



44  
25  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ A R A G O N ”

FALLA DE ORIGEN

“SELECCION DEL COMPRESOR  
RECIPROCANTE DE REEMPLAZO DE  
HIDROGENO AL REACTOR DE EFLUENTES,  
DE LA PLANTA HIDRODESULFURADORA  
DE DESTILADOS INTERMEDIOS, EN LA  
REFINERIA MIGUEL HIDALGO DE  
TULA, HIDALGO”

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a :

ARMANDO MEDINA SEGOVIANO

San Juan de Aragón Edo. de Méx.

1995



## **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 está 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.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
"ARAGON"**

**"SELECCION DEL COMPRESOR RECIPROCANTE  
DE REEMPLAZO DE HIDROGENO AL REACTOR  
DE EFLUENTES, DE LA PLANTA  
HIDRODESULFURADORA DE DESTILADOS  
INTERMEDIOS, EN LA REFINERIA  
MIGUEL HIDALGO DE TULA, HIDALGO"**

**TESIS PROFESIONAL QUE PRESENTA:**

**ARMANDO MEDINA SEGOVIANO**

**PARA OBTENER EL TITULO DE:**

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**



**San Juan de Aragón, Edo. de México; Septiembre de 1995**

## Agradecimientos

### *Gracias a Dios Todopoderoso*

*Dedico este trabajo a:*

*Mis padres: Refugia Segoviano Pacheco y  
Leonardo Medina Raya.*

*Mis hermanos: Concepción, María de Jesús, Vicente, J. Refugio,  
María Teresa, Angeles y Olga Lidia.*

*Mi esposa e hijas: María Elena Avila Hernández, Lucía Montserrat  
y Erika Daniela.*

*Gracias a todos ellos, ya que con su apoyo y amor incondicional logre un sueño  
personal.*

*Gracias especiales a mis compañeros y amigos del Instituto Mexicano del  
Petróleo.*

*Armando Medina Segoviano*



**- INDICE GENERAL -**



**INTRODUCCION.**

4

**CAPITULO UNO.- CONCEPTOS BASICOS.**

1.1	DEFINICION DE CONCEPTOS Y TERMINOS.	7
1.2	CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES.	19
1.3	PRINCIPIOS DE OPERACION Y/O FUNCIONAMIENTO.	20

**CAPITULO DOS.- DESCRIPCION DEL PROCESO.**

2.1	SECCION DE REACCION.	28
2.2	SECCION DE RECUPERACION.	31
2.3	SECCION DE REGENERACION DE AMINA.	34
2.4	UNIDAD SEPARADORA DE AGUA SULFUROSA.	37
2.5	SISTEMA DE CONDENSADO DE VAPOR.	40

**CAPITULO TRES.- ANALISIS TERMODINAMICO.**

3.1	PRINCIPIOS TERMODINAMICOS.	42
3.2	TEORIA DEL CICLO DE COMPRESION.	53
3.3	CALCULO DEL COMPRESOR DE REEMPLAZO DE HIDROGENO AL REACTOR DE EFLUENTES.	61

**CAPITULO CUATRO.- EQUIPOS AUXILIARES DEL COMPRESOR.**

4.1	SEPARADORES DE ACEITE Y AGUA DE CONDENSACION.	73
4.2	AMORTIGUADORES DE PULSACIONES.	74
4.3	EQUIPO DEL SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.	75



**INDICE GENERAL.**

4.4	EQUIPO DEL SISTEMA DE LUBRICACION.	76
4.5	SISTEMA DE CONTROL DE CAPACIDAD.	77
4.6	SISTEMA DE SELLADO.	78
4.7	DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD	E
	INSTRUMENTOS DE CONTROL.	83

**CAPITULO CINCO.- SELECCION DEL COMPRESOR.**

5.1	CRITERIOS DE SELECCION.	85
5.2	OFERTA TECNICA Y COMERCIAL.	86
5.3	EVALUACION TECNICA.	89
5.4	TABULACION TECNICA.	103
5.5	OBSERVACIONES.	103
5.6	RECOMENDACION TECNICA.	105

**CAPITULO SEIS.- ANALISIS DE COSTOS.**

6.1	EVALUACION ECONOMICA.	107
6.2	CALCULO DEL COSTO DE OPERACION ANUAL.	108
6.3	EVALUACION DEL PROVEEDOR "A".	108
6.4	EVALUACION DEL PROVEEDOR "B".	110
6.5	EVALUACION DEL PROVEEDOR "C".	111
6.6	RECOMENDACION COMERCIAL.	112

<b>CONCLUSIONES.</b>	114
----------------------	-----

<b>APENDICE "A".- TABLA DE PROPIEDADES DE LOS GASES.</b>	118
--	-----

<b>APENDICE "B".- CARTA GENERALIZADA DE COMPRESIBILIDAD.</b>	120
--	-----

<b>BIBLIOGRAFIA.</b>	121
----------------------	-----





## **- INTRODUCCION -**



## INTRODUCCION.



México como un país productor de petróleo tiene la obligación de cuidar su recursos naturales y debe hacerlo tomando el debido interés en el cuidado de su medio ambiente, el cual ha sido a lo largo de las dos últimas décadas contaminado en una forma tan desmedida que ha sido necesario crear programas de emergencia para disminuir la contaminación del aire. Es por tal motivo que Petróleos Mexicanos ha llevado a cabo un esfuerzo sin precedentes para mejorar la calidad de los combustibles que produce, mediante cuidadosos programas de mejoramiento de estos, a través de sus Plantas Petroquímicas y de Refinación, por lo anterior está modernizando e implantando nuevos procesos con la finalidad de obtener combustibles de mejor calidad.

Ya que como principal productor de combustibles en México debe garantizar el uso de sus productos con la menor emisión de contaminantes, por tal razón esta innovando las Refinerías, tal es el caso de la Refinería Miguel Hidalgo en Tula Hidalgo, creando nuevas Plantas.

Una de estas Plantas es la **Hidrodesulfuradora (HDD)** la cual es usada en los procesos de las Plantas de Refinación de Petróleos Mexicanos, esta consiste en la disminución del contenido de azufre en el combustible (DIESEL) para que pueda cumplir con la emisión de contaminantes marcada por las normas Internacionales (EPA) y Mexicanas (SEDESOL), lo cual en la actualidad es un requisito determinante para la protección del medio ambiente.

En el proceso de **hidrodesulfuración** son utilizados diferentes equipos, entre ellos los compresores, que pueden ser del tipo centrífugo, recíprocante ó rotatorio, dependiendo del servicio requerido.

