P_1$  y  $t_1$ .

(b) Leer  $H_1$ , BTU/Lb.

(c) Leer  $V_1'$ ,  $\text{ft}^3/\text{Lb}$ .

(d) Seguir la línea de entropía constante desde el punto de succión hasta la intersección con la línea de la presión de descarga,  $P_2$ .

(e) Aquí, leer  $t_2$ , °F.

(f) Leer  $H_2$ , BTU/Lb.

(g) Leer  $V_2'$ ,  $\text{ft}^3/\text{Lb}$

3. Calcular la potencia al freno:

$$\text{BHP} = \frac{778}{33000 E_p} w (H_2 - H_1) L_o F_L$$

Para el cálculo de la potencia al freno se requiere:

$w$  = Flujo másico, Lb/Min.

- Lo = Factor de pérdidas (Fig. No.10)
- 778 = Factor de conversión de BTU a ft - Lb.
- 33 000 = Factor de conversión de  $\frac{\text{ft} - \text{Lb}}{\text{Min.}}$  a HP.
- $F_L$  = 1.0 a 1.05 para accionamiento con motor eléctrico.
- $E_p$  = Eficiencia politrópica (de Tabla No.4 )

#### 4. Selección del Cilindro.

En este punto se tiene que recurrir a información de fabricantes de compresores (Tabla No.2) para la selección del compresor.

En la Tabla No.2 se muestra la información de algunos fabricantes - de compresores que se pueden utilizar para la selección preliminar del cilindro.

Con la potencia obtenida en el punto 3 de la Tabla No.2 se obtiene:

- La carrera del pistón, s.
- Potencia máxima por etapa.
- Carga máxima del vástago del pistón.
- Diámetro del vástago del pistón.
- RPM Nominal.
- Velocidad nominal del pistón.

#### 5. Eficiencia volumétrica:

$$\% E_v = 96 - V_{pc} (r^{1/k} - 1)$$

El volumen de claro,  $V_{pc}$ , se puede considerar de 10-15%, aunque algunos fabricantes dan este valor.

#### 6. Desplazamiento requerido del pistón:

$$(DP) = \frac{wV_1'}{E_v}$$

7. Diámetro del cilindro:

Para acción simple:

$$D = \sqrt{\frac{(DP) (4) (1728)}{(s) (rpm)}}$$

Para doble acción:

$$D = \sqrt{\frac{(DP) (4) (1728)}{2(s) (rpm)} + \frac{d^2}{2}}$$

Ejemplo:

Se requiere un compresor para manejar 25000 Lb/hr de gas propano de 100 PSIA y 80°F y descargarlo a 250 PSIA.

A.- CONDICIONES DE OPERACION.

$$\begin{aligned} w &= 25000 \text{ Lb/hr.} \\ P_1 &= 100 \text{ PSIA.} \\ t_1 &= 80^\circ\text{F} \\ P_2 &= 250 \text{ PSIA.} \end{aligned}$$

B.- PROPIEDADES FISICAS DEL GAS.

$$\begin{aligned} M &= 44.09 \\ k &= 1.13 \end{aligned}$$

CALCULOS:

1.-  $r = \frac{250}{100} = 2.5$

2.- En el digrama de Mollier:

(a) Localizar  $P_1$  y  $t_1$

(b)  $H_1 = 134 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$

(c)  $V_1' = 1.15 \text{ ft}^3/\text{Lb}$

(d) Seguir desde el punto de succión hasta la intersección con la línea de presión de descarga a,  $P_2$ .

(A entropía constante).

(e)  $t_2 = 154^\circ\text{F}$

(f)  $H_2 = 153 \text{ BTU/Lb}$

(g)  $V_2' = 0.45 \text{ ft}^3/\text{Lb}$ .

3.- La potencia al freno es:

$$F_L = 1.05$$

$$L_o = 1.26 \text{ (Fig. 10)}$$

$$w = 25000 \frac{\text{Lb}}{\text{hr}} \times \frac{\text{hr}}{60 \text{ min.}} = 416.7 \text{ Lb/min.}$$

$$E_p = 0.8 \text{ (Tabla N}^\circ\text{ 4)}$$

$$\text{BHP} = \frac{778}{33000 \times 0.8} \times 416.7 \times (153-134) \times 1.05 \times 1.26$$

$$\text{BHP} = 308.7 \text{ H.P.}$$

4. De la Tabla No.2 con BHP = 308.7 HP se obtiene.  
Carrera 10 1/2 Pulg. diámetro del vástago 2.25 Pulg.  
velocidad 450 rpm.

5.- Eficiencia volumétrica.

$$\begin{aligned} \% Ev &= 96 - 0.15 (2.5^{(1/1.13)} - 1) \\ &= 95.8 \end{aligned}$$

6.- Desplazamiento

$$DP = \frac{416.7 \times 1.15}{0.958} = 500.2 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

7.- Diámetro del cilindro

$$D = \sqrt{\frac{220.16 \times 500.2}{(10.25 \times 450) (2)} + \frac{(2.25)^2}{2}}$$

$$D = 3.8 = 4 \text{ Pulg.}$$

Se selecciona un cilindro de 4 pulgadas de diámetro, de 10 1/2 pulgadas de carrera, 450 rpm.

TABLA DE RESULTADOS  
(METODO DE MOLLIER)

		OBSERVACIONES
Capacidad, Lb/h	25000	Valor dado
Gas	Propano	Dado
Peso Molecular, M.	44.09	Dado o calculado
k	1.13	Dado o calculado
Presión de succión, P <sub>1</sub> , Psia.	100	Dada
Temperatura de succión, °F.	80	Dada
Presión de descarga, - P <sub>2</sub> , Psia.	250	Dada
Relación de compresión	2.5	Calculada
Número de etapas, st	1	
Temperatura de descarga, °F.	154	Calculada
Entalpía de succión, H <sub>1</sub> , BTU/Lb.	134	Calculada
Entalpía de descarga, H <sub>2</sub> , BTU/Lb.	153	Calculada
Potencia al freno, HP	308.7	Calculada
Número de cilindros	1	
Claro del cilindro, %	15	Estimar de 10-15%
Eficiencia volumétrica	95.8	Calculada
Desplazamiento, $\frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$	500.2	Calculado
Carrera, pulgadas. s	10 1/2	De tabla 2.

TABLA DE RESULTADOS

(METODO DE MOLLIER) (CONT.)

Diámetro del vástago, pulgadas	2.25	De tabla 2.
Velocidad, rpm.	450	De tabla 2.
Diámetro del cilindro, pulgadas.	4	Calculado.

La selección preliminar es un compresor del tipo  
FM de Cooper Bessemer. (Tabla 2)

De acuerdo a la potencia calculada en el punto No.3 el compresor que más se adapta es el tipo FM de Cooper Bessemer (Tabla No.2). Con el tipo de Compresor de la Tabla No.2 se obtiene la carrera, el diámetro del vástago y la velocidad del compresor para con esto obtener el diámetro del cilindro requerido para manejar el flujo de gas a comprimir.

T A B L A No. 2

FABRICANTE Y TIPO	CARRERA PULGADAS	HP MAX./ETAPA	MAX.CARGA DEL VASTAGO.Lb	DIAMETRO DEL VASTAGO PULG.	RPM NOMINAL.	VELOCIDAD NOMINAL - DEL PISTON. ft/ min.	MAX.NO. DE ETAPAS	POTENCIA NOMINAL. HP
Cooper Bessemer								
EM	9	300	20,000	2-1/4	514	770	4	1000
EMA	9	300	25,000	2-1/4	514	770	6	1000
FM	10-1/2	400	40,000	2-1/4	450	788	8	1100-1500
GM	14	600	85,000 75,000	3	327	763	10	3200
KM	14	1000	100,000	3-1/2	327	763	10	4500
IM, IMA	14	1500	150,000	4	300	700	10	7500-16,500
LM, LMA	20	1500	150,000	4	257	857	10	6000-13,500



T A B L A No.2 (CONT.)

FABRICANTE Y TIPO.	CARRERA PULGADAS.	HP MAX./ETAPA	MAX.CARGA DEL VASTAGO . Lb	DIAMETRO DEL VASTAGO PULG.	RPM NOMINAL.	VELOCIDAD NOMINAL - DEL PISTON. ft/min.	MAX.NO. DE ETAPAS	POTENCIA NOMINAL. HP
Dresser Clark								
CMA	8	150	16,000	1-1/2	600	800	6	250-600
CMB	8-7/8	300	25,000	2	600	888	6	250-1250
CLRA (Std)	14	600	78,000 56,000	3	327	763	8	800-3500
CLRA (Heavy)	14	800	78,000	3-1/2	327	763	8	800-3500
CLBA (Std)	17	800	100,000	4	300	850	10	2500-8000
CLBA (Heavy)	17	800	112,000 100,000	4	300	850	10	2500-8000
CLBA (X-Heavy)	17 or 19	----	140,000	4-1/2	300	850/950	10	-----

T A B L A No.2 (CONT.)

FABRICANTE Y TIPO	CARRERA PULGADAS	HP MAX./ETAPA	MAX.CARGA DEL VASTAGO. Lb	DIAMETRO DEL VASTAGO PULG.	RPM NOMINAL.	VELOCIDAD NOMINAL - DEL PIS - TON. FT/M	MAX.NO. DE ETAPAS	POTENCIA NOMINAL. HP.
Ingersol Rand.								
ESH	5	35	5,000	1-1/2	675	563	1	35
ESH	7	60	9,000	1-1/2	514	600	1	60
ESH	9	100	14,000	2	450	675	1	100
ESH	11	165	18,000	2	400	733	1	165
HSE	9	150	20,000	2	514	771	2 or 4	200-400
HHE-VB	10	650	30,000	2	514	857	6	650-2250
HHE-VB	12	600	30,000	2	400	800	6	600-1875
HHE-VC	11	1000	50,000	2-1/2	450	825	6	1000-3750
HHE-VE	11	1250	60,000	3-1/4	450	825	6	1250-4500
HHE-VG	15	1875	90,000	3-1/2	327	818	8	1875-5750
HHE-VK	15	2375	115,000	4	327	818	8	2375-8500
HHE-VL	15-1/2	4250	225,000	5	300	775	8	4250-15,000

T A B L A No. 2 (CONT.)

FABRICANTE Y TIPO	CARRERA PULGADAS.	HP MAX./ETAPA	MAX.CARGA DEL VASTAGO. Lb	DIAMETRO DEL VASTAGO PULG.	RPM NOMINAL.	VELOCIDAD NOMINAL - DEL PIS - TON. FPM.	MAX.NO. DE ETAPAS	POTENCIA NOMINAL. HP
Worthington								
HB	5	39	5,000	1-3/8	625	521	1	39
HB	7	66	7,500	1-3/8	514	600	1	66
HB	9	100	10,000	1-5/8	450	675	1	100
HB	11	170	15,000	2	400	733	1	170
HB	13	220	20,000	2-5/16	327	709	1	220
BDC	9-1/2	250	25,000	2-5/16	514	814	4	800
BDC	12	300	35,000	2-1/2	400	800	6	1250
BDC	14	500	45,000	3	327	763	6	1750
BDC	16 S	750	75,000	3-3/4	300	800	8	4000
BDC	16 S	1250	100,000	4	300	800	10	7000
BDC	18	2000	150,000	5	277	831	10	10,000

### 7.3.2 METODO DEL EXPONENTE.

Para efectuar el cálculo de la potencia del compresor con este método la información necesaria es la siguiente:

#### A. CONDICIONES DE OPERACION.

- Capacidad requerida.
- Presión de succión.
- Presión de descarga.
- Temperatura de descarga.
- Análisis del gas (para mezcla de gases).

#### B. PROPIEDADES FISICAS DEL GAS.

- Peso molecular.
- Coeficiente adiabático.
- Factor de compresibilidad.
- Volumen específico.
- Capacidad requerida en condiciones actuales

#### C. CALCULOS.

1. Calcular la relación de compresión.

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

Sí  $r > 4.0$  y/o  $T_2 > 275^\circ\text{F}$ .

$$r_p = \text{st} \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}$$

En sistemas de compresión multietapas la relación de compresión se -- tiene que corregir debido a la fricción que existe entre el pistón y el cilindro, esta corrección consiste en multiplicar la relación de compresión --

obtenida por 1.01. Además, se tiene que adicionar, la mitad de la caída de presión permisible, a la presión de descarga del cilindro y a la presión de succión de la siguiente etapa se le tiene que restar la otra mitad de la caída de presión. La caída de presión permisible debida a la fricción del gas a la entrada y salida del compresor, al interenfriador y a la tubería se asume hasta un 3.0 porciento de presión.

2. Calcular el valor "k"

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{M C_p}{M C_p - 1.987}$$

$$\bar{M} C_p = a + b T \quad (a \text{ y } b \text{ se obtienen de la Tabla No.1})$$

3. Calcular el factor de compresibilidad.

Temperatura pseudocrítica:

$$\bar{T}_c = \sum_{i=1}^j y_i T_{c_i}$$

Presión pseudocrítica:

$$\bar{P}_c = \sum_{i=1}^j y_i P_{c_i}$$

Temperatura reducida:

$$T_r = \frac{T}{\bar{T}_c}$$

Presión reducida:

$$Pr = \frac{P}{P_c}$$

Factor acéntrico:

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{\theta}{1 - \theta} (\text{Log} P_c - 1.167) - 1$$

$$\bar{\omega} = \sum_{i=1}^j y_i \omega_i$$

$$\theta = \frac{T_b}{T_c}$$

Peso molecular medio.

$$\bar{M} = \sum_{i=1}^j y_i M_i$$

$$Z = Z^{(o)} + \frac{\omega}{\omega(R)} (Z(R) - Z^{(o)})$$

$$Z^{(o)} = \frac{Pr V_r^{(o)}}{Tr}$$

$$Z(R) = \frac{Pr V_r(R)}{Tr}$$

$$\frac{P_r V_r^{(o)}}{T_r} = 1 + \frac{B}{V_r^{(o)}} + \frac{C}{V_r^{(o) 2}} + \frac{D}{V_r^{(o) 5}} + \frac{c_4}{T_r^3 V_r^{(o) 2} \left[ \beta + \frac{\gamma}{V_r^{(o) 2}} \right] \left[ \exp - \frac{\gamma}{V_r^{(o) 2}} \right]}$$

$$B = b_1 - \frac{b_2}{T_r} - \frac{b_3}{T_r^2} - \frac{b_4}{T_r^3}$$

$$C = c_1 - \frac{c_2}{T_r} + \frac{c_3}{T_r^3}$$

$$D = d_1 + \frac{d_2}{T_r}$$

Los valores de las constantes se muestran en la Tabla No.3.