El presente trabajo está enfocado a la selección óptima de los compresores recíprocantes que son usados para reemplazar el hidrógeno consumido en un reactor, y lo desglosaremos en una serie de conceptos termodinámicos, un procedimiento de cálculo y evaluación técnica de fabricantes, una evaluación comercial, un dictamen y conclusiones.





**- CAPITULO UNO -**

**- CONCEPTOS BASICOS -**



## **1.1 DEFINICION DE CONCEPTOS Y TERMINOS.**

Las siguientes definiciones son de uso común en los sistemas de compresión.

**CALOR.-** El calor se define como energía que atraviesa las fronteras de un sistema, debido a una diferencia de temperaturas entre dicho sistema y sus alrededores. El calor que fluye hacia el sistema es positivo, en cambio el que emana de él se considera negativo.

**CALOR ESPECIFICO.-** Es la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria un grado.

**CAPACIDAD ACTUAL.-** Cantidad de gas comprimida y liberada en el sistema de descarga a velocidad nominal de la máquina a las condiciones de succión del gas de la primera etapa del compresor

**CAPACIDAD NOMINAL.-** Es la cantidad de gas sobre la cual el fabricante del compresor se basa para realizar el diseño de la máquina a proporcionar.

**CAPACIDAD REQUERIDA.-** Es la capacidad nominal del proceso especificada por el comprador que reúne las condiciones del proceso.

**CARGA COMBINADA EN EL VASTAGO.-** Es la suma algebraica de la carga del gas y la fuerza inercial. La carga del gas es la fuerza resultante de la presión diferencial del gas actuando sobre un área diferencial del pistón. La fuerza inercial con respecto a la espiga de la cruceta es la suma de todas las masas recíprocas (Pistón y vástago) embalado y ensamble de la cruceta incluyendo la espiga o perno en tiempos de su aceleración.

**CARGA MAXIMA CONTINUA.-** Es la fuerza más alta que el fabricante permite para una operación continua sobre un tren de rodaje. (Pistón, vástago del pistón, ensamble de la cruceta, conexión del vástago, cigüeñal y baleros) y la armazón del compresor.



## CONCEPTOS BASICOS.



**CLARO (ESPACIO LIBRE).**- Es el volumen contenido en un extremo del cilindro, el cual no es cubierto por el movimiento del pistón. Incluye el espacio entre el extremo del émbolo y la cabeza del cilindro en la carrera de compresión, el espacio en los lugares donde se colocan las válvulas y el volumen en las guardas de las válvulas de succión y asientos de las válvulas de descarga.

**COMPRESIBILIDAD.**- Es la desviación que experimenta un gas real, con respecto de un gas ideal y viene indicada por el factor de compresibilidad  $Z$ . Las ecuaciones exactas de estado son inconvenientes para los cálculos por que las expresiones son inmanejables. Todas estas ecuaciones son usadas para la preparación de tablas y diagramas de propiedades. En algunos casos las desviaciones de  $Z$  son considerables, por lo que es necesario se tomen en cuenta en los cálculos para evitar errores en la selección de los equipos. El valor de  $Z$  depende del gas y está en función de la presión y la temperatura

**COMPRESOR.**- Es un dispositivo mecánico para manejar gases, capaz de transferir energía eficientemente al medio gaseoso y así poder ser entregada a condiciones de presiones elevadas y volúmenes menores

**COMPRESOR AXIAL.**- En este tipo de compresor los álabes consisten en paletas aerodinámicas. Situadas de manera que al girar, el gas se mueve hacia el borde saliente de los álabes. En el espacio que queda entre los álabes se produce un efecto de difusión y desaceleración a medida que el gas se mueve hacia el borde siguiente de paletas móviles.

En estos compresores, el flujo del gas es paralelo al rotor del compresor y no cambia de sentido como en los centrífugos.

**COMPRESOR CENTRIFUGO O RADIAL.**- Este tipo de compresor transforma la energía mecánica en energía cinética transmitida por el impulsor al fluido de trabajo. Consiste principalmente en un impulsor rotatorio y en uno o más pasos divergentes, a través de los cuales se descarga el gas. La presión se produce al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor. Al salir despedido del impulsor el gas se mueve a una velocidad elevada y, por lo



## CONCEPTOS BASICOS.



tanto, posee energía cinética, la mayor parte de la cual se puede convertir en presión si se disminuye correctamente la velocidad del gas. El objetivo del difusor, es convertir la energía cinética en presión.

**COMPRESOR DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.-** Comprenden todas las máquinas que funcionan absorbiendo una cantidad de gas en un espacio cerrado, dentro del cual se reduce su volumen aumentando su presión.

**COMPRESORES DINAMICOS.-** Son máquinas de flujo continuo, cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler. Sus velocidades de trabajo son elevadas, por lo cual suministran una alta energía cinética al gas cuando el fluido pasa a través de la máquina. Esta energía se convierte parcialmente en presión en el elemento rotatorio y en los álabes estacionarios o difusores posteriores.

**COMPRESOR DE LOBULOS RECTOS.-** En este compresor los lóbulos impulsores giran en direcciones opuestas, sobre flechas montadas en paralelo dentro de una carcasa. Una de las flechas funciona como motriz y hace girar a la otra por medio de engranes.

El gas puede fluir hacia arriba o hacia abajo del compresor, ajustando el sentido de rotación entre los lóbulos. Los engranes y cojinetes son colocados en el interior de la carcasa, existiendo un sello entre ésta y la flecha, para evitar fugas al exterior. Durante la operación, no existe rozamiento entre los lóbulos por lo cual la lubricación interior no es necesaria.

Estos compresores funcionan cuando los lóbulos al girar empujan el volumen constante de gas encerrado entre ellos y la envolvente fuera del orificio de descarga.

**COMPRESOR MIXTO.-** El impulsor de estas máquinas reúne tanto características del impulsor radial como del axial. Generalmente se tienen combinaciones con rotor de flujo axial al principio y radial en el último paso.



## CONCEPTOS BASICOS.



**COMPRESOR MULTIETAPA.-** Son máquinas en las cuales la compresión desde la succión inicial hasta la descarga final se realiza en más de dos etapas o pasos distintos.

**COMPRESOR DE DOBLE ACCIÓN.-** Estas son máquinas en las cuales la compresión toma lugar sobre ambas caras por revolución en cada elemento compresor.

**COMPRESOR DE DOS ETAPAS.-** Son máquinas en las cuales el gas es comprimido de una presión inicial a una presión intermedia en uno o más cilindros en una etapa, y a una presión final de descarga en uno o más cilindros, en el segundo paso.

**COMPRESOR DE SIMPLE ACCION.-** Estas son máquinas en las cuales la compresión toma lugar sobre solamente una cara por revolución en cada elemento compresor.

**COMPRESOR DE UNA ETAPA.-** Estas son máquinas en las cuales la compresión desde la presión de succión inicial hasta la presión de descarga final es completada en un solo paso o etapa.

**COMPRESOR DE PALETAS DESLIZABLES.-** En este tipo de compresor el rotor gira excéntricamente dentro de un cilindro, las ranuras radiales del rotor llevan paletas deslizantes, formando una serie de celdas longitudinales. El giro del rotor crea una fuerza centrífuga que mantiene las paletas contra las paredes del cilindro, y el volumen de la celda se reduce conforme se aproxima a la cámara de descarga. Al girar el rotor, las paletas pasan sobre el orificio de entrada, donde se ocupan con gas a las condiciones de succión. Las celdas son llenadas completamente cuando se acercan al punto de máximo volumen. Como las celdas se encierran, al girar hacia la descarga el volumen entre ellas es más pequeño. En el punto de mínimo volumen y a máxima presión el gas es descargado.

**COMPRESOR DE PELICULA LIQUIDA.-** En este tipo de compresor se combina la acción centrífuga sobre el líquido sellante, para que éste a su vez crea una acción similar a la del compresor recíprocante sobre el gas que está siendo manejado.





La trayectoria excéntrica de la película líquida revolvente, produce una entrada y salida, o movimiento radial recíprocante para cada pistón de líquido, relativo al rotor cilíndrico, el cual revuelve hasta el centro fijado.

El líquido es descargado conjuntamente con el gas a través de los orificios de descarga, y al mismo tiempo se admite una reposición o líquido sellante para mantener el compresor completo con la cantidad adecuada de líquido.

**COMPRESOR RECÍPROCANTE.-** Son máquinas en las cuales el elemento de compresión es un pistón con movimiento recíprocante dentro de un cilindro.

**COMPRESOR ROTATORIO.-** Su principio de funcionamiento se basa en la disminución de un volumen de gas en un espacio rotativo, que converge en una cámara de descarga.

**COMPRESOR DE TORNILLO.-** Este compresor consiste de dos rotores soportados por cojinetes en ambos extremos de la carcasa, de modo que giran sin entrar en contacto entre ellos, manteniendo un pequeño claro constante. Uno de los rotores es el motriz el cual se le conoce como macho y al otro hembra, éste último gira en dirección opuesta, encontrándose entrelazados dentro de una envolvente sellada.

**COORDENADAS REDUCIDAS.-** Los factores de compresibilidad se determinan experimentalmente y está representado en función de la presión para líneas de temperatura constante. Ahora bien, en lugar de utilizar diagramas para cada gas, se ha comprobado que al sustituir los valores reales de presión y temperatura, por relaciones de estos valores a la presión y temperatura en el punto crítico, las curvas de compresibilidad, para prácticamente todos los gases, obedecen, con pequeñas divergencias, al mismo comportamiento, estas relaciones reciben el nombre de coordenadas reducidas.

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.-** Es el volumen neto desplazado por el pistón cuando viaja desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior del cilindro cuando la máquina trabaja a su velocidad nominal.



## CONCEPTOS BASICOS



**EFICIENCIA DE COMPRESION.-** Es la relación calculada del trabajo isentropico dividido entre el trabajo termodinámico dentro del cilindro. Usualmente se indica como un porcentaje, la importancia de la eficiencia de compresión para todo proceso termodinámico es por las pérdidas por fricción en los fluidos dentro del cilindro del compresor

**EFICIENCIA MECANICA.-** Es la relación del rendimiento del trabajo mecánico en el cilindro o carcasa, por carrera, por unidad de tiempo dividido por la potencia actual medida durante algunas carreras en algún tiempo. Se expresa como un porcentaje. La eficiencia mecánica es importante por todas las pérdidas mecánicas.

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.-** Es la razón del volumen real del gas entre la capacidad del cilindro y el desplazamiento del pistón, expresada en un tanto por ciento.

**FILTRO.-** Son dispositivos para remover polvo y partículas de suciedad de los gases antes de la entrada del compresor.

**FLUJO VOLUMETRICO A LA SUCCION.-** Se refiere al flujo nominal a las condiciones de presión, temperatura, compresibilidad y mezcla existente a la succión del compresor (esto es lo mismo que la capacidad actual).

**FLUJO VOLUMETRICO ESTANDAR A LA SUCCION.-** Se refiere a la capacidad del compresor a las condiciones estándar, y son: 1.014 Bars absolutos y 15.6 °C.

**INTERENFRIADOR.-** Son cambiadores de calor localizados entre las etapas, utilizados para remover el calor de compresión y remover algo de humedad.

**POSTENFRIADOR.-** Son cambiadores de calor para enfriar el gas de la descarga final del compresor. Provee los medios más efectivos para remover humedad del gas comprimido.

**POTENCIA NOMINAL.-** Es la potencia máxima del compresor añadiendo algunos aditamentos en el eje del accionador requeridos para algunas condiciones de



## CONCEPTOS BASICOS.



operación especificadas. La potencia nominal incluye los efectos de algunos equipos (como los dispositivos de supresión de pulsaciones, tubería de proceso, interenfriadores, postenfriadores y separadores), suministrados por el vendedor del compresor. Las pérdidas del accionador son consideradas por separado.

**PRESION.-** Es la unidad de fuerza actuando sobre la unidad de área.

**PRESION ABSOLUTA.-** Es la existencia de presión manométrica más la presión atmosférica, a condiciones promedio sobre el nivel del mar.

**PRESION ATMOSFERICA.-** Es la presión debida a la mezcla gaseosa que envuelve a la tierra. Varía en diferentes partes de la tierra, según la altura donde se localiza el lugar escogido para medirla.

**PRESION DE DESCARGA.-** Es la presión absoluta del gas en la brida de descarga del compresor.

**PRESION DE DESCARGA NOMINAL.-** Es la presión de descarga más alta requerida para reunir las condiciones especificadas por el comprador para el intento de servicio.