Para resolver esta ecuación se tiene que utilizar un método iterativo para encontrar el valor de  $Z^{(o)}$ . El método que se utiliza es el de prueba y error el cual consiste en suponer un valor de  $V_r^{(o)*}$  y resolver la ecuación. La solución se tiene cuando  $V_r^{(o)*} = V_r^{(o)}$  calc. ( $V_r^{(o)*}$  es el valor supuesto). Para calcular  $Z^{(R)}$  se sigue el mismo procedimiento.

$$Z = Z^{(o)} + \frac{\omega}{\omega(R)} (Z^{(R)} - Z^{(o)})$$

4. Calcular el flujo volumétrico y el flujo másico.

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

T A B L A      No. 3

Constantes de la ecuación para calcular el factor de -  
Compresibilidad.

CONSTANTE	FLUIDO SIMPLE	FLUIDO DE REFERENCIA
$b_1$	0.1181193	0.2026579
$b_2$	0.265728	0.331511
$b_3$	0.154790	0.027655
$b_4$	0.030323	0.203488
$c_1$	0.0236744	0.0313385
$c_2$	0.0186984	0.0503618
$c_3$	0.00	0.016901
$c_4$	0.042724	0.041577
$d_1 \times 10^4$	0.155488	0.48736
$d_2 \times 10^4$	0.623689	0.0740336
$\beta$	0.65392	1.226
$\gamma$	0.060107	0.03754



$$\text{ICFM} = \text{SCFH} \times \frac{14.7}{P_1} \times \frac{T_1}{520} \times \frac{Z_1}{1.0} \times \frac{1}{60}$$

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

$$\text{ICFM} = \frac{\text{Moles}}{H_r} \times Z_1 \times 1545 \times \frac{T_1}{144 P_1} \times \frac{1}{60}$$

$$\text{ICFM} = \frac{\text{Moles}}{\text{Min.}} \times Z_1 \times 1545 \times \frac{T_1}{144 P_1}$$

$$\text{ICFM} = \frac{\text{Lb}}{\text{Min.}} \times Z_1 \times \frac{1545}{M} \times \frac{T_1}{144 P_1}$$

$$\text{ICFM} = \frac{\text{Lb}}{H_r} \times Z_1 \times \frac{1545}{M} \times \frac{T_1}{144 P_1} \times \frac{1}{60}$$

$$v' = \frac{Z_1 RT_1}{MP_1}$$

$$w = \frac{\text{ICFM}}{v'}$$

5. Calcular la temperatura de descarga.

$$T_2 = T_1 r^{(k-1)/k}$$

6. Calcular el factor de compresibilidad a las condiciones de descarga.

El factor de compresibilidad se determina de la misma forma que en el punto 3.

7. Calcular la potencia al freno.

$$\text{BHP} = \frac{ZwRT_1}{33000 \text{ MEp}} \left[ r^{(k-1)/k} - 1 \right] \left[ \frac{k}{k-1} \right] F_L L_o$$

Ep se obtiene de la Tabla No.4

8. Calcular la eficiencia volumétrica:

$$\% E_v = 96 - V_{pc} (r^{1/k} - 1)$$

El volumen del claro se puede considerar de 10-15 %

9. Selección del cilindro.

Con la potencia obtenida en el punto 7 de la Tabla No.2 se obtiene:

- La carrera del pistón, 's
- Diámetro del vástago del pistón.
- RPM nominal

10. Desplazamiento del pistón y diámetro del cilindro.

$$DP = \frac{ICFM}{E_v}$$

Para acción simple:

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 (DP)}{(s)(rpm)}}$$

T A B L A      No. 4

Eficiencias para compresores reciprocantes.

RELACION DE COMPRESION.	IMPULSADO CON MOTOR DE COMBUSTION *
1.1	50-60
1.2	60-70
1.3	65-80
1.5	70-85
2.0	75-88
2.5	80-89
3.0	82-90
4.0	85-90

\* Multiplicar por 0.95 los valores anteriores para compresores impulsados por motor eléctrico.

Estas eficiencias se utilizan para una selección preliminar del compresor. Para una selección real se tiene que recurrir a Tablas de Fabricantes de Compresores.

Para doble acción.

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 (DP)}{(s) (rpm)(2)} + \frac{d^2}{2}}$$

Ejemplo:

Una mezcla de 3000 SCFM, base seca, (14.7 Psía. y 60°F), 60% Metano, 15% Etano, 10% Propano, 5% Butano, 5% i-Butano, y 5% Hidrógeno, se va a comprimir de 16 Psig. a 4000 Psig. La temperatura de succión es 90°F. - Los interenfriadores usarán agua 85°F para enfriar la mezcla gaseosa a - 90°F. La instalación estará a 2000 ft sobre el nivel del mar. El gas esta saturado con vapor de agua. Calcular la potencia necesaria y seleccionar el diámetro del cilindro.

De la Fig. No.12 con 2000 ft se tiene  $P=13.6$  Psía.

$$P_1 = 16 + 13.6 = 29.6 \text{ Psía.}$$

$$P_2 = 4000 + 13.6 = 4013.6 \text{ Psía.}$$

A. CONDICIONES DE OPERACION.

Capacidad	3000 SCFM
Presión de succión	29.6 PSIA.
Presión de descarga	4013.6 PSIA.
Temperatura de succión	90°F

Análisis del gas base seca:

Metano	:	60%
Etano	:	15%
Propano	:	10%
n-Butano	:	5%
i-Butano	:	5%
Hidrógeno	:	5%

B. PROPIEDADES FÍSICAS DEL GAS A CALCULAR.

Peso Molecular.

Coefficiente Adiabático.

Factor de compresibilidad en la succión.

Factor de compresibilidad en la descarga.

Factor de compresibilidad medio.

Volumen específico.

Capacidad requerida en condiciones actuales.

C. CALCULOS.

1. Cálculo de la relación de compresión.

$$r = \frac{4000 + 13.6}{16 + 13.6} = 135.59$$

Para tres etapas:

$$\sqrt[3]{135.59} = 5.14$$

Para cuatro etapas:

$$\sqrt[4]{135.59} = 3.41$$

$$r_{\text{corregida}} = (3.41 \times 1.01) = 3.44$$

Primera etapa:

Succión:

$$16 + 13.6 = 29.6 \text{ PSIA.}$$

Descarga:

$$(29.6 \times 3.44) + (29.6 \times 3.44 \times 0.015) = 101.824 + 1.527 = 103.351 \text{ PSIA.}$$

$$r_p = \frac{103.351}{29.6} = 3.49$$

Segunda etapa:

Succión:

$$(101.824) - (101.824 \times 0.015) = 100.297 \text{ PSIA.}$$

Descarga:

$$(100.297 \times 3.44) + (100.297 \times 3.44 \times 0.015) = 345.02 + 5.175 = 350.196 \text{ PSIA.}$$

$$r_p = \frac{350.196}{100.297} = 3.49$$

Tercera etapa:

Succión:

$$(350.196) - (350.196 \times 0.015) = 344.94 \text{ PSIA.}$$

Descarga :

$$(344.94 \times 3.44) + (344.94 \times 3.44 \times 0.015) = 1186.594 + 17.799 = 1204.39 \text{ PSIA.}$$

$$r_p = \frac{1204.39}{344.94} = 3.49$$

Cuarta etapa:

Succión:

$$(1186.594) - (1186.594 \times 0.015) = 1168.795 \text{ PSIA.}$$

Descarga:

$$(1168.795 \times 3.44) = 4020.65 \text{ PSIA.}$$

$$r_p = \frac{4020.65}{1168.795} = 3.44$$

2. Cálculo del valor "k" para la mezcla de gases.

$$k = \frac{\bar{M}C_p}{\bar{M}C_p - 1.987}$$

Cálculo de la capacidad calorífica molar.

$$MC_p = a + bT$$

Metano :  $a = 4.877$        $b = 0.006773$

$$MC_p = 4.877 + (0.006773 \times 550) = 8.602$$

$$Y_i MC_p = 5.161$$

Etano :     a = 3.629                    b = 0.016767

$$MC_p = 3.629 + (0.016767 \times 550) = 12.851$$

$$y_i MC_p = 1.928$$

Propano :     a = 3.256                    b = 0.026733

$$MC_p = 3.256 + (0.026733 \times 550) = 24.265$$

$$y_i MC_p = 1.796$$

n-Butano :     a = 6.188                    b = 0.032867

$$MC_p = 6.188 + (0.032867 \times 550) = 24.265$$

$$y_i MC_p = 1.213$$

i-Butano :     a = 4.145                    b = 0.0355

$$MC_p = 4.145 + (0.0355 \times 550) = 23.670$$

$$y_i MC_p = 1.184$$

Hidrógeno :     a = 6.662                    b = 0.000417

$$MC_p = 6.662 + (0.000417 \times 550) = 6.891$$

$$y_i MC_p = 0.345$$



$$\overline{MCp} = \sum_{i=1}^j y_i MC_{pi} = 11.627$$

$$k = \frac{11.627}{11.621 - 1.987} = 1.21$$

Peso Molecular medio (base seca).

$$\bar{M} = \sum_{i=1}^j y_i M_i$$

$$\bar{M} = (16.04 \times 0.60) + (30.07 \times 0.15) + (44.09 \times 0.10) +$$

$$(58.12 \times 0.05) + (58.12 \times 0.05) + (2.016 \times 0.05)$$

$$\bar{M} = 24.46$$

Humedad.

$$P_{V/H_2O}^{90^\circ F} = 0.698 \text{ PSIA.}$$

$$\% \text{ mol. de agua en gas} = \frac{(0.6982 \times 100)}{29.6} = 2.36 \%$$

$$v = 359 \times \frac{60 + 460}{32 + 460} = 379 \frac{\text{ft.}^3}{\text{Lb mol}} \quad (14.7 \text{ Psia}, 60^\circ F)$$

$$\text{Moles totales} = \frac{3000}{379} = 7.92$$

Moles de vapor de agua:

$$= \frac{7.92 \times 0.0236}{(1 - 0.0236)} = 0.191 \text{ Total de agua}$$

Moles totales que entran a la primera etapa:

$$= 7.92 + 0.191 = 8.111 \frac{\text{moles}}{\text{min.}}$$

Segunda etapa:

$$\% \text{ mol agua en el gas} = \frac{0.6982 \times 100}{100.297} = 0.696\%$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{8.111 \times 0.00696}{(1 - 0.00696)} = 0.0568 \frac{\text{moles}}{\text{min.}}$$

$$\text{Moles de agua condensada} = 0.191 - 0.0568 = 0.1342 \frac{\text{moles}}{\text{min.}}$$

$$(0.1342 \times 18) = 2.42 \frac{\text{Lb}}{\text{min}}$$

Moles totales a segunda etapa:

$$= 7.92 + 0.0568 = 7.9768 \frac{\text{moles}}{\text{min}}$$

Tercera etapa:

$$\% \text{ mol de agua} = \frac{0.6982 \times 100}{344.94} = 0.202$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{7.9768 \times 0.00202}{(1-0.00202)} = 0.016$$

$$\text{Moles de agua condensada} = 0.0568 - 0.016 = 0.041 \frac{\text{moles}}{\text{min.}}$$

$$(0.041 \times 18) = 0.738 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Moles totales a tercera etapa:

$$= 7.92 + 0.016 = 7.94$$

Cuarta etapa:

$$\% \text{ mol de agua} = \frac{0.6982 \times 100}{1168.8} = 0.06$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{7.94 \times 0.0006}{(1-0.0006)} = 0.0048$$

$$\text{Moles de agua condensada} = 0.016 - 0.0048 = 0.011 \frac{\text{Moles}}{\text{min.}}$$

$$(0.011 \times 18) = 0.198 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

$$\text{Moles totales} = 7.92 + 0.0048 = 7.925$$

Postenfriador.

$$\% \text{ mol de agua} = \frac{0.6982 \times 100}{4013.6} = 0.0174$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{7.925 \times 0.000174}{(1-0.000174)} = 0.00138$$

$$\text{Moles de agua condensada} = 0.0048 - 0.00138 = 0.0034 \frac{\text{moles}}{\text{min.}}$$

$$(0.0034 \times 18) = 0.0612 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Total de vapor condensado:

$$2.42 + 0.738 + 0.198 = 3.356 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

### 3. Cálculo de factor de compresibilidad.

Temperatura pseudocrítica:

$$\bar{T}_c = \sum_{i=1}^j y_i T_{ci}$$

$$\bar{T}_c = (343.2 \times 0.60) + (549.5 \times 0.15) + (665.3 \times 0.10)$$

$$+ (765.3 \times 0.05) + (732.4 \times 0.05) + (72.46 \times 0.05)$$

$$\bar{T}_c = 433.39 \text{ } ^\circ\text{R}$$

Presión pseudocrítica:

$$\bar{P}_c = \sum_{i=1}^j y_i P_{ci}$$

$$\begin{aligned}\bar{P}_c &= (673.1 \times 0.60) + (717.2 \times 0.15) + (677.4 \times 0.10) \\ &+ (530.7 \times 0.05) + (543.8 \times 0.05) + (305.7 \times 0.05) \\ &= 648.2 \text{ Psia.}\end{aligned}$$

Temperatura reducida:

$$T_r = \frac{550}{433.39} = 1.269$$

Presión reducida:

Primera etapa :

$$Pr_1 = \frac{29.6}{648.2} = 0.046$$

Segunda etapa:

$$Pr_2 = \frac{100.297}{648.2} = 0.155$$

Tercera etapa:

$$Pr_3 = \frac{344.94}{648.2} = 0.532$$

Cuarta etapa:

$$Pr_4 = \frac{1168.8}{648.2} = 1.803$$

$$z = z^{(o)} + \frac{\omega}{\omega^R} ( z^{(R)} - z^{(o)} )$$

$$z^{(o)} = \frac{PrVr}{Tr} = 1 + \frac{B}{Vr^{(o)}} + \frac{C}{(Vr^{(o)})^2} + \frac{D}{(Vr^{(o)})^5}$$
$$+ \frac{c_4}{Tr^3 (Vr^{(o)})^2} \left[ \beta + \frac{\gamma}{(Vr^{(o)})^2} \right] \left[ \exp. - \frac{\gamma}{(Vr^{(o)})^2} \right]$$

Cálculo de las constantes:

$$B^{(o)} = b_1 - \frac{b_2}{Tr} - \frac{b_3}{Tr^2} - \frac{b_4}{Tr^3}$$
$$= 0.1181193 - \frac{0.265728}{1.269} - \frac{0.15479}{(1.269)^2} - \frac{0.030323}{(1.269)^3}$$

$$B^{(o)} = 0.2022399$$

$$C^{(o)} = c_1 - \frac{c_2}{Tr} + \frac{c_3}{Tr^3}$$

$$= 0.0236744 - \frac{0.0186984}{1.269}$$

$$c^{(o)} = 0.0089396$$

$$D^{(o)} = d_1 + \frac{d_2}{Tr}$$

$$= 0.155488 \times 10^{-4} + \frac{0.623689 \times 10^{-4}}{1.269}$$

$$D^{(o)} = 0.64696869 \times 10^{-4}$$

$$Vr^{(o)} = 1 + \frac{(-0.2022399)}{Vr^{(o)}} + \frac{0.0089396}{(Vr^{(o)})^2} + \frac{0.64696869 \times 10^{-4}}{(Vr^{(o)})^5}$$

$$+ \frac{0.042724}{(1.269)^3 (Vr^{(o)})^2} \left[ 0.65392 + \frac{0.060107}{(Vr^{(o)})^2} \right] \left[ \exp - \frac{0.060107}{(Vr^{(o)})^2} \right]$$

$$\times \left( \frac{Tr}{Pr} \right)$$

Primera etapa:

$$Vr^{(o)*} = 27.3840 \quad Vr_{calc}^{(o)} = 27.3840 \quad z^{(o)} = 0.9926$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(o)*} = 7.98258 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 7.98258 \quad z^{(o)} = 0.9750$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 2.1750 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 2.1750 \quad z^{(o)} = 0.9118$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(o)*} = 0.4820 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 0.4820 \quad z^{(o)} = 0.6848$$

Para  $V_r^{(R)}$

$$B^{(k)} = 0.2026579 - \frac{0.331511}{1.269} - \frac{0.027655}{(1.269)^2} - \frac{0.203488}{(1.269)^3}$$

$$B^{(R)} = - 0.1753291$$

$$C^{(R)} = 0.0313385 - \frac{0.0503618}{1.269} + \frac{0.016901}{(1.269)^3}$$

$$C^{(R)} = - 0.0000773$$

$$D^{(R)} = 0.48736 \times 10^{-4} + \frac{0.0740336 \times 10^{-4}}{1.269}$$

$$D^{(R)} = 0.54570011 \times 10^{-4}$$



$$V_r^{(R)} = 1 + \frac{(-0.175329)}{V_r^{(R)}} + \frac{(-0.0000773)}{(V_r^{(R)})^2} + \frac{0.54570011 \times 10^{-4}}{(V_r^{(R)})^5}$$

$$+ \frac{0.041577}{(1.269)^3 (V_r^{(R)})^2} \left[ 1.226 + \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \left[ \exp - \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \left[ \frac{Tr}{Pr} \right]$$

Primera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 27.4114 \quad V_{r \text{ calc}}^{(R)} = 27.4114 \quad Z^{(R)} = 0.9936$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(R)*} = 8.0111 \quad V_{r \text{ calc}}^{(R)} = 8.0111 \quad Z^{(R)} = 0.9785$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 2.2081 \quad V_{r \text{ calc}}^{(R)} = 2.2081 \quad Z^{(R)} = 0.9257$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(R)*} = 0.533 \quad V_{r \text{ calc}}^{(R)} = 0.533 \quad Z^{(R)} = 0.7573$$

Cálculo del factor acéntrico.

$$\omega_i = \frac{3}{7} - \frac{\theta}{1 - \theta} (\text{Log} P_c - 1.167) - 1$$

Metano :

$$\theta = \frac{T_b}{T_c} = \frac{201.7}{343.2} = 0.588$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.588}{1-0.588} (\log. 673.1 - 1.167) - 1 = 0.016$$

$$y_i \omega_i = 0.0096$$

Etano:

$$\theta = 0.605$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.605}{1-0.605} (\log. 717.2 - 1.167) - 1 = 0.111$$

$$y_i \omega_i = 0.0167$$

Propano:

$$\theta = 0.626$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.626}{1-0.626} (\log. 677.4 - 1.167) - 1 = 0.194$$

$$y_i \omega_i = 0.0194$$

Butano:

$$\theta = 0.642$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.642}{1-0.642} (\log. 530.7 - 1.167) - 1 = 0.199$$

$$y_i \omega_i = 0.00995$$

i-Butano :

$$\theta = 0.643$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.643}{1-0.643} (\log. 543.8 - 1.167) - 1 = 0.210$$

$$y_i \omega_i = 0.0105$$

Hidrógeno:

$$\theta = 0.514$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.514}{1-0.514} (\log. 305.7 - 1.167) - 1 = -0.402$$

$$y_i \omega_i = 0.0201$$

$$\bar{\omega} = \sum_{i=1}^j y_i \omega_i = 0.0461$$

El factor de compresibilidad es:

Primera etapa	:	Z = 0.9927
Segunda etapa	:	Z = 0.9754
Tercera etapa	:	Z = 0.9134
Cuarta etapa	:	Z = 0.6932

4. Cálculo del flujo volumétrico y másico a las condiciones de entrada.

Primera etapa:

$$\text{ICFM} = 3000 \quad \times \quad \frac{14.7}{29.6} \quad \times \quad \frac{550}{520} \quad \times \quad \frac{0.9927}{1.0} = 1564.3 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

$$V' = \frac{(0.9927 \times 10.73 \times 550)}{(24.46 \times 29.6)} = 8.09 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{Lb}}$$

$$w = \frac{1564.3}{8.09} = 193.3 \quad \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Segunda etapa:

$$\text{ICFM} = 3000 \times \frac{14.7}{100.297} \times \frac{550}{520} \times \frac{0.9754}{1.0} = 453.62 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

$$V' = \frac{(0.9754 \times 10.73 \times 550)}{(24.46 \times 100.297)} = 2.35 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{Lb}}$$

$$w = \frac{453.62}{2.35} = 193.03 \quad \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Tercera etapa:

$$\text{ICFM} = 3000 \times \frac{14.7}{344.94} \times \frac{550}{520} \times \frac{0.9134}{1.0} = 123.5 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

$$v' = \frac{(0.9134 \times 10.73 \times 550)}{(24.46 \times 344.94)} = 0.639 \frac{\text{ft}^3}{\text{Lb}}$$

$$w = \frac{123.5}{0.639} = 193.27 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Cuarta etapa:

$$\text{ICFM} = 3000 \times \frac{14.7}{1168.795} \times \frac{550}{520} \times \frac{0.6932}{1.0} = 27.64 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

$$v' = \frac{(0.6932 \times 10.73 \times 550)}{(24.46 \times 1168.795)} = 0.143 \frac{\text{ft}^3}{\text{Lb}}$$

$$w = \frac{27.64}{0.143} = 193.29 \frac{\text{Lb}}{\text{Min.}}$$

5. Cálculo de la temperatura de descarga.

Primera etapa:

$$T_2 = (550) \times (3.49)^{(1.21 - 1)/1.21}$$

$$T_2 = 683.2 \text{ } ^\circ\text{R}$$

La temperatura de descarga de la segunda y tercera etapas es igual - que la primera debido a que se esta considerando interenfriamiento perfecto.

Cuarta etapa:

$$T_2 = (550) \times (3.44)^{(1.21-1)/1.21}$$

$$T_2 = 681.5 \text{ } ^\circ\text{R}$$

6. Cálculo del factor de compresibilidad en la descarga  $Z_2$ .

Del punto 3.

$$\bar{T}_c = 433.39 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$\bar{P}_c = 648.2 \text{ Psia.}$$

$$\bar{\omega} = 0.0461$$

Temperatura reducida 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup> y 3<sup>a</sup> etapas.

$$Tr = \frac{683.2}{433.39} = 1.576$$

Temperatura reducida 4<sup>a</sup> etapa:

$$Tr = \frac{681.5}{433.39} = 1.572$$

Presión reducida:

Primera etapa:

$$Pr_1 = \frac{103.351}{648.2} = 0.159$$

Segunda etapa:

$$Pr_2 = \frac{350.196}{648.2} = 0.540$$

Tercera etapa:

$$Pr_3 = \frac{1204.39}{648.2} = 1.858$$

Cuarta etapa:

$$Pr_4 = \frac{4020.65}{648.2} = 6.203$$

$$z = z^{(o)} + \frac{\omega}{\omega^R} ( z^{(R)} - z^{(o)} )$$

$$z^{(o)} = \frac{Pr Vr}{Tr} = 1 + \frac{B}{Vr^{(o)}} + \frac{C}{(Vr^{(o)})^2} + \frac{D}{(Vr^{(o)})^5}$$

$$+ \frac{C_4}{Tr^3 (Vr^{(o)})^2} \left[ \beta + \frac{\gamma}{(Vr^{(o)})^2} \right] \left[ \exp - \frac{\gamma}{(Vr^{(o)})^2} \right]$$

Cálculo de las constantes:

$$\begin{aligned} \frac{(o)}{B} &= b_1 - \frac{b_2}{Tr} - \frac{b_3}{Tr^2} - \frac{b_4}{Tr^3} \\ &= 0.1181193 - \frac{0.265728}{1.576} - \frac{0.15479}{(1.576)^2} - \frac{0.030323}{(1.576)^3} \end{aligned}$$

$$B^{(o)} = 0.1205567361$$

$$\begin{aligned} C^{(o)} &= c_1 - \frac{c_2}{Tr} + \frac{c_3}{Tr^3} \\ &= 0.0236744 - \frac{0.0186984}{1.576} \end{aligned}$$

$$C^{(o)} = 0.011809933$$

$$D^{(o)} = d_1 + \frac{d_2}{Tr}$$

$$= 0.155488 \times 10^{-4} + \frac{0.623689 \times 10^{-4}}{1.576}$$

$$D^{(o)} = 0.55122975 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(o)} = 1 + \frac{(-0.1205567361)}{V_r^{(o)}} + \frac{0.011809933}{(V_r^{(o)})^2} + \frac{0.55122975 \times 10^{-4}}{(V_r^{(o)})^5}$$

$$+ \frac{0.042724}{(1.576)^3 (V_r^{(o)})^2} \left[ 0.65392 + \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right] \left[ \exp - \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right]$$

$$\times \left( \frac{Tr}{Pr} \right)$$

Primera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 9.7919 \quad V_{r,calc}^{(o)} = 9.7919 \quad Z^{(o)} = 0.9879$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(o)*} = 2.7999 \quad V_{r,calc}^{(o)} = 2.7999 \quad Z^{(o)} = 0.9594$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(o)} = 0.7401 \quad V_{r,calc}^{(o)} = 0.7401 \quad Z^{(o)} = 0.8726$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(o)*} = 0.2297 \quad V_{r,calc}^{(o)} = 0.2297 \quad Z^{(o)} = 0.9040$$



Para  $V_r^{(R)}$ :

$$B^{(R)} = 0.2026579 - \frac{0.331511}{1.576} - \frac{0.027655}{(1.576)^2} - \frac{0.203488}{(1.576)^3}$$

$$B^{(R)} = 0.0708100324$$

$$C^{(R)} = 0.0313385 - \frac{0.0503618}{1.576} + \frac{0.016901}{(1.576)^3}$$

$$C^{(R)} = 0.0037006566$$

$$D^{(R)} = 0.48736 \times 10^{-4} + \frac{0.0740336 \times 10^{-4}}{1.576}$$

$$D^{(R)} = 0.53433563 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(R)} = 1 + \frac{(-0.0708100324)}{V_r^{(R)}} + \frac{0.0037006566}{(V_r^{(R)})^2} + \frac{0.53433563 \times 10^{-4}}{(V_r^{(R)})^2}$$

$$+ \frac{0.041577}{(1.576)^3 (V_r^{(R)})^2} \left[ 1.226 + \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \left[ \exp. - \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right]$$

$$\times \left( \frac{T_r}{P_r} \right)$$

Primera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 9.8423 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc.}} = 9.8423 \quad Z^{(R)} = 0.9930$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(R)*} = 2.8521 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc.}} = 2.8521 \quad Z^{(R)} = 0.9772$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 0.7951 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc.}} = 0.7951 \quad Z^{(R)} = 0.9373$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(R)*} = 0.2532$$

$$V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 0.2532$$

$$Z^{(R)} = 0.9965$$

El factor de compresibilidad es:

$$\text{Primera etapa : } Z = 0.9885$$

$$\text{Segunda etapa : } Z = 0.9615$$

$$\text{Tercera etapa : } Z = 0.8801$$

$$\text{Cuarta etapa : } Z = 0.9147$$

El factor de compresibilidad medio es:

Primera etapa:

$$\bar{Z} = \frac{0.9927 + 0.9885}{Z} = 0.9906$$

Segunda etapa:

$$\bar{Z} = \frac{0.9754 + 0.9615}{Z} = 0.9685$$

Tercera etapa:

$$\bar{Z} = \frac{0.9134 + 0.8801}{Z} = 0.8968$$

Cuarta etapa:

$$\bar{Z} = \frac{0.6932 + 0.9147}{Z} = 0.8040$$

7. Cálculo de la potencia al freno.

Primera etapa:

$$\text{BHP} \rightarrow \frac{0.9906 \times 193.3 \times 1545 \times 550}{33000 \times 24.46 \times 0.85} \left[ (3.49)^{(1.21-1)/1.21-1} \right] \left( \frac{1.21}{1.21-1} \right) \times 1.05$$

$$\times 1.22 = 424 \text{ H.P.}$$

Segunda etapa:

$$\text{BHP} = \frac{0.9685 \times 193.3 \times 1545 \times 550}{33000 \times 24.46 \times 0.85} \left[ 3.49^{\frac{(1.21-1)/1.21}{-1}} \right] \left( \frac{1.21}{1.21-1} \right) \times 1.05 \times 1.22$$

=415 H.P.