**PRESION MANOMETRICA.-** Es una variación entre la presión real de un gas y la presión barométrica.

**PRESION DE SUCCION.-** Es la presión absoluta del gas en la brida de succión del compresor.

**PROCESO.-** Es cualquier transformación de un sistema, de uno a otro estado de equilibrio. La descripción completa de un proceso suele incluir la especificación de los estados inicial y final de equilibrio, la trayectoria (si es distinguible) y las interacciones que tienen lugar a través de las fronteras durante el proceso. La trayectoria en termodinámica se refiere a la especificación de una serie de estados por los cuales pasa el sistema.





**PROCESO ADIABATICO.-** Es el proceso en el cual solo intervienen interacciones de trabajo. Según esto una frontera o superficie adiabática es aquella que evita o excluye todas las interacciones excepto las que se pueden clasificar como efecto de trabajo. Entonces, una frontera adiabática es aquella que aísla térmicamente un sistema, esto es, evita las interacciones térmicas.

**PROCESO CUASISTATICO.-** Es un proceso que se lleva a cabo de manera idealizada. Un proceso idealizado es en el cual no existen fuerzas desbalanceadoras de dicho proceso, es decir dicho proceso esta en equilibrio.

**PROCESO IRREVERSIBLE.-** Cuando un proceso es tal que ni el sistema ni los alrededores pueden ser devueltos a sus estados iniciales, se dice que es un proceso irreversible. La irreversibilidad se origina de dos fuentes:

- a.- Por los efectos de disipación inherentes que resultan de la naturaleza misma de la sustancia. Estos efectos incluyen la fricción de cualquier tipo, la resistencia eléctrica, la histéresis magnética y la falta de elasticidad.
- b.- Por ausencia de equilibrio mecánico, térmico o químico durante un proceso, es decir, por procesos que no son cuasiestáticos.

**PROCESO ISOBARICO.-** Es aquel proceso en el cual la presión se mantiene constante, es decir no varía.

**PROCESO ISOENTROPICO.-** Es aquel proceso en el cual la entropía se mantiene constante, es decir no varía.

**PROCESO ISOTERMICO.-** Es aquel proceso en el cual la temperatura se mantiene constante, es decir no varía.

**PROCESO POLITROPICO.-** Cuando un gas se expande ó se comprime de manera adiabática internamente reversible, la relación entre P y V está dada por la siguiente ecuación.

$$PV^n = \text{CONSTANTE}$$



## CONCEPTOS BASICOS.



Un proceso que siga esta relación entre estados de equilibrio se llama un proceso politropico.

**PROCESO REVERSIBLE.-** En general un proceso que principia a partir de un estado inicial de equilibrio se denomina reversible si en cualquier momento durante el proceso, tanto el sistema como el ambiente, pueden ser devueltos a su estado inicial, por ejemplo:

- 1.- Expansión o compresión restringida.
- 2.- Movimiento sin fricción.
- 3.- Estiramiento elástico de un sólido.
- 4.- Circuitos eléctricos con resistencia cero.
- 5.- Efectos de polarización y magnetización.
- 6.- Descarga restringida de una batería.

**PUNTO NORMAL DE OPERACION.-** Es el punto en el cual la operación usual es supuesta y la eficiencia máxima es deseada. Este punto es usualmente el punto al cual el vendedor certifica el rendimiento del compresor.

**RECALENTADORES.-** Son cambiadores de calor utilizados para elevar la temperatura del gas comprimido para incrementar su volumen.

**RECEPTORES DE AIRE.-** Son tanques usados para el almacenaje del gas descargado del compresor. Ellos ayudan a eliminar presiones de pulsaciones en la línea de descarga.

**RELACION DE CALORES ESPECIFICOS.-** Es un factor adimensional que representa la relación entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante.

**RELACION DE COMPRESION.-** Es la razón entre la presión de descarga absoluta y la presión de succión absoluta.





**RENDIMIENTO TOTAL.-** Es el producto de todas las eficiencias.

**TEMPERATURA.-** Se define como una propiedad de estado, cuyo valor numérico establece cuando dos o mas sistemas, en contacto térmico se encuentran o no en equilibrio termodinámico. La temperatura es el grado de calor térmico de un cuerpo considerado con referencia a su poder de comunicar calor a otros cuerpos.

**TEMPERATURA DE DESCARGA.-** Es la temperatura absoluta del gas medida en la brida de descarga del compresor.

**TEMPERATURA DE DESCARGA NOMINAL.-** Es la más alta temperatura de operación prevista, resultado de algunas condiciones de operación especificadas.

**TEMPERATURA DE SUCCION.-** Es la temperatura absoluta del gas medida en la brida de succión del compresor.

**TEMPERATURA MAXIMA PERMISIBLE.-** Es la temperatura máxima continua para la cual el fabricante tiene diseñado el equipo (o algunas partes en las cuales interviene calor). Cuando manejen un fluido específico a una presión específica.

**SISTEMA TERMODINAMICO.-** Conjunto formado por innumerables partículas de diversos tipos, tales como átomos, moléculas, electrones fotones, etc.; estos forman una materia de masa fija y ésta se considera imaginariamente para un estudio. Cualquier cosa externa al sistema es el espacio exterior y el sistema está separado del espacio exterior por los límites del sistema. -Estos límites pueden ser fijos o móviles.

**SISTEMA CERRADO.-** Es el sistema en el cual no existe transferencia de masa hacia el exterior de éste ni de el exterior del sistema al interior del mismo, es decir la masa se considera como una identidad fija.

## CONCEPTOS BASICOS.



**SISTEMA ABIERTO.-** Es cuando existe una corriente de masa, ya sea del interior del sistema hacia el exterior o viceversa. Es decir es un sistema de volumen de identidad fija.

**ESTADO DE EQUILIBRIO TERMODINAMICO.-** Un sistema está en estado de equilibrio termodinámico cuando cada una de sus propiedades termodinámicas son independientes del tiempo y cuando no existen flujos de masa o energía a través de sus fronteras.

**TRABAJO.-** Se conoce con este nombre uno de los mecanismos mediante los cuales puede variar la energía de un sistema. La cantidad de energía que se transforma en trabajo se calcula en función de la fuerza que actúa sobre el sistema y 'del espacio' de la materia que lo forma recorre la acción de dicha fuerza:

$$W = \int F dx$$

En un sistema cuando un trabajo es realizado por él, se considera positivo y cuando se realiza algún trabajo sobre él, el trabajo se considera negativo.