Tercera etapa:

$$\text{BHP} = \frac{0.8968 \times 193.3 \times 1545 \times 550}{33000 \times 24.46 \times 0.85} \left[ 3.49^{\frac{(1.21-1)/1.21}{-1}} \right] \left( \frac{1.21}{1.21-1} \right) \times 1.05 \times 1.22$$

=384 H.P.

Cuarta etapa:

$$\text{BHP} = \frac{0.8040 \times 193.3 \times 1545 \times 550}{33000 \times 24.46 \times 0.85} \left[ 3.44^{\frac{(1.21-1)/1.21}{-1}} \right] \left( \frac{1.21}{1.21-1} \right) \times 1.05 \times 1.22$$

=340 H.P.

BHP Total = 424 + 415 + 384 + 340 = 1563 H.P.

8. Cálculo de la eficiencia volumétrica.

Primera etapa:

$$\% Ev = 96 - 0.15 (3.49^{(1/1.2)} - 1) = 95.73$$

Segunda etapa:

$$\% Ev = 96 - 0.15 (3.49^{1/1.21} - 1) = 95.73$$

Tercera etapa:

$$\% Ev = 96 - 0.15 (3.49^{1/1.21} - 1) = 95.73$$

Cuarta etapa:

$$\% Ev = 96 - 0.15 (3.44^{1/1.21} - 1) = 95.73$$

9. Selección del cilindro de Tabla 2.

Primera etapa.

Carrera : 10 1/2 Pulg.

Diámetro del vástago : 2 1/4 Pulg.

RPM : 450

10. Desplazamiento del pistón.

Primera etapa:

$$DP = \frac{1564.3}{0.9573} = 1634 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

Segunda etapa:

$$DP = \frac{453.62}{0.9573} = 474. \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

Tercera etapa:

$$DP = \frac{123.5}{0.9573} = 129 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

Cuarta etapa:

$$DP = \frac{27.64}{0.9573} = 28.9 \frac{\text{ft}^3}{\text{min.}}$$

11. Diámetro del cilindro.

Primera etapa:

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 \times 1634}{2 \times 10.25 \times 450} + \frac{(2.25)^2}{2}} = 19.8 \text{ Pulg.} = 20 \text{ Pulg.}$$

Segunda etapa:

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 \times 474}{2 \times 10.25 \times 450} + \frac{(2.25)^2}{2}} = 10.75 \text{ Pulg.} = 11 \text{ Pulg.}$$

Tercera etapa:

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 \times 129}{2 \times 10.25 \times 450} + \frac{(2.25)^2}{2}} = 5.77 \text{ Pulg.} = 6 \text{ Pulg.}$$

Cuarta etapa:

$$D = \sqrt{\frac{2200.16 \times 28.9}{2 \times 10.25 \times 450} + \frac{(2.25)^2}{2}} = 4.34 \text{ Pulg.} = 4 \frac{1}{2} \text{ Pulg.}$$

12. Corrección de Capacidad por Humedad.

Cálculo del vapor de agua usando la gráfica de la Figura No. 13.

Primera etapa.

Succión = 29.6 Psia.

Temperatura = 90°F

Humedad = 100%

Interenfriador.

Presión de entrada al interenfriador.

P = 103.35 Psia.

T = 90°F

De la gráfica se tiene:

Corrección por humedad F = 1.025

Lb H<sub>2</sub>O/Lb de gas seco = 0.0155

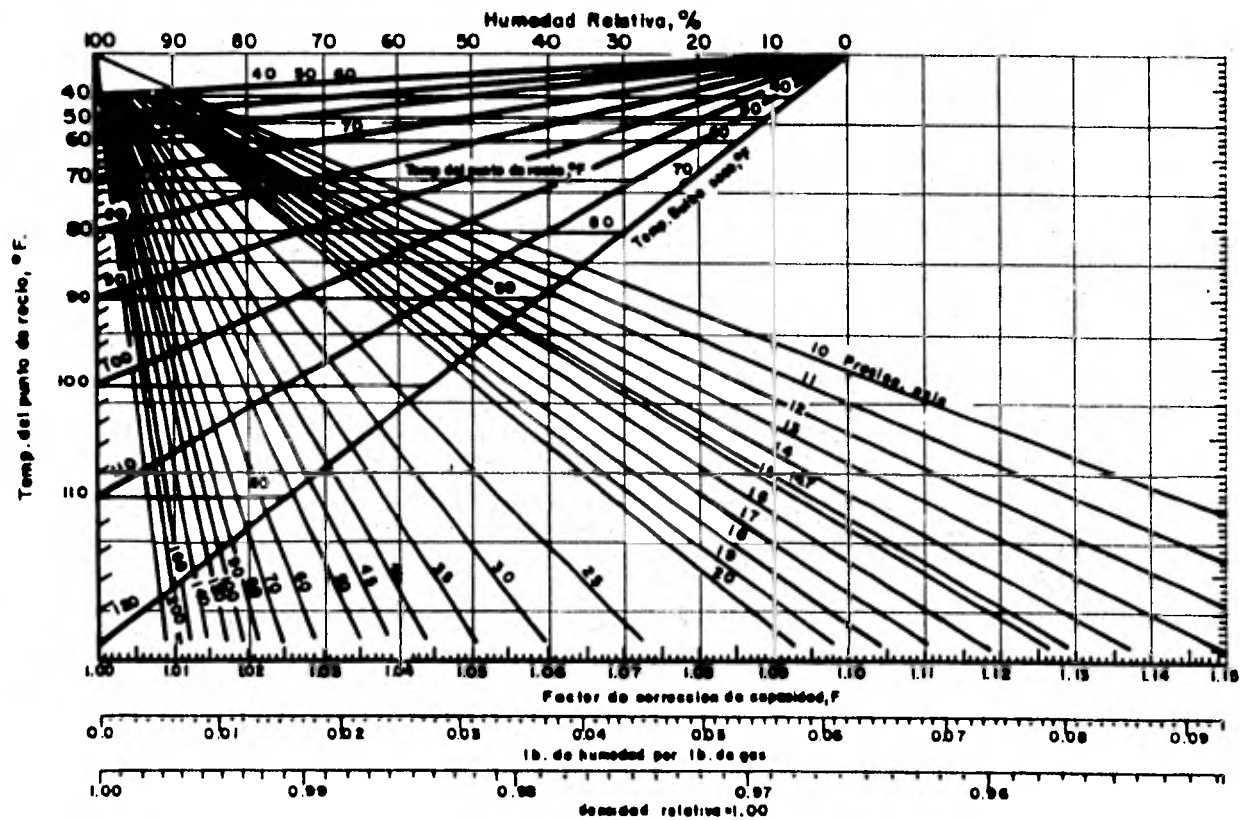


Fig. No.13 GRAFICA DEL FACTOR DE CORRECCION, F

En el interenfriador.

Temperatura = 90°F.

Presión = 103.88 Psia.

Lb H<sub>2</sub>O/Lb de gas seco = 0.005

Capacidad de gas seco en la succión:

$$= 3000 \times \frac{14.7}{29.6} \times \frac{550}{520} = 1575.82$$

Gas seco real:

$$\frac{1575.82}{1.025} = 1537.39 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

Vapor de agua que entra con el gas:

$$1575.82 - 1537.39 = 38.43 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

Volumen específico del gas húmedo.

$$V' = 8.09 \frac{\text{ft}^3}{\text{Lb}}$$

Masa de gas seco :

$$w = \frac{1537.39 \text{ ft}^3/\text{min.}}{8.09 \text{ ft}^3/\text{Lb}} = 190.04 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$



Masa de gas húmedo:

$$w = \frac{1575.82 \text{ ft}^3/\text{min.}}{8.09 \text{ ft}^3/\text{Lb}} = 194.79 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Masa de agua que entra con el gas:

$$194.79 - 190.04 = 4.75 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}}$$

Masa de agua que entra con el gas:

$$194.79 - 190.04 = 4.75 \frac{\text{Lb}}{\text{min}}$$

Masa de agua que sale del interenfriador.

$$190.04 \times 0.005 = 0.95 \text{ Lb/min.}$$

Masa de agua condensada en el primer interenfriador.

$$4.75 - 0.95 = 3.8 \text{ Lb/ min.}$$

Se seleccionan preliminarmente cuatro cilindros, 10 1/2 pulg. de carrera, 450 rpm con un cilindro de 20 pulg. para la primera etapa, de 11 pulg. - para la segunda etapa, 6 pulg. para la tercera etapa y 4 1/2 pulg. para la cuarta etapa.

TABLA DE RESULTADOS

METODO DEL EXPONENTE

Capacidad, SCFM	3000				Dada
Gas	C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub> , C <sub>3</sub> , iC <sub>4</sub> , nC <sub>4</sub> , H <sub>2</sub>				Dado
Peso molecular, M					Dado o calculado
K					Dado o calculado
Presión de succión, P <sub>1</sub> , Psia.	2916				Dada
Temp. de succión, - T <sub>1</sub> , °R.	550				Dada
Presión de descarga, P <sub>2</sub> Psia.	413.6				Dada
Relación total de comp. r.	135.59				Calculada
Número de etapas, st					
Eta	1	2	3	4	Para identificación
Rel.aprox. por eta pa .	3.44	3.44	3.44	3.44	Calculada
Presión de descarga aprox.Psia.	103.35	350.196	1204.39	4020.6	Calculada
Caída de presión - entre etapas.	1.527	5.175	17.799	- -	Calculada
Presión de succión.	29.6	100.297	344.94	1168.795	Calculada
Temp.de succión T <sub>1</sub> , °F.	90	90	90	90	Asumiendo interenf.
Compresibilidad a la succ.Z.	0.9927	0.9254	0.9134	0.6932	Calculada
Temp. de desc., T <sub>2</sub> , °F	223.2	223.2	223.2	221.5	Calculada
Compresibilidad a la desc.Z <sub>2</sub>	0.9885	0.9615	0.8801	0.9147	Calculada

Etapa	1	2	3	4	Para identificación
Rel.de com.real/ etapa, $r_p$ .	3.49	3.49	3.49	3.44	Calculada
BHP/Etapa	424	415	384	340	Calculada
BHP Total		1563			Calculada
Número de cilin- dros.	1	1	1	1	
Claro del cilin- dro.	15	15	15	15	
Eficiencia vol. Ev	95.73	95.73	95.73	95.73	Calculada
D.P. $\text{ft}^3/\text{min}$ .	1634	474	129	28.9	Calculado
Carrera, S, Pulg.	10 1/2	10 1/2	10 1/2	10 1/2	Tabla 2
Velocidad rpm.	450	450	450	450	Tabla 2
Diámetro del vástago d, Pulg.	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	Tabla 2
Diám. del cilindro, D' Pulg.	20	11	6	4 1/2	Calculado

Se selecciona, preliminarmente, un compresor tipo FM de Cooper Bessemer.

De acuerdo a la potencia calculada en el punto No.7 el compresor que más se adapta es el tipo FM de Cooper Bessemer (Tabla No.2). Con el tipo de Compresor de la tabla No.2 se obtiene la carrera, el diámetro del vástago y la velocidad del compresor para con esto obtener el diámetro del cilindro requerido para manejar el flujo de gas a comprimir.

T A B L A            No. 5

PROPIEDADES CRITICAS DE GASES					
GAS	FORMULA	PESO MOLE CULAR	PRESION CRI TICA, PSIA	TEMP. CRI TICA, °R.	TEMP. NORM. Eb, °R.
Aire	----	28.97	546.7	238.4	-----
Amoníaco	NH <sub>3</sub>	17.03	1638.0	730.1	432.0
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	44.01	1073.0	547.7	351.0
Monóxido - de Carbono	CO	28.01	514.4	241.5	147.7
Hidrógeno	H <sub>2</sub>	2.016	305.7	72.47	37.3
Agua	H <sub>2</sub> O	18.02	3200.0	1165.0	672.3
Metano	CH <sub>4</sub>	16.04	673.1	343.2	201.7
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	717.2	549.5	332.7
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.09	677.4	665.3	416.6
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	530.12	530.7	491.5
i-Butano	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	543.8	732.4	470.9
Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	485.0	846.7	557.2

### 7.3.3 METODO DEL BALANCE DE ENTALPIAS.

La entalpía y la entropía (y otras propiedades) son las propiedades termodinámicas más utilizadas. En análisis o diseño de equipos de proceso, una variación de estas propiedades esta relacionada con las variables de operación, por ejemplo, el aumento de temperatura de un fluido en un cambiador de calor. Esto, también es importante para estimar la variación de algunas propiedades tales como la temperatura, presión y otras variables independientes de un sistema.

La variación entre dos estados, de cualquier propiedad termodinámica, es independiente de la trayectoria para pasar de un estado al otro. Por ejemplo con un fluido puro o una mezcla de composición fija, si se desea la diferencia en entalpía entre los estados  $P_1$ ,  $T_1$  y  $P_2$ , esto tiene un número infinito de trayectorias posibles de cálculo, todas dando el mismo resultado numérico. Dos de los más obvios se ilustran por las siguientes ecuaciones:

$$H = f(P, T)$$

$$dH = \left( \frac{\partial H}{\partial P} \right)_T dP + \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_P dT$$

$$H_2 - H_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial H}{\partial P} \right)_{T_1} dP + \int_{T_1}^{T_2} \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_{P_2} dT \quad (1)$$

$$H_2 - H_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left( \frac{\partial H}{\partial P} \right)_{T_2} dP + \int_{T_1}^{T_2} \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_{P_1} dT \quad (2)$$

En el primer método la temperatura permanece constante a  $T_1$  y la variación isotérmica de la entalpía,  $H$ , se determina de  $P_1$  a  $P_2$ ; este cambio se adiciona a la variación isobárica de la entalpía,  $H$ , con  $T$  de  $T_1$  a  $T_2$  a la presión  $P_2$ . El segundo método es similar; pero ahora la variación de la entalpía,  $H$ , se determina primero a  $P_1$  de  $T_1$  a  $T_2$ , y la variación de  $H$  de  $P_1$  a  $P_2$  se determina a  $T_2$ . Estas trayectorias se muestran esquemáticamente en la Figura 14, donde la ecuación (1) se representa por la trayectoria ADC, y la ecuación (2) por la trayectoria ABC. La cantidad  $\Delta H = H_2 - H_1$  representa el cambio AC. Obviamente es posible cualquier otra trayectoria, por ejemplo, AEFGHC, pero para calcular  $\Delta H$  por esta trayectoria, se deben tener disponibles valores de  $(\partial H/\partial P)_T$  y  $(\partial H/\partial T)_P$  para diferentes isotermas e isobaras.

La forma general para determinar  $\Delta H$ , con valores de  $C_p$ , es:

$$\Delta H = \int_{P_1}^{P^\circ} \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_{T_1} dP + \int_{T_1}^{T_2} C_p dT + \int_{P^\circ}^{P_2} \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_{T_2} dp \quad (3)$$

6

$$\Delta H = (H^\circ - H_{P_1})_{T_1} + \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - (H^\circ - H_{P_2})_{T_2} \quad (4)$$

Los términos  $(H^\circ - H_{P_1})_{T_1}$  y  $(H^\circ - H_{P_2})_{T_2}$  son llamados propiedades residuales. Estos relacionan una propiedad termodinámica (la entalpía en este caso) a  $P$ ,  $T$  para un estado de referencia a la misma temperatura.

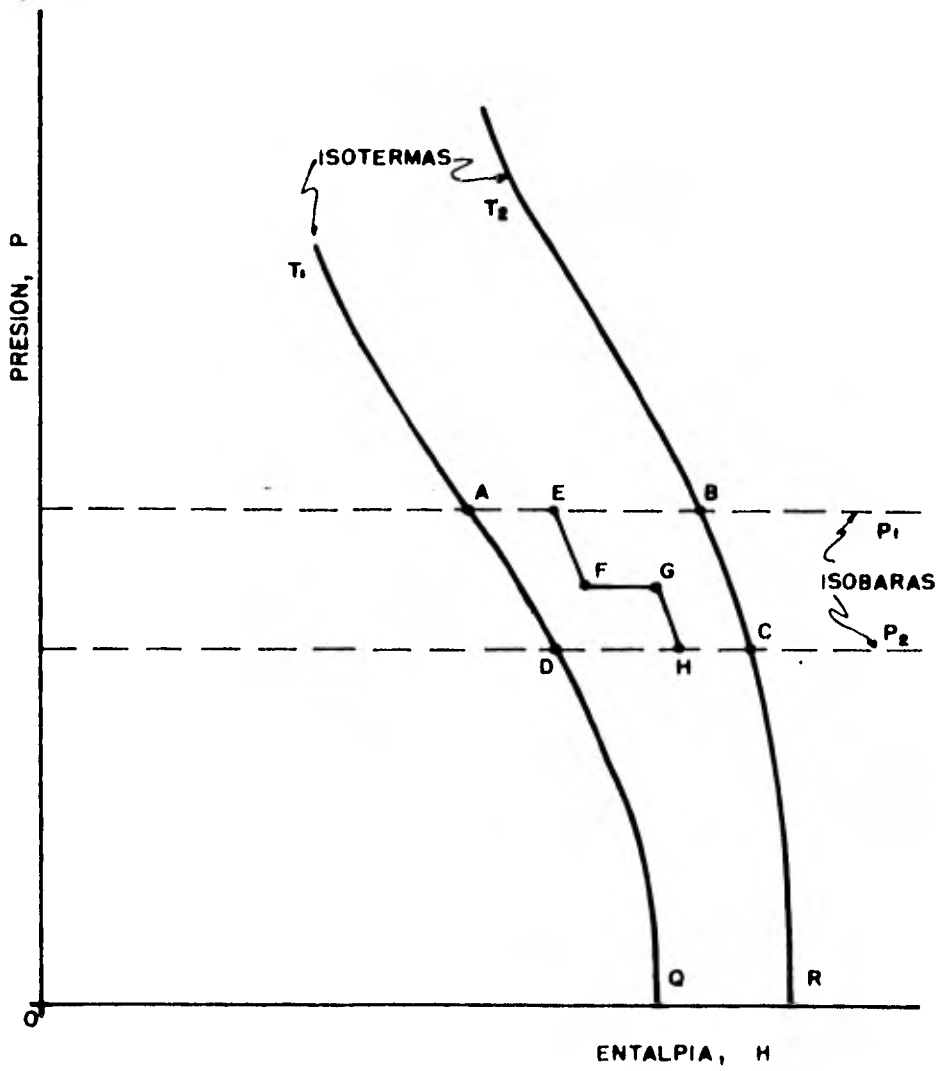


Fig. No.14 DIAGRAMA QUE MUESTRA LAS ISOTERMAS E ISOBARAS PARA CAMBIOS EN ENTALPIA

Las propiedades residuales pueden ser evaluadas con datos de P, V, T y cuando sea necesario, una definición del estado de referencia. Generalmente, una ecuación analítica de estado o alguna forma de la ley de los estados correspondientes se utiliza para caracterizar el comportamiento P, V, T, aunque, si se tienen disponibles, se pueden emplear datos experimentales de P, V, T para una sustancia pura o una mezcla dada.

Para esta evaluación, de las propiedades residuales, se utiliza la correlación de Lee-Kesler. Para emplear esta en el cálculo de propiedades termodinámicas, se tienen que utilizar las siguientes ecuaciones.

Dadas una presión y una temperatura, el primer paso involucra el cálculo de la presión y temperatura reducidas. En el caso de mezclas, para determinar las propiedades pseudocríticas se tienen que utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\bar{T}_c = \frac{1}{8\bar{V}_c} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3 (T_{c_i} T_{c_j})^{1/2} \quad (5)$$

$$\bar{V}_c = \frac{1}{8} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3 \quad (6)$$

$$V_{c_i} = \frac{(0.2905 - 0.085 \omega_i) R T_{c_i}}{P_{c_i}} \quad (7)$$

$$\bar{\omega} = \sum_i y_i \omega_i \quad (8)$$

$$\bar{P}_c = \frac{(0.2905 - 0.085 \bar{\omega}) R \bar{T}_c}{\bar{V}_c} \quad (9)$$



Con  $Tr$  y  $Pr$  se determinan  $V_r^{(o)}$ ,  $V_r^{(R)}$ ,  $Z^{(o)}$ ,  $Z^{(R)}$ . De  $Tr$ ,  $V_r^{(o)}$  y  $Z^{(o)}$  se determina la entalpía residual del fluido de trabajo, por la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{H^o - H}{RTc}\right)^{(o)} = - Tr \left[ Z^{(o)} - 1 - \frac{b_2 + 2b_3/Tr + 3b_4/Tr^2}{Tr V_r^{(o)}} - \frac{c_2 - 3c_3/Tr^2}{2Tr(V_r^{(o)})^2} + \frac{d_2}{5Tr(V_r^{(o)})^5} + 3E \right] \quad (10)$$

donde:

$$E = \frac{c_4}{2Tr^3 \gamma} \left\{ \beta + 1 - \left[ \beta + 1 + \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right] \exp \left[ - \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right] \right\} \quad (11)$$

Después, usando la misma  $Tr$  pero  $V_r^{(R)}$  y  $Z^{(R)}$ , recalculamos la ecuación (10) usando las constantes del fluido de referencia (n - Octano), llamando a esta función  $(H^o - H)/RTc^{(R)}$ . Por lo tanto, la función residual para el fluido real es:

$$\left(\frac{H^o - H}{RTc}\right) = \left(\frac{H^o - H}{RTc}\right)^{(o)} + \frac{\omega}{\omega_R} \left[ \left(\frac{H^o - H}{RTc}\right)^{(R)} - \left(\frac{H^o - H}{RTc}\right)^{(o)} \right] \quad (12)$$

Para utilizar este método se tiene que considerar:

1. Que el proceso de compresión que se va a realizar es isoentrópico.
2. Que las propiedades de un gas real se pueden expresar como las propiedades del gas ideal menos un término que corrige por desviaciones con respecto a la idealidad.

Para calcular el trabajo de compresión las ecuaciones (3) ó (4) se rearreglan de la siguiente manera:

$$-W = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT + \Delta H_1 - \Delta H_2 \quad (13)$$

La ecuación (13) es la que se utiliza para determinar el trabajo de compresión.

#### Secuencia de cálculo.

##### 1. Calcular Pr y Tr

Para calcular Pr y Tr se tienen que determinar, primero, las propiedades pseudocríticas.

- Calcular el factor acéntrico.

$$\omega_i = \frac{3}{7} - \frac{\theta}{1-0} (\log. Pc - 1.167) - 1$$

$$\bar{\omega} = \sum y_i \omega_i$$

- Calcular el volumen crítico.

$$V_{c_i} = \frac{(0.2905 - 0.085 \omega_i) RT_{c_i}}{P_{c_i}}$$

$$\bar{V}_c = \frac{1}{8} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3$$

- Calcular la temperatura crítica:

$$\bar{T}_c = \frac{1}{8\bar{V}_c} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3 (T_{c_j} T_{c_i})^{1/2}$$

- Calcular la presión crítica:

$$\bar{P}_c = \frac{(0.2905 - 0.085 \bar{\omega}) R\bar{T}_c}{\bar{V}_c}$$

- Calcular la relación de compresión.

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

Si  $r > 4.0$  y/o  $T_2 > 275^\circ\text{F}$

$$r_p = \text{st} \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}$$

2. Con  $T_r$  y  $P_r$  calcular  $V_r$ :

Para calcular  $V_r$  se tiene que utilizar la siguiente ecuación:

$$\frac{P_r V_r}{T_r} = 1 + \frac{B}{V_r^{(o)}} + \frac{C}{(V_r^{(o)})^2} + \frac{D}{(V_r^{(o)})^5} + \frac{c_4}{T_r^3 (V_r^{(o)})^2} \left[ \beta + \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right] \left[ \exp - \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right]$$

$$B = b_1 - \frac{b_2}{T_r} - \frac{b_3}{T_r^2} - \frac{b_4}{T_r^3}$$

$$C = c_1 - \frac{c_2}{T_r} + \frac{c_3}{T_r^3}$$

$$D = d_1 + \frac{d_2}{T_r}$$

Los valores de las constantes se muestran en la Tabla No.3 para resolver - esta ecuación se tiene que utilizar un método iterativo para encontrar el valor de  $V_r$ . (La ecuación tiene que ser resuelta para  $V_r^{(o)}$  y  $V_r^{(R)}$ ). El

método que se utiliza es el de prueba y error el cual consiste en suponer un valor de  $V_r^*$  y resolver la ecuación. La solución se tiene cuando  $V_r^* = V_{r \text{ calc.}}$  ( $V_r^*$  es el valor supuesto).

3. Con  $P_r$ ,  $T_r$  y  $V_r$  calcular  $Z$ .

$$Z^{(o)} = \frac{P_r V_r^{(o)}}{T_r}$$

$$Z^{(R)} = \frac{P_r V_r^{(R)}}{T_r}$$

4. Con  $Z^{(o)}$  y  $Z^{(R)}$  y las constantes de la Tabla No.3 se calculan

$$(H^\circ - H)/RT_c^{(o)} \quad \text{y} \quad (H^\circ - H)/RT_c^{(R)}.$$

Para este cálculo se utiliza la ecuación:

$$\begin{aligned} \left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right)^{(o)} = & - T_r \left[ Z^{-1} - \frac{b_2 + 2b_3/T_r + 3b_4/T_r^2}{T_r V_r} \right. \\ & - \frac{c_2 - 3c_3/T_r^2}{2T_r V_r^2} + \frac{d_2}{5T_r V_r^5} \\ & \left. + 3 \left( \frac{c_4}{2T_r^3 \gamma} \left( \beta + 1 - \left( \beta + 1 + \frac{\gamma}{V_r^2} \right) \exp - \frac{\gamma}{V_r^2} \right) \right) \right] \end{aligned}$$

Esta ecuación se tiene que resolver para  $Z^{(o)}$ ,  $V_r^{(o)}$  y  $Z^{(R)}$ ,  $V_r^{(R)}$ .