**VALORES CRITICOS.-** Es el estado limite mas allá del cual no es posible una transformación líquido vapor.

**VELOCIDAD MAXIMA.-** Es la velocidad más alta a la cual el diseño del fabricante permite una operación continua.

**VELOCIDAD MINIMA PERMISIBLE.-** Es la velocidad más baja a la cual el diseño del fabricante permite una operación continua.

**VOLUMEN ESPECIFICO.-** Es la relación que existe entre el volumen que ocupa cada unidad de masa de materia.





NOTACION

NOMENCLATURA.

La notación indicada en la tabla 1.1 es la más usada en la termodinámica para compresores:

TABLA 1.1

NOTACION	SIGNIFICADO	UNIDADES
a	Área del vástago del émbolo	mm <sup>2</sup>
A	Área del émbolo	mm <sup>2</sup>
ACFM	Flujo volumétrico actual	m <sup>3</sup> /s
BHP	Potencia al freno	KW
BHP <sub>a</sub>	Potencia del accionador	KW
BHP <sub>f</sub>	Potencia al freno total	KW
c	Calor específico	KCal/Kg <sup>o</sup> K
C	Claro del cilindro	%
C <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante	KCal/Kg <sup>o</sup> K
C <sub>v</sub>	Calor específico a volumen constante	KCal/Kg <sup>o</sup> K
D <sub>p</sub>	Desplazamiento del pistón	m <sup>3</sup> /min
D	Diámetro del pistón	mm
d	Diámetro del vástago del pistón	mm
GHIP	Potencia para comprimir el gas	KW
J	Equivalente Mecánico del calor	Kg m/KJoule
k	Relación de calores específicos	Adimensional
M	Masa	Kg
M <sub>C</sub>	Calor específico molar	KJoule/Kgm
n <sub>a</sub>	Eficiencia adiabática	%
n <sub>m</sub>	Eficiencia mecánica	%
n <sub>r</sub>	Eficiencia total	%
n <sub>v</sub>	Eficiencia volumétrica	%
P	Presión	Kg/cms <sup>2</sup>
P <sub>c</sub>	Presión crítica	Kg/cms <sup>2</sup>
PM	Peso Molecular	Kg/Kg <sub>m</sub>



CONTINUA TABLA 1.1

$P_R$	Presión reducida	$Kg/cm^2$
$Q$	Calor	KJ
$r$	Constante universal de los gases	$Kgm/Kgm^{\circ}K$
$R$	Constante particular del gas	$m^{\circ}K$
$R_c$	Relación de compresión	Adimensional
$S$	Carrera del pistón	mm
FVE	Flujo volumétrico estándar	$m^3/min$
$T$	Temperatura absoluta	$^{\circ}K$
$T_c$	Temperatura crítica	$^{\circ}K$
$T_R$	Temperatura reducida	Adimensional
$V$	Flujo volumétrico	$m^3/seg$
$v$	Volumen específico	$m^3/Kg$
$W$	Trabajo	Joules
$w$	Flujo Masico	$Kg/Seg$
$Y$	Fracción molar de un elemento	%
$Z$	Factor de compresibilidad	Adimensional

**SUBINDICES.**

- 1 = Condiciones de succión.
- 2 = Condiciones de descarga.
- a = Adiabático.
- c = Crítico.
- m = Mecánico.
- R = Reducido.
- v = Volumétrico.

**1.2 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES.**

Existen varias clasificaciones de compresores basadas en las diferentes funciones de estos dentro de un proceso, diferentes principios termodinámicos, diferentes flujos volumétricos que pueden manejarse dentro de un proceso, etc. La figura 1.1 indica la clasificación que cubre los





conceptos anteriores y hace intervenir otros, por ejemplo: número de etapas, número de pistones, tipo de carcasa, etc.

### 1.3 PRINCIPIOS DE OPERACION Y/O FUNCIONAMIENTO

Todos los compresores en general funcionan bajo dos principios de operación y estos principios también sirven para la clasificación de los compresores y son los siguientes:

**PRINCIPIO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.**- Los compresores que funcionan bajo este principio son los compresores reciprocantes y los rotatorios.

En el interior de un cilindro en el que se mueve un émbolo con movimiento uniforme y velocidad "V" hay un fluido a la presión "P". Supondremos que tanto el émbolo como el cilindro son rígidos e indeformables y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada "F". El émbolo al moverse desplaza al fluido a través de un orificio. Si el émbolo recorre un espacio "L" hacia la izquierda, el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor igual a "AL" (Área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible el volumen del fluido que sale por el orificio será también "AL". El tiempo "T" empleado en recorrer la distancia "L" es:

$$T = \frac{L}{V} \quad (1.1)$$

El volumen desplazado en la unidad de tiempo, será, teniendo en cuenta la ecuación 1.1:

$$\dot{V} = \frac{AL}{T} = AV \quad (1.2)$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será:  $P=FV$ , pero  $F=pA$ , por lo tanto  $P=pAV = p\dot{V}$ , por lo tanto Potencia=(Presión)(Flujo volumétrico).

Sacando conclusiones de la fórmula anterior se concluye que el principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del



CONCEPTOS BASICOS.

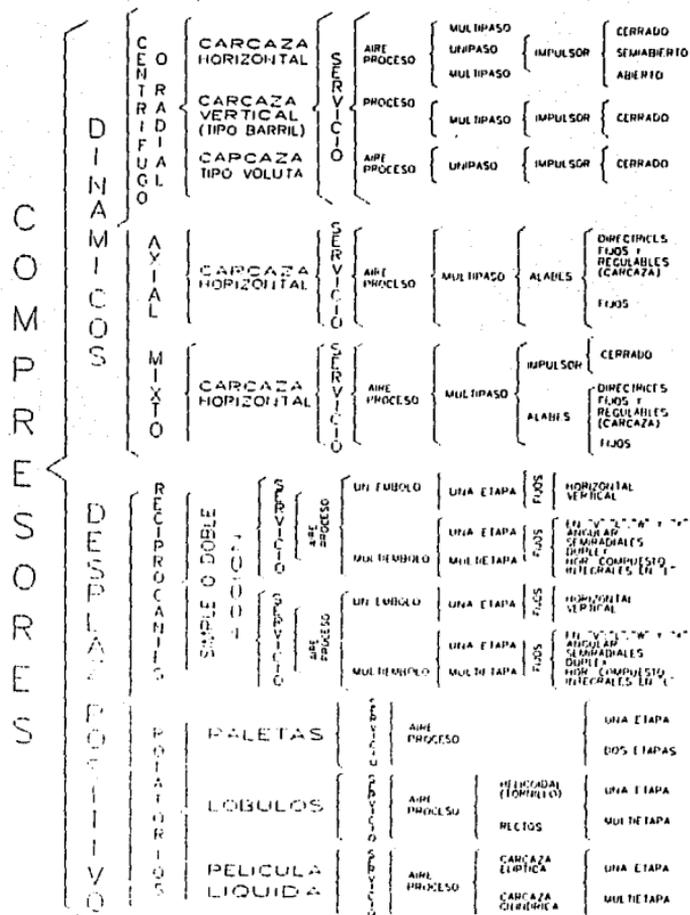


FIGURA 1.1. CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES



volumen en una cámara. (Ver figura 1.2).