5. Con los resultados obtenidos en el punto anterior calcular

$$(H^\circ - H)/RT_c :$$

$$\left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right) = \left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right)^{(o)} + \frac{\omega}{\omega R} \left[ \left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right)^{(R)} - \left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right)^{(o)} \right]$$

6. Con el valor obtenido en el punto anterior calcular  $\Delta H_1$ .

$$\Delta H_1 = \left( \frac{H^\circ - H}{RT_c} \right) \quad (RT_c)$$

7. Cálculo de la temperatura de descarga.

Como se esta considerando que el proceso es isoentrópico se tiene que:

$$\Delta S = 0$$

Por lo que:

$$\Delta S = \frac{1}{T} \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - \Delta S_2 + \Delta S_1 = 0$$

En esta ecuación:

$\Delta S_1$  se determina con  $Tr_1$ ,  $Z^{(o)}$  y  $V_r^{(o)}$  por medio de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \frac{S^\circ - S^{(o)}}{R} = & -\ln \frac{p^\circ}{p} - \ln Z^{(o)} + \frac{b_1 + b_3/Tr^2 + 2b_4/Tr^3}{V_r^{(o)}} \\ & + \frac{c_1 - 2c_3/Tr^3}{2(V_r^{(o)})^2} + \frac{d_1}{5(V_r^{(o)})^5} \\ & - 2 \left\{ \frac{c_4}{2Tr^3 \gamma} \left[ \beta + 1 - \left( \beta + 1 + \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right) \exp - \frac{\gamma}{V_r^{(o)} 2} \right] \right\} \end{aligned}$$

Las constantes para resolver esta ecuación se muestran en la Tabla No.3.

Esta ecuación también se utiliza para calcular  $\Delta S_2$ .

Para resolver esta ecuación se tiene que suponer un valor de  $T_2^*$ . - - -  
 ( $T_2^*$  valor supuesto).

También con  $T_2^*$  se calcula.

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p dT = A(T_2 - T_1) + \frac{B}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4)$$

Para comprobar que es la temperatura de descarga se tiene que obtener - -  
 $\Delta S = 0$ .

8. Con la  $T_2$  repetir los pasos 1 a 6 con  $T_{r2}$  y  $P_r$ .

9. Calcular el trabajo de compresión.

$$-W = A (T_2 - T_1) + \frac{B}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4) - \Delta H_2 + \Delta H_1$$

Ejemplo:

Una mezcla de 3000 SCFM, base seca, (14.7 Psia, 60°F), 60% Metano, 15% Etano, 10% Propano, 5% Butano, 5% i-Butano, y 5% Hidrógeno, se va a comprimir de 16 Psig. a 4000 Psig. La temperatura de succión es 90°F. Los interenfriadores usarán agua a 85°F para enfriar la mezcla gaseosa a 90°F. La instalación estará 2000 ft sobre el nivel del mar. El gas está saturado con vapor de agua. Calcular la potencia necesaria.

De la Fig. No.12 con 2000 ft se tiene  $P=13.6$  Psia.

$$P_1 = 16 + 13.6 = 29.6 \text{ Psia.}$$

$$P_2 = 4000 + 13.6 = 4013.6 \text{ Psia.}$$

A. CONDICIONES DE OPERACION.

Capacidad	3000 SCFM
Presión de succión	29.6 Psia.
Presión de descarga	4013.6 Psia.
Temperatura de succión	90°F

Análisis del gas base seca:

Metano	:	60%
Etano	:	15%
Propano	:	10%
n-Butano	:	5%
i-Butano	:	5%
Hidrógeno	:	5%

B. CALCULOS.

1. Calcular Pr y Tr.

Para calcular Pr y Tr se tienen que determinar, primero, las propiedades pseudocríticas.

- Cálculo del factor acéntrico.

$$\omega_i = \frac{3}{7} - \frac{\theta}{1-\theta} (\text{Log } P_c - 1.167) - 1$$

Metano:

$$\theta = \frac{T_b}{T_c} = \frac{201.7}{343.2} = 0.588$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.588}{1-0.588} (\text{Log. } 673.1 - 1.167) - 1 = 0.016$$

$$y_i \omega_i = 0.0096$$

Etano:

$$\theta = 0.605$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.605}{1-0.605} (\text{Log. } 717.2 - 1.167) - 1 = 0.111$$

$$y_i \omega_i = 0.0167$$

Propano:

$$\theta = 0.626$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.626}{1-0.626} (\text{Log. } 677.4 - 1.167) - 1 = 0.194$$

$$y_i \omega_i = 0.0194$$

Butano:

$$\theta = 0.642$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.642}{1-0.642} (\text{Log. } 530.7 - 1.167) - 1 = 0.199$$

$$y_i \omega_i = 0.00995$$

i-Butano:

$$\theta = 0.643$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.643}{1-0.643} (\text{Log. } 543.8 - 1.167) - 1 = 0.210$$

$$y_i \omega_i = 0.0105$$



Hidrógeno:

$$\Theta = 0.514$$

$$\omega = \frac{3}{7} \frac{0.514}{1-0.514} (\text{Log. } 305.7 - 1.167) - 1 = - 0.402$$

$$y_i \omega_i = 0.021$$

$$\bar{\omega} = \sum_i y_i \omega_i = 0.0461$$

- Cálculo del volumen crítico.

$$V_{c_i} = \frac{(0.2905 - 0.085 \omega_i) RT_{c_i}}{P_{c_i}}$$

Metano:

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{(0.2905 - 0.085 (0.016)) 1545 \times 343.2}{673.1} \\ &= 227.77 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Etano:

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{(0.2905 - 0.085 (0.111)) 1545 \times 540.5}{717.2} \\ &= 332.71 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Propano:

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{(0.2905 - 0.085 (0.194)) 1545 \times 665.3}{677.4} \\ &= 415.78 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Butano:

$$V_c = \frac{(0.2905 - 0.085 (0.199)) \cdot 1545 \cdot 530.7}{530.12}$$

$$V_c = 423.15 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}}$$

i-Butano:

$$V_c = \frac{(0.2905 - 0.085(0.210)) \cdot 1545 \cdot 732.4}{543.8}$$

$$= 567.34 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}}$$

Hidrógeno:

$$V_c = \frac{(0.2905 - 0.085 (-0.402)) \cdot 1545 \cdot 72.47}{305.7}$$

$$= 118.91$$

$$\bar{V}_c = \frac{1}{8} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3$$

$$\bar{V}_c = 181.72 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb mol}}$$

- Cálculo de  $\bar{T}_c$  :

$$\bar{T}_c = \frac{1}{8\bar{V}_c} \sum_i \sum_j y_i y_j (V_{c_i}^{1/3} + V_{c_j}^{1/3})^3 (T_{c_i} T_{c_j})^{1/2}$$

$$\bar{T}_c = 459.77^\circ\text{R}$$

- Cálculo de  $\bar{P}_c$ :

$$\bar{P}_c = \frac{(0.2905 - 0.085 \bar{\omega}) R \bar{T}_c}{\bar{V}_c}$$

$$\bar{P}_c = \frac{(0.2905 - 0.085 (0.0461)) (1545) (459.77)}{181.72}$$

$$= 1120.2 \text{ Psia.}$$

$$Tr = \frac{T}{\bar{T}_c} = \frac{550}{459.77} = 1.20$$

Cálculo de la relación de compresión.

$$r = \frac{4000 + 13.6}{16 + 13.6} = 135.59$$

Para tres etapas:

$$\sqrt[3]{135.59} = 5.14$$

Para cuatro etapas:

$$\sqrt[4]{135.59} = 3.41$$

$$r_{\text{Corregida}} = (3.41 \times 1.01) = 3.44$$

Primera etapa:

Succión:

$$16 + 13.6 = 29.6 \text{ Psia.}$$

Descarga:

$$(29.6 \times 3.44) + (29.6 \times 3.44 \times 0.015) = 101.824 + 1.527 = 103.351 \text{ Psia.}$$

$$r_p = \frac{103.351}{29.6} = 3.49$$

Segunda etapa:

Succión:

$$(101.824) - (101.824 \times 0.015) = 100.297 \text{ Psia.}$$

Descarga:

$$(100.297 \times 3.44) + (100.297 \times 3.44 \times 0.015) = 345.02 + 5.175 = 350.196$$

$$r_p = \frac{350.196}{100.297} = 3.49$$

Tercera etapa:

Succión:

$$(350.196) - (350.196 \times 0.015) = 344.94 \text{ Psia.}$$

Descarga:

$$(344.94 \times 3.44) + (344.94 \times 3.44 \times 0.015) = 1186.594 + 17.799 = 1204.39 \text{ Psia.}$$

$$r_p = \frac{1204.39}{344.94} = 3.49$$

Cuarta etapa:

Succión:

$$(1186.594) - (1186.594 \times 0.015) = 1168.795 \text{ Psia.}$$

Descarga

$$(1168.795 \times 3.44) = 4020.65 \text{ Psia.}$$

$$r_p = \frac{4020.65}{1168.795} = 3.44$$

Pr:

Primera etapa:

$$Pr_1 = \frac{29.6}{1120.2} = 0.026$$

Segunda etapa:

$$Pr_2 = \frac{100.297}{1120.2} = 0.090$$

Tercera etapa:

$$Pr_3 = \frac{344.94}{1120.2} = 0.308$$

Cuarta etapa:

$$Pr_4 = \frac{1168.8}{1120.2} = 1.043$$

2. Determinar  $V_r$  con  $Tr = 1.2$  y  $Pr$  para cada etapa.

$$z = z^{(o)} + \frac{\bar{\omega}}{\omega_R} (z^{(R)} - z^{(o)})$$

Para  $V_r^{(o)}$

$$z^{(o)} = \frac{Pr V_r}{Tr} = 1 + \frac{B}{V_r^{(o)}} + \frac{C}{(V_r^{(o)})^2} + \frac{D}{(V_r^{(o)})^5} + \frac{c_4}{Tr^3 (V_r^{(o)})^2} \left[ \beta + \frac{Y}{(V_r^{(o)})^2} \right] \exp - \left( \frac{Y}{(V_r^{(o)})^2} \right)$$

Cálculo de las constantes:

$$B^{(o)} = b_1 - \frac{b_2}{Tr} - \frac{b_3}{Tr^2} - \frac{b_4}{Tr^3}$$

$$= 0.1181193 - \frac{0.265728}{1.2} - \frac{0.15479}{(1.2)^2} - \frac{0.1030323}{(1.2)^3}$$

$$B^{(o)} = -0.228361788$$

$$C^{(o)} = c_1 - \frac{c_2}{Tr} + \frac{c_3}{Tr^3}$$

$$= 0.0236744 - \frac{0.0186984}{1.2}$$

$$C^{(o)} = 0.0080924$$

$$D^{(o)} = 0.155488 \times 10^{-4} + \frac{0.623689 \times 10^{-4}}{1.2}$$

$$D^{(o)} = 0.67522883 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(o)} = 1 + \frac{(-0.228361788)}{V_r^{(o)}} + \frac{0.0080924}{(V_r^{(o)})^2} + \frac{0.67522883 \times 10^{-4}}{(V_r^{(o)})^5}$$

$$+ \frac{0.042724}{(1.2)^3 (V_r^{(o)})^2} \left[ 0.65392 + \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right] \exp. - \left( \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right)$$

$$\times \frac{Tr}{Pr}$$

Primera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 45.9249 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc.}} = 45.9249 \quad z^{(o)} = 0.9950$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(o)*} = 13.1028 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc.}} = 13.1028 \quad z^{(o)} = 0.9827$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 3.6601 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc.}} = 3.6601 \quad z^{(o)} = 0.9394$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(o)*} = 0.8920 \quad V_r^{(o)}_{\text{calc.}} = 0.8920 \quad Z^{(o)} = 0.7753$$

Para  $V_r^{(R)}$

$$B^{(R)} = 0.2026579 - \frac{0.331511}{1.2} - \frac{0.027655}{(1.2)^2} - \frac{0.203488}{(1.2)^3}$$

$$B^{(R)} = -0.210565387$$

$$C^{(R)} = 0.0313385 - \frac{0.0503618}{1.2} + \frac{0.016901}{(1.2)^3}$$

$$C^{(R)} = -0.0008489954$$

$$D^{(R)} = 0.48736 \times 10^{-4} + \frac{0.6740336 \times 10^{-4}}{1.2}$$

$$D^{(R)} = 0.54905467 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(R)} = 1 + \frac{(-0.210565387)}{(V_r^{(R)})} + \frac{(-0.0008489954)}{(V_r^{(R)})^2} + \frac{0.54905467 \times 10^{-4}}{(V_r^{(R)})^5}$$

$$+ \frac{0.041577}{(1.2)^3 (V_r^{(R)})^2} \left[ 1.226 + \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \exp - \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \left[ \frac{Tr}{Pr} \right]$$

Primera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 45.9429 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 45.9429 \quad Z^{(R)} = 0.9954$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(R)*} = 13.1216 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 13.1216 \quad Z^{(R)} = 0.9841$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 3.6815 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 3.6815 \quad Z^{(R)} = 0.9449$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(R)*} = 0.9274 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 0.9274 \quad Z^{(R)} = 0.8060$$

3. Con  $Tr_1$ ,  $V_r^{(o)}$ ,  $Z^{(o)}$ ,  $Tr_1$ ,  $V_r^{(R)}$ ,  $Z^{(R)}$  y las constantes de la Tabla No.3 se resuelve la siguiente ecuación:

$$\left( \frac{H^o - H}{RTc} \right) = - Tr \left[ Z-1 - \frac{b_2 + 2b_3/Tr + 3b_4/Tr_2}{Tr V_r^{(o)}} - \frac{c_2 - 3c_3/Tr^2}{2Tr(V_r^{(o)})^2} + \frac{d_2}{5 Tr(V_r^{(o)})^5} + 3 \left( \frac{c_4}{2Tr^3 \gamma} \left[ \beta + 1 - \left( \beta + 1 + \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right) \exp - \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right] \right) \right]$$

Los resultados que se obtienen al resolver esta ecuación son los siguientes:

Primera etapa:

$$\left( \frac{H^o - H}{RTc} \right)^{(o)} = 0.0188 \quad \left( \frac{H^o - H}{RTc} \right)^{(R)} = 0.0230$$



Segunda etapa:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(o)} = 0.0659 \qquad \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(R)} = 0.0805$$

Tercera etapa:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(o)} = 0.2371 \qquad \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(R)} = 0.2876$$

Cuarta etapa:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(o)} = 0.9912 \qquad \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(R)} = 1.1540$$

4. Con los resultados obtenidos en el punto anterior se calcula  $(H^{\circ} - H)/RT_c$  con la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right) = \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(o)} + \frac{\omega}{\omega_R} \left[ \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(R)} - \left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right)^{(o)} \right]$$

Obteniéndose los siguientes resultados:

Primera etapa:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right) = 0.0193$$

Segunda etapa:

$$\left(\frac{H^{\circ} - H}{RT_c}\right) = 0.0676$$

Tercera etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) = 0.2429$$

Cuarta etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) = 1.0100$$

5. Con los valores de  $\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)$  se calcula  $\Delta H_1$ :

Primera etapa:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) (RT_c) \\ &= (0.0193)(1.987)(459.77) = 17.6186 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Segunda etapa:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) (RT_c) \\ &= (0.0676)(1.987)(459.77) = 61.713 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Tercera etapa:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) (RT_c) \\ &= (0.2429)(1.987)(459.77) = 221.9264 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

Cuarta etapa:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right) (RT_c) \\ &= (1.0100)(1.987)(459.77) = 922.735 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \end{aligned}$$

6. Cálculo de la temperatura de descarga,  $T_2$ :

Como este cálculo es mediante iteraciones, la  $T_2$  se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 r^{(k-1)/k}$$
$$T_2 = 550 (3.49)^{(1.21-1)/1.21}$$
$$T_2 = 683.2 \text{ } ^\circ\text{R} \quad \text{o} \quad 223.2^\circ\text{F}$$

Con  $T_2^* = 223.2^\circ\text{F}$  se calculan  $V_r^{(o)}$ ,  $Z^{(o)}$  y  $V_r^{(R)}$ ,  $Z^{(R)}$ :

- Cálculo de  $V_r^{(o)}$  y  $Z^{(o)}$ :

$$Tr_2 = \frac{T_2}{T_c}$$
$$= \frac{683.2}{459.77} = 1.486$$

$$B^{(o)} = b_1 - \frac{b_2}{Tr_2} - \frac{b_3}{Tr_2^2} - \frac{b_4}{Tr_2^3}$$

$$B^{(o)} = 0.1181193 - \frac{0.265728}{1.486} - \frac{0.15479}{(1.486)^2} - \frac{0.030323}{(1.486)^3}$$

$$B^{(o)} = -0.1400405714$$

$$C^{(o)} = c_1 - \frac{c_2}{Tr_2} + \frac{c_3}{Tr_2^3}$$

$$C^{(o)} = 0.0236744 - \frac{0.0186984}{1.486}$$

$$C^{(o)} = 0.0110913583$$

$$D^{(o)} = d_1 + \frac{d_2}{Tr_2}$$

$$D^{(o)} = 0.155488 \times 10^{-4} + \frac{0.623684 \times 10^{-4}}{1.486}$$

$$D^{(o)} = 0.57519796 \times 10^{-4}$$

$$Vr^{(o)} = \left[ 1 + \frac{(-0.1400405714)}{Vr^{(o)}} + \frac{0.0110913583}{(Vr^{(o)})^2} + \frac{0.57519796 \times 10^{-4}}{(Vr^{(o)})^5} \right.$$

$$\left. + \frac{0.042724}{(1.486)^3 (Vr^{(o)})^2} \left[ 0.65392 + \frac{0.060107}{(Vr^{(o)})^2} \right] \exp - \frac{0.060107}{(Vr^{(o)})^2} \right]$$

$$\times \frac{1.486}{Pr}$$

Primera etapa:

$$Vr^{(o)*} = 57.0138 \quad Vr_{calc}^{(o)} = 57.0138 \quad Z^{(o)} = 0.9975$$

Segunda etapa:

$$Vr^{(o)*} = 16.3711 \quad Vr_{calc}^{(o)} = 16.3711 \quad Z^{(o)} = 0.9915$$

Tercera etapa:

$$Vr^{(o)*} = 4.6848 \quad Vr_{calc}^{(o)} = 4.6848 \quad Z^{(o)} = 0.9710$$

Cuarta etapa:

$$Vr^{(o)*} = 1.2867 \quad Vr_{calc}^{(o)} = 1.2867 \quad Z^{(o)} = 0.9031$$

- Cálculo de  $V_r^{(R)}$  y  $Z^{(R)}$ .

$$B^{(R)} = 0.2026579 - \frac{0.331511}{1.486} - \frac{0.027655}{(1.486)^2} - \frac{0.203488}{(1.486)^3}$$

$$B^{(R)} = -0.0949683474$$

$$C^{(R)} = 0.0313385 - \frac{0.0503618}{(1.486)} + \frac{0.016901}{(1.486)^3}$$

$$C^{(R)} = 0.0025982301$$

$$D^{(R)} = 0.48736 \times 10^{-4} + \frac{0.0740336 \times 10^{-4}}{(1.486)}$$

$$D^{(R)} = 0.53718073 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(R)} = \left[ 1 + \frac{(-0.0949683474)}{V_r^{(R)}} + \frac{0.0025982301}{(V_r^{(R)})^2} + \frac{0.53718073 \times 10^{-4}}{(V_r^{(R)})^5} \right. \\ \left. + \frac{0.041577}{(1.486)^3 (V_r^{(R)})^2} \left[ 1.226 + \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \exp - \frac{0.03754}{(V_r^{(R)})^2} \right] \times \frac{1.486}{Fr}$$

Primera etapa:

$$V_r^{(R)*} = 57.0590 \quad V_r^{(R)}_{calc} = 57.0590 \quad Z^{(R)} = 0.9983$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(R)*} = 16.4167 \quad V_r^{(R)}_{calc} = 16.4167 \quad Z^{(R)} = 0.9943$$

Tercera etapa :

$$V_r^{(R)*} = 4.7717 \quad V_r^{(R)}_{calc} = 4.7717 \quad Z^{(R)} = 0.9807$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(R)*} = 1.3380 \quad V_r^{(R)}_{\text{calc}} = 1.3380 \quad Z^{(R)} = 0.9391$$

Con los valores de  $V_r^{(o)}$ ,  $Z^{(o)}$  y  $V_r^{(R)}$ ,  $Z^{(R)}$  y las constantes de la Tabla No.3 se resuelve la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \left( \frac{S^o - S}{R} \right)^{(o)} &= - \ln \frac{P^o}{P} - \ln Z^{(o)} + \frac{b_1 + b_3/Tr^2 + 2b_4/Tr^3}{V_r^{(o)}} \\ &+ \frac{c_1 - 2c_3/Tr^3}{2(V_r^{(o)})^2} + \frac{d_1}{5(V_r^{(o)})^5} \\ &- 2 \left\{ \frac{c_4}{2Tr^3 \gamma} \left[ \beta + 1 - \left( \beta + 1 + \frac{\gamma}{V_r^{(o)} 2} \right) \right] \exp - \frac{\gamma}{(V_r^{(o)} 2)} \right\} \end{aligned}$$

Los valores que se obtienen son:

- Con  $Tr$ ,  $V_r^{(o)}$ ,  $Z^{(o)}$ ,  $V_r^{(R)}$ ,  $Z^{(R)}$ :

$\left( \frac{S^o - S}{R} \right)^{(o)}$	$\left( \frac{S^o - S}{R} \right)^{(R)}$
0.9552	0.9821
2.1897	2.2266
3.4787	3.5494
4.1940	5.1332

- Con  $[(S^\circ - S)/R]^{(o)}$  y  $[(S^\circ - S)/R]^{(R)}$  se calcula  $(S^\circ - S)/R$  con la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{S^\circ - S}{R}\right) = \left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)^{(o)} + \frac{\omega}{\omega_R} \left[ \left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)^{(R)} - \left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)^{(o)} \right]$$

Los resultados que se obtienen son:

$\left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)$	$(S^\circ - S)$
0.9583	1.9041
2.1940	4.3595
3.4869	6.9485
4.9438	9.8233

- Con  $Tr_2$ ,  $Vr^{(o)}$ ,  $Z^{(o)}$ ,  $Vr^{(R)}$ ,  $Z^{(R)}$ :

$\left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)^{(o)}$	$\left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)^{(R)}$	$\left(\frac{S^\circ - S}{R}\right)$	$(S^\circ - S)$
2.1651	2.2198	2.1714	4.3146
3.3923	3.4495	3.3989	6.7536
4.6517	4.7172	4.6593	9.2580
5.9471	6.0365	5.9575	11.8736

$$\int_{T_1}^{T_2} C_{pd} T = (10.368 + 1.42 \times 10^{-2} T - 4.174 \times 10^{-5} T^2 + 7.798 \times 10^{-11} T^3) dT$$

$$= 10.368 (T_2 - T_1) + \frac{1.42 \times 10^{-2}}{2} (T_2^2 - T_1^2) - \frac{4.174 \times 10^{-5}}{3} (T_2^3 - T_1^3)$$

$$+ \frac{7.798 \times 10^{-11}}{4} (T_2^4 - T_1^4)$$

$$\int_{90}^{223} C_p dT = 10.368 (223 - 90) + \frac{1.42 \times 10^{-2}}{2} (223^2 - 90^2) \\ - \frac{4.174 \times 10^{-5}}{3} (223^3 - 90^3) + \frac{7.798 \times 10^{-4}}{4} (223^4 - 90^4) \\ = 1532.75$$

$$\Delta S = 0 = \frac{1}{T} \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - \Delta S_2 + \Delta S_1 \\ = \frac{1532.75}{683.2} - 4.3146 + 1.9041 = -0.167 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}}$$

Se vuelve a suponer otra  $T_2$  y se repiten los cálculos. En este ejemplo se efectuaron calculos con valores de  $T_2 = 250^\circ\text{F}, 208^\circ\text{F}, 195^\circ\text{F}$  y  $180^\circ\text{F}$ .

Los resultados que se obtienen son:

Para  $T = 250^\circ\text{F}$

$$\Delta S = 0 = 2.5887 - 4.2963 + 1.9041 = 0.1965 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}}$$

Para  $T = 208^\circ\text{F}$

$$\Delta S = 0 = 2.0359 - 4.3207 + 1.9041 = -0.3807 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}}$$

Para  $T = 195^\circ\text{F}$

$$\Delta S = 0 = 1.8443 - 4.3265 + 1.9041 = -0.5781 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}}$$

Para  $T = 180^\circ\text{F}$

$$\Delta S = 0 = 1.6167 - 4.3338 + 1.9041 = -0.813 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}}$$

Con estos valores se elabora una gráfica de  $\Delta S$  vs  $T$ .

De la gráfica se obtiene  $T_2 \approx 236^\circ\text{F}$



7.- Cálculo de  $Tr_2$  y  $Pr_2$

$$Tr_2 = \frac{696 \text{ } ^\circ R}{459.77^\circ R} = 1.514$$

Primera etapa:

$$Pr_2 = \frac{103.351}{1120.2} = 0.092$$

Segunda etapa:

$$Pr_2 = \frac{350.196}{1120.2} = 0.313$$

Tercera etapa :

$$Pr_2 = \frac{1204.39}{1120.2} = 1.075$$

Cuarta etapa:

$$Pr_2 = \frac{4020.65}{1120.2} = 3.589$$

8. Determinar  $Vr$  con  $Tr = 1.514$  y  $Pr$  para cada etapa.

- Para  $Vr^{(o)}$

Cálculo de las constantes:

$$B^{(o)} = b_1 - \frac{b_2}{Tr} - \frac{b_3}{Tr^2} - \frac{b_4}{Tr^3}$$
$$= 0.1181193 - \frac{0.265728}{1.514} - \frac{0.15479}{(1.514)^2} - \frac{0.030323}{(1.514)^3}$$

$$B^{(o)} = -0.1336613477$$

$$C^{(o)} = c_1 - \frac{c_2}{Tr} + \frac{c_3}{Tr^3}$$
$$= 0.0236744 - \frac{0.0186984}{1.514}$$

$$C^{(o)} = 0.0113240697$$

$$D^{(o)} = d_1 + \frac{d_2}{Tr}$$
$$= 0.155488 \times 10^{-4} + \frac{0.623689 \times 10^{-4}}{1.514}$$

$$D^{(o)} = 0.567436 \times 10^{-4}$$

$$V_r^{(o)} = \left[ 1 + \frac{(-0.1336613477)}{V_r^{(o)}} + \frac{0.0113240697}{(V_r^{(o)})^2} + \frac{0.56743582 \times 10^{-4}}{(V_r^{(o)})^5} \right. \\ \left. + \frac{0.042724}{(1.514)^3 (V_r^{(o)})^2} \left( 0.65392 + \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right) \exp - \frac{0.060107}{(V_r^{(o)})^2} \right] \\ \times \frac{1.514}{Pr}$$

Primera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 16.3230$$

$$V_r^{(o)}_{calc} = 16.3230$$

$$z^{(o)} = 0.9919$$

Segunda etapa:

$$V_r^{(o)*} = 4.7039$$

$$V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 4.7039$$

$$z^{(o)} = 0.9725$$

Tercera etapa:

$$V_r^{(o)*} = 1.2779$$

$$V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 1.2779$$

$$z^{(o)} = 0.9074$$

Cuarta etapa:

$$V_r^{(o)*} = 0.3340$$

$$V_r^{(o)}_{\text{calc}} = 0.3340$$

$$z^{(o)} = 0.7918$$

- Para  $V_r^{(R)}$

Cálculo de las constantes.