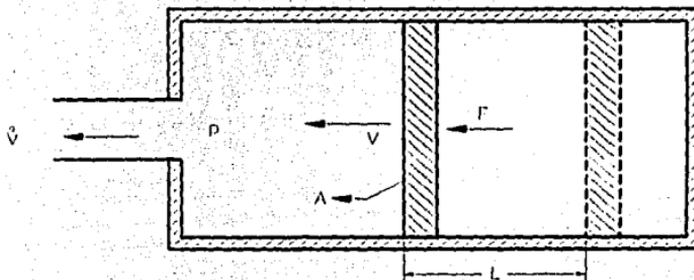


FIGURA 1.2. PRINCIPIO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

**PRINCIPIO DE EULER.**- La ecuación de **EULER** es la ecuación fundamental para el estudio de turbomáquinas (hidráulicas y térmicas), bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas, compresores centrífugos y axiales, turbinas de vapor y turbinas de gas. Esta ecuación expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

La figura 1.3 presenta el perfil de un impulsor de un compresor centrífugo o radial.

Suponiendo que el compresor funcione en régimen permante y que así al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior del compresor. Sea  $C_1$  la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto número uno). El impulsor movido por su accionador (turbina de vapor, gas y motor eléctrico) gira a una velocidad  $N$ , (R.P.M). En el punto uno el impulsor tiene una velocidad periférica:

$$U_1 = \frac{\pi d_1 N}{60}$$



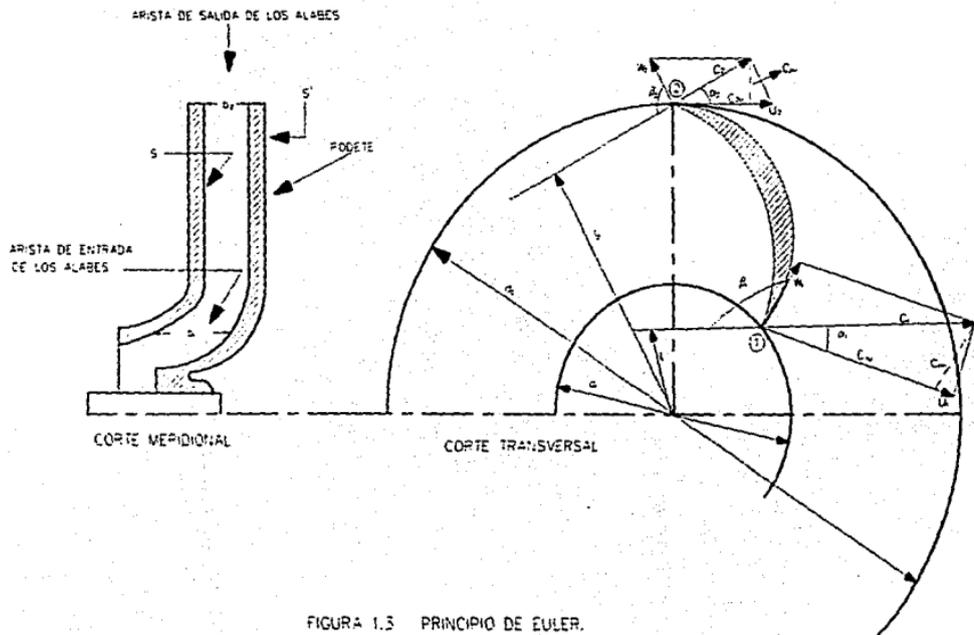


FIGURA 1.3 PRINCIPIO DE EULER.

## CONCEPTOS BÁSICOS



Con relación al impulsor el fluido se mueve con una velocidad  $W_1$ , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades  $C_1$ ,  $U_1$  y  $W_1$  están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo por la ecuación vectorial:

$$\vec{W}_1 = \vec{C}_1 - \vec{U}_1 \quad (1.3)$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector  $\vec{W}_1$ , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del impulsor con una velocidad relativa a la salida  $\vec{W}_2$ , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene una velocidad periférica  $U_2$ . La misma composición de velocidades de la ecuación 1.3 nos proporciona la velocidad absoluta a la salida  $\vec{C}_2$ :

$$\vec{W}_2 = \vec{C}_2 - \vec{U}_2 \quad (1.4)$$

La partícula de fluido ha sufrido, pues, en su paso por el impulsor un cambio de velocidad de  $\vec{C}_1$  a  $\vec{C}_2$ .

La partícula en cuestión debe cumplir con la Ecuación de Newton ( $F = ma$ ), si "m" se somete simultáneamente a la acción de varias fuerzas siendo:

$$a = \frac{dv}{dt}$$

La segunda ley se puede escribir como sigue:

$$\Sigma F = \frac{d}{dt}(mv) \quad (1.5)$$

Donde el producto masa por velocidad ( $mv$ ) se define como la cantidad de movimiento de una partícula móvil en un instante cualquiera. Multiplicando la ecuación (1.5) por  $dt$  e integrando:

$$(\Sigma F)dt = mdv$$

$$\left(\Sigma \int_1^2 F\right)dt = mdv$$





$$\Sigma \int_{t_1}^{t_2} F dt = m(V_2 - V_1) \quad (1.6)$$

O sea el impulso aplicado a la partícula en un intervalo de tiempo  $t_1$  a  $t_2$  es igual a la cantidad de movimiento de la misma. Obtenemos el momento de la cantidad de movimiento con respecto al eje:

$$M = m(L_2 C_2 - L_1 C_1) \quad (1.7)$$

Que es el teorema del momento cinético, donde:

$M$  = Momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el hilo de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

$m$  = Flujo del hilo de corriente.

$L_2, L_1$  = Brazos de momento de los vectores  $C_1$  y  $C_2$  respectivamente.