$$B^{(R)} = b_1 - \frac{b_2}{Tr} - \frac{b_3}{Tr^2} - \frac{b_4}{Tr^3}$$

$$= 0.2026579 - \frac{0.331511}{1.514} - \frac{0.027655}{(1.514)^2} - \frac{0.203488}{(1.514)^3}$$

$$B^{(R)} = - 0.0870061956$$

$$C^{(R)} = c_1 - \frac{c_2}{Tr} + \frac{c_3}{Tr^3}$$

$$= 0.0313385 - \frac{0.0503618}{1.514} + \frac{0.016901}{(1.514)^3}$$

$$C^{(R)} = 0.0029444965$$

$$D^{(R)} = d_1 + \frac{d_2}{Tr}$$

$$= 0.48736 \times 10^{-4} + \frac{0.0740336 \times 10^{-4}}{1.514}$$

$$D^{(R)} = 0.53625934 \times 10^{-4}$$

$$v_r^{(R)} = \left[ 1 + \frac{(-0.0870061956)}{v_r^{(R)}} + \frac{0.0029444965}{(v_r^{(R)})^2} + \frac{0.53625934 \times 10^{-4}}{(v_r^{(R)})^5} + \frac{0.041577}{(1.514)^3 (v_r^{(R)})^2} \left( 1.226 + \frac{0.03754}{(v_r^{(R)})^2} \right) \exp - \frac{0.03754}{(v_r^{(R)})^2} \right] \times \frac{1.514}{Pr}$$

Primera etapa:

$$v_r^{(R)*} = 16.3701$$

$$v_r^{(R)}_{calc} = 16.3701$$

$$z^{(R)} = 0.9948$$

Segunda etapa:

$$v_r^{(R)*} = 4.7523$$

$$v_r^{(R)}_{calc} = 4.7523$$

$$z^{(R)} = 0.9825$$

Tercera etapa:

$$v_r^{(R)*} = 1.3303$$

$$v_r^{(R)}_{calc} = 1.3303$$

$$z^{(R)} = 0.9445$$

Cuarta etapa:

$$v_r^{(R)*} = 0.3769$$

$$v_r^{(R)}_{calc} = 0.3769$$

$$z^{(R)} = 0.8934$$

9. Calcular  $(H^{\circ} - H)/RT_c^{(o)}$  y  $(H^{\circ} - H)/RT_c^{(R)}$  con  $Tr_2$  los valores de  $V_r^{(o)}$ ,  $Z_r^{(o)}$ ,  $V_r^{(R)}$ ,  $Z_r^{(R)}$  y las constantes de la Tabla No.3 mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \frac{H^{\circ} - H}{RT_c}^{(o)} = & - Tr \left[ Z^{(o)} - 1 - \frac{b_2 + 2b_3/Tr + 3b_4/Tr^2}{Tr V_r^{(o)}} \right. \\ & - \frac{c_2 - 3c_3/Tr^2}{2Tr (V_r^{(o)})^2} + \frac{d_2}{5Tr (V_r^{(o)})^5} \\ & \left. + 3 \left( \frac{c_4}{2Tr^3 \gamma} \left( \beta + 1 - \left( \beta + 1 + \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right) \exp - \frac{\gamma}{(V_r^{(o)})^2} \right) \right) \right] \end{aligned}$$

Los valores que se obtienen son:

Primera etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(o)} = 0.0436 \qquad \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(R)} = 0.0467$$

Segunda etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(o)} = 0.1517 \qquad \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(R)} = 0.1604$$

Tercera etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(o)} = 0.5614 \qquad \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(R)} = 0.5662$$

Cuarta etapa:

$$\left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(o)} = 2.0689 \qquad \left( \frac{H^{\circ} - H}{RT_c} \right)^{(R)} = 2.0908$$

10. Calcular  $(H^\circ - H)/RT_c$  con los valores de  $(H^\circ - H)/RT_c^{(o)}$  y  $(H^\circ - H)/RT_c^{(R)}$  obtenidos en el punto (9), mediante la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) = \left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right)^{(o)} + \frac{\omega}{\omega^R} \left[ \left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right)^{(R)} - \left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right)^{(o)} \right]$$

Los resultados que se obtienen son los siguientes:

Primera etapa:

$$\left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) = 0.0440$$

Segunda etapa:

$$\left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) = 0.1527$$

Tercera etapa:

$$\left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) = 0.5620$$

Cuarta etapa:

$$\left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) = 2.0714$$

11. Calcular  $\Delta H_2$  con los valores de  $(H^\circ - H)/RT_c$  obtenidos en el punto (10), mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta H_2 = \left(\frac{H^\circ - H}{RT_c}\right) (RT_c)$$

Los resultados que se obtienen son los siguientes:

Primera etapa:

$$\Delta H_2 = (0.0440)(1.987)(459.77) = 40.1968 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Segunda etapa:

$$\Delta H_2 = (0.1527)(1.987)(459.77) = 139.5011 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Tercera etapa:

$$\Delta H_2 = (0.5620)(1.987)(459.77) = 513.4224 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Cuarta etapa:

$$\Delta H_2 = (2.0714)(1.987)(459.77) = 1892.3544 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

12. Calcular  $C_p dT$  mediante la siguiente ecuación:

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p dT = A(T_2 - T_1) + \frac{B}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) - \frac{D}{4} (T_2^4 - T_1^4)$$

$$\int_{90}^{236} C_p dT = 10.368 (236-90) + \frac{1.42 \times 10^{-2}}{2} (236^2 - 90^2) - \frac{4.174 \times 10^{-5}}{3} (236^3 - 90^3) + \frac{7.798 \times 10^{-11}}{4} (236^4 - 90^4)$$

$$=1678.9812$$

13. Calcular el trabajo de compresión mediante la siguiente ecuación:

$$-W = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT - \Delta H_2 + \Delta H_1$$

Primera etapa:

$$-W = 1678.9812 - 40.1968 + 17.6186 = 1656.403 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Segunda etapa:

$$-W = 1678.9812 - 139.5011 + 61.713 = 1601.1931 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Tercera etapa:

$$-W = 1678.9812 - 513.4224 + 221.9264 = 1387.4852 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

Cuarta etapa:

$$-W = 1678.9812 - 1892.3544 + 922.735 = 709.3618 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}}$$

El trabajo en H.P. es:

Primera etapa:

$$1656.403 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \times \frac{1 \text{ lb mol}}{24.4616} \times \frac{193.3 \text{ lb}}{\text{min}} \times 0.02358 = 308.66 \text{ HP}$$

Segunda etapa:

$$1601.1931 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \times \frac{1 \text{ lb mol}}{24.46} \times \frac{193.3 \text{ lb}}{\text{min}} \times 0.02358 = 298.37 \text{ HP.}$$



Tercera etapa:

$$1387.4852 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \times \frac{1 \text{ lb mol}}{24.46 \text{ lb}} \times \frac{193.3 \text{ lb}}{\text{min}} \times 0.02358 = 258.55 \text{ H.P.}$$

Cuarta etapa:

$$709.3618 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol}} \times \frac{1 \text{ lb mol}}{24.46 \text{ lb}} \times \frac{193.3 \text{ lb}}{\text{min}} \times 0.02358 = 132.19 \text{ H.P.}$$

7.4 NOMENCLATURA.

Variable	Descripción	Unidades
a	Constante para calcular MCp	Adimensional
$A_{EC}$	Area del extremo de la cabeza del pistón.	ft <sup>2</sup>
$A_v$	Area del vástago del pistón	ft <sup>2</sup>
b	Constante para calcular MCp	Adimensional
$b_1, b_2, b_3, b_4$	Constante para calcular B de la ecuación de Lee-Kesler	Adimensional
B	Coefficiente de la ecuación de - Lee-Kesler.	Adimensional
BHP	Potencia al freno.	HP
$c_1, c_2, c_3, c_4$	Constante para calcular c de la ecuación de Lee-Kesler.	Adimensionales.
C	Coefficiente de la ecuación de - Lee-Kesler.	Adimesnional
$C_p$	Calor específico a presión <u>cons</u> tante .	BTU/lb mol.°F
$C_v$	Calor específico a volumen - - constante.	BTU/lb mol.°F
$d_1, d_2$	Constantes para calcular D de la ecuación de Lee-Kesler.	Adimensionales.
D	Coefficiente de la ecuación de - Lee-Kesler.	Adimensional
d	Diámetro del vástago del pistón.	Pulgadas
D'	Diámetro del cilindro	Pulgadas.
DP	Desplazamiento del pistón.	ft <sup>3</sup> /min.
$E_p$	Eficiencia politrópica	%
$E_v$	Eficiencia volumétrica	%
$F_L$	Factor de pérdidas en el armazón	Adimensional
$g_c$	Factor para conversión de unidades inglesas a unidades de ingeniería.	$32.2 \frac{ft \text{ Lb}_m}{seg^2 \text{ Lb}_f}$

Variable	Descripción	Unidades
H	Entalpía	BTU/lb
ICFM	Piés cúbicos por minuto a las condiciones de entrada ( $P_1, T_1$ )	ft <sup>3</sup> /min.
k	Coefficiente adiabático	Adimensional
Lo	Factor pérdidas de compresión	Adimensional
M	Peso molecular	
$\bar{M}$	Peso molecular medio o de mezcla.	
m	Masa	Lb
MCp	Capacidad calorífica a P=cte	BTU/lb mol °R
n	Coefficiente politrópico	Adimensional
P	Presión de operación	Lb/pulg <sup>2</sup> abs.
Pc	Presión crítica del gas	Lb/pulg <sup>2</sup> abs.
$\bar{P}_c$	Presión crítica de mezcla - o pseudocrítica.	Lb/pulg <sup>2</sup> abs.
Pr	Presión reducida.	Adimensional.
q	Calor agregado de los alrededores.	ft-Lb
R	Constante universal de los gases.	1545 ft-Lb/Lb°R
r	Relación total de compresión	Adimensional
$r_p$	Relación de compresión por etapa.	Adimensional
rpm	Velocidad del pistón	Revoluciones/min.
s	Carrera del pistón	Pulgadas.
S	Entropía	BTU/Lb °R
SCFM	Piés cúbicos estándar - - (14.7 Psia, 60°F)	ft <sup>3</sup> /min.

Variable	Descripción	Unidades
t	Temperatura de operación	°F
T	Temperatura de operación	°R
Tc	Temperatura crítica del gas	°R
$\bar{T}_c$	Temperatura crítica de mezcla o pseudocrítica.	°R
Tr	Temperatura reducida..	Adimensional
u.	Velocidad	ft/seg.
U	Energía interna	ft-Lb
V	Volumen	ft <sup>3</sup>
Vc	Claro	ft <sup>3</sup> /min.
Vpc	Por ciento de claro	%
V'	Volumen específico del gas.	ft <sup>3</sup> /Lb
v	Volumen molar	ft <sup>3</sup> /Lb mol.
w	Flujo másico	Lb/min.
W	Trabajo	ft-Lb
Wm	Trabajo por mol.	ft-Lb.
Y	Fracción mol del gas	Adimensional
Z	Factor de compresibilidad	Adimensional
$\bar{Z}$	Factor de compresibilidad medio	Adimensional

$$\bar{Z} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z}$$

Letras Griegas.

$\beta$	Constante de la ecuación de Lee-Kesler.	Adimensional
$\gamma$	Constante de la ecuación de Lee- Kesler.	Adimensional

Variable	Descripción	Unidades
$\Delta$	Diferencial de propiedad entre el estado final y el inicial.	Adimensional
$\omega$	Factor acéntrico	Adimensional
$\bar{\omega}$	Factor acéntrico medio o de mezcla.	Adimensional
$\theta$	Relación de temperaturas	Adimensional
(O)	Fluido de trabajo	
(R)	Fluido de referencia	

Subíndices

1	Condiciones de succión
2	Condiciones de descarga
i	Componentes de la mezcla gaseosa.
m	Propiedades de mezcla.
j	Componentes de la mezcla gaseosa.

CONCLUSIONES.

## CONCLUSIONES

Esta tésis se elaboró con el fin de proporcionar, a quien no tiene conocimientos sobre compresores, las bases para el cálculo y selección preliminares de los compresores recíprocos, así como una breve descripción de la teoría y los principales conceptos que se utilizan para este tipo de -- compresores.

El método de cálculo a, aplicar depende del tipo de gas que se desee comprimir; esto es, que si se tiene un gas puro el método a aplicar es el de Mollier debido a que este se elaboró con las propiedades reales de los fluidos y lo único que se tiene que considerar es que la compresión sea -- isoentrópica y adiabática, mientras que si se tiene una mezcla de gases es más conveniente aplicar el método del balance de entalpía que es más exacto que el del exponente.

Los compresores recíprocos se utilizan cuando se requiere manejar un volumen pequeño de gas (hasta  $3000 \text{ ft}^3/\text{min}$ ) contra una alta presión de descarga.

BIBLIOGRAFIA.



BIBLIOGRAFIA

1. Applied Process Design for.  
Chemical and Petrochemical Plants. Vol. III.  
Ludwig, Ernest E.  
Gulf Publishing Co.
  
2. Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso.  
Rase, H.E. y Barrow, M.H.  
CECSA.
  
3. Compressor Handbook For The.  
Hydrocarbon Processing Industries.  
Gulf Publishing Co.
  
4. Compressed Air And Gas Data.  
Third Edition  
Ingersoll-Rand Co.
  
5. Compresores Reciprocantes  
Preparado por Manufacturera Joy de México.
  
6. NGPSA Engineering Data Book, Section 4.  
Reciprocating Compressors 9<sup>o</sup> ED.

7. The Properties of Gases and Liquids.

Reid, R.C.; Prausnitz, J.M. and Sherwood, T.K. 3rd Edition.

Mc. Graw-Hill Book Co.