De la figura 1.3 se deduce que:

$$\begin{aligned} L_1 &= r \cos \alpha_1 \\ L_2 &= r \cos \alpha_2 \\ M &= m(r \cos \alpha_2 C_2 - r \cos \alpha_1 C_1) \end{aligned} \quad (1.8)$$

Al multiplicar la ecuación (1.8) por  $N$ , se obtiene, la potencia que el rodete comunica al fluido:

$$P_U = MN = rN(rC_2 \cos \alpha_2 - rC_1 \cos \alpha_1) \quad (1.9)$$

Donde:

$$N = \frac{2\pi n}{60} \text{ (velocidad angular del impulsor Rad./Seg.)}$$

Por otra parte, si llamamos  $Y_U$  a la energía específica intercambiada entre el impulsor y el fluido, en nuestro caso la energía específica que el impulsor del compresor comunica al fluido, y  $\dot{W}$  al fluido másico que atraviesa el impulsor, se tiene:

$$P_U = \dot{W} Y_U \quad (1.10)$$





Igualando las ecuaciones (1.9) y (1.10) se tiene que:

$$\dot{W} Y_U = mN(r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (1.11)$$

$$\text{Pero } r_1 N = U_1;$$

$$r_2 N = U_2;$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1U} \text{ y}$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2U}.$$

Donde:

$C_{1U}$ ,  $C_{2U}$  = Proyecciones de  $C_1$  y  $C_2$  sobre  $U_1$  y  $U_2$  o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los impulsores (álabes).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 1.11, se tiene que:

$$\dot{W} Y_U = mn(r_2 C_{2U} - r_1 C_{1U})$$

$$Y_U = U_2 C_{2U} - U_{1U} C_{1U} \quad (1.12)$$

Que es la Ecuación de Euler para compresores dinámicos.





**- CAPITULO DOS -**

**- DESCRIPCION DEL PROCESO -**





Este proceso tiene por objeto reducir el contenido de azufre del combustible diesel. Esta planta industrial está formada por cuatro secciones: sección de reacción, sección de recuperación, sección de regeneración de amina y la sección de separación de agua sulfurosa y un sistema de condensados de vapor.

**2.1 SECCION DE REACCION.-** Haciendo referencia en la figura 2.1. La materia prima es diesel proveniente de la unidad de crudos destilados (CDU) y de un tanque de almacenamiento; y combustible ligero ciclico proveniente de la unidad de descomposición térmica catalítica (FCCU). Las materias anteriores son mezcladas y succionadas por una bomba de baja presión (GA-102A/B), esta mezcla pasa a través de un filtro rotatorio cargado (FV-101) y es precalentado en un cambiador de calor (EA-101) para llegar a un tanque mezclador (FA-101), de este tanque se bombea y pasa a través de dos intercambiadores de calor (bomba GA-101A/B e intercambiadores de calor EA-102A/B y EA-104) hasta llegar al reactor de efluentes. El reactor es alimentado con gas de reemplazo de hidrógeno por los compresores reciprocantes para este servicio; (compresor de hidrógeno preparado) y el compresor de recirculación; el hidrógeno preparado viene de la unidad purificadora de hidrógeno y el de recirculación viene del reactor pasando a través de intercambiadores de calor, deshidratadores y tanques separadores.

El hidrógeno es consumido en el reactor mientras se forma el ácido sulfhídrico ( $H_2S$ ), amoníaco ( $NH_3$ ) e hidrocarburos ligeros.

La corriente del reactor es primeramente enfriada por el lado de los tubos del intercambiador de calor (EA-104), después por el lado de los tubos de intercambiado (EA-103) y finalmente por el lado de los tubos del intercambiador de calor (EA-102A/B). Posteriormente es conducida la corriente al separador caliente de alta presión (FA-106), de este separador algo de líquidos van al enjuagador (DA-501 de la sección de recuperación) y los vapores y líquidos restantes pasan por el lado de los tubos del intercambiador (EA-109) y después se le agrega agua de lavado y pasa hacia el separador frío de alta presión (FA-107) donde el vapor, hidrocarburos líquidos y agua se separan. De este separador la parte líquida se envía al enjuagador (FA-605 de la unidad separadora de agua sulfurosa).



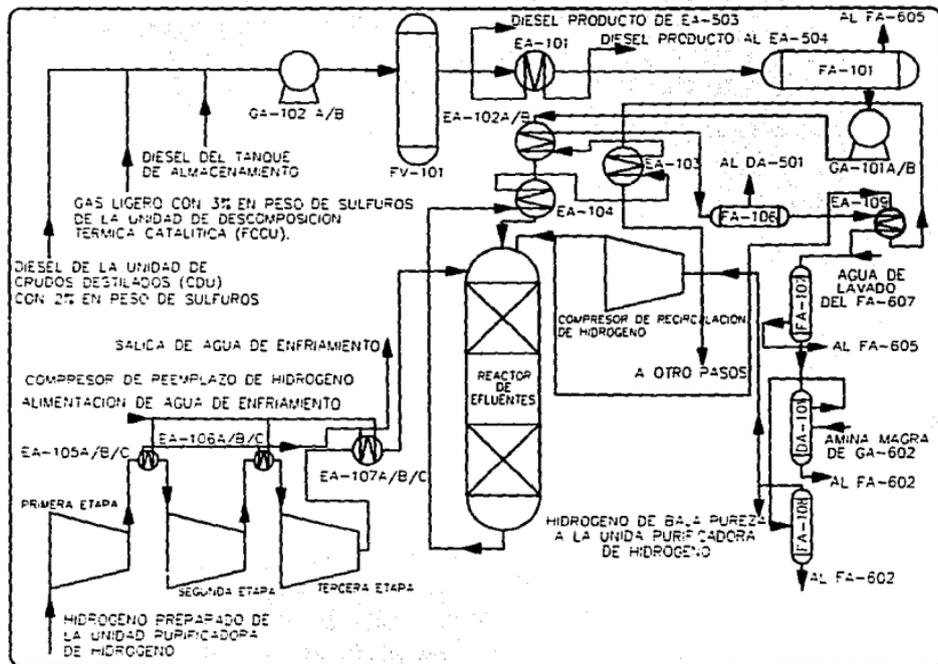


FIGURA 2.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SECCION DE REACCION.

**DESCRIPCION DEL PROCESO**



El gas se envía al depurador de amina (DA-101) y en este se inyecta amina magra (pobre), donde se remueve el H<sub>2</sub>S por contacto con la amina, en este depurador los líquidos pasan al tanque de amina rica (FA-602 de la sección de regeneración de amina) y los gases al deshidratador (FA-108), de este los condensados pasan al enjuagador (FA-602 de la sección de regeneración de amina) y el gas seco parte es recirculado al reactor y otra parte a la unidad purificadora de hidrógeno.

En el Cuadro 2.1 se observa la clave, descripción y servicio de todo el equipo que interviene en esta sección.

**CUADRO 2.1**

CLAVE	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	SERVICIO
GA-102	Bomba centrífuga	Bombeo de materia prima al proceso.
FV-101	Filtro rotatorio cargado.	Filtrado de la materia prima.
EA-101	Intercambiador de calor.	Precalentamiento de materia prima.
FA-101	Tanque de carga.	Mezclado de materia prima.
GA-101A/B	Bomba centrífuga	Bombeo de mezcla de materia prima
EA-102A/B	Intercambiador de calor.	Calentamiento mezcla materia prima.
EA-104	Intercambiador de calor.	Calentamiento mezcla materia prima.
S/Clave	Reactor de efluentes.	Reacción mezcla de materia prima, catalizadores, hidrógeno y otros productos.
EA-103	Intercambiador de calor.	Calentamiento corriente principal del reactor de efluentes.
FA-106	Separador caliente.	Separación de líquidos calientes.
EA-109	Intercambiador de calor.	Calentamiento de vapores y líquidos.
DA-101	Depurador.	Limpieza de amina magra.
FA-107	Separador frío.	Separación de vapores, hidrocarburos líquidos y agua.
FA-108	Deshidratador.	Deshidratador de gas(Hidrógeno).





CONTINUA TABLA 2.1

S/Clave	Compresor centrífugo	Circulación de mezcla de hidrógeno del reactor de efluentes.
S/Clave	Compresor recíprocante.	Reemplazo de hidrógeno al reactor de efluentes.

**2.2 SECCION DE RECUPERACION.-** Haciendo referencia a la figura 2.2. La alimentación caliente de la sección de reacción del (FA-106) al enjuagador (DA-501) es enfriada en el intercambiador de calor (EA-501A/B/C). La alimentación fría proveniente del (FA-107 la sección de reacción) entra directamente al enjuagador (DA-501).

Por la parte superior del enjuagador (DA-501) son inyectados vapores con inhibidores de corrosión y parcialmente condensados en el condensador (EA-507). La corriente líquida del condensador es enviada al tanque de reflujo (FA-501) del enjuagador (DA-501), para separación de vapores, hidrocarburos líquidos condensados y agua. Los vapores de la parte superior del tanque de reflujo (FA-501) son combinados con gas venteado de hidrocarburos del tanque de amina rica (FA-602 de la sección de regeneración de amina), agua magra del tanque (FA-605 de la unidad separadora de agua sulfurosa). La corriente combinada es conducida a un coaglutinador (FA-502). Todos los hidrocarburos líquidos son bombeados al enjuagador (DA-501) como reflujo. Los vapores del coaglutinador (FA-502) son comprimidos por la primera etapa del compresor de separación, enfriados por el interenfriador (EA-508) y enviados a un coaglutinador (EA-503) de donde pasan directamente a la segunda etapa del compresor de separación. Los líquidos son dirigidos a un quemador de ácidos. Los vapores comprimidos son enfriados en el postenfriador (EA-509).

La corriente es enviada entonces al deshidratador (FA-504) para la separación de líquidos y vapores.

Los hidrocarburos líquidos son combinados con los líquidos del coaglutinador (EA-503) y posteriormente al quemador de ácidos.



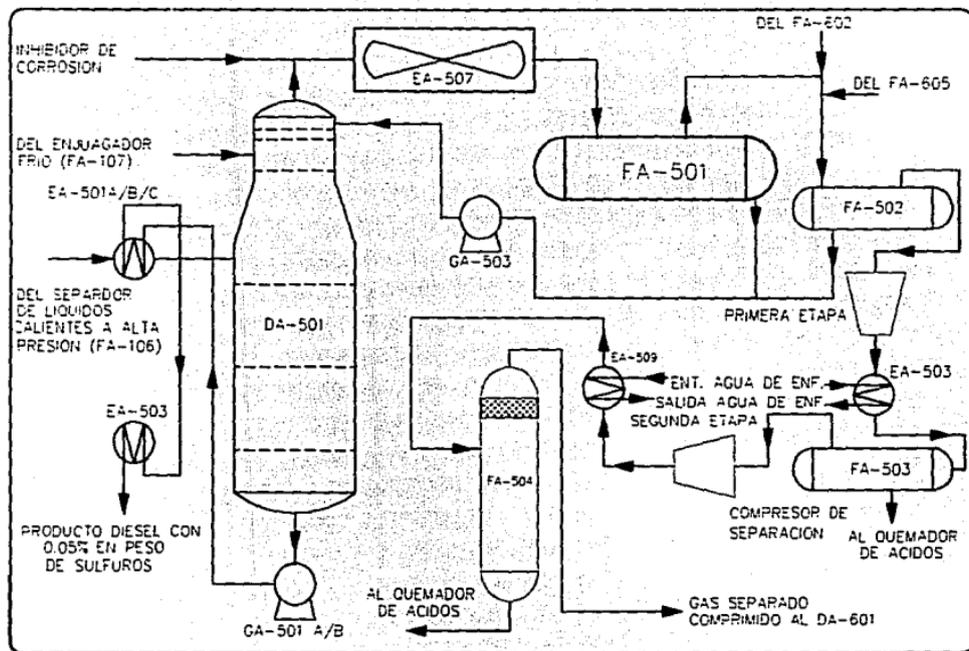


FIGURA 2.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SECCION DE RECUPERACION.

**DESCRIPCION DEL PROCESO**

Los vapores separados y comprimidos del deshidratador (FA-504) pasan al absorbedor de amina (DA-601 de la sección de regeneración de amina) donde el ácido sulfhídrico ( $H_2S$ ) es removido por contacto con la amina magra o pobre.

Por la parte inferior del enjuagador (DA-501) el producto es extraído por la bomba (GA-501 A/B) hacia el cambiador de calor (EA-501 A/B/C) y posteriormente enviado por el lado de los tubos del generador de vapor (EA-503), de aquí a su almacenaje y distribución. El diesel producto contiene 0.05% máximo en peso.

En el Cuadro 2.2 se observa la clave, descripción y servicio de todo el equipo que interviene en esta sección.

**CUADRO 2.2**

<b>CLAVE</b>	<b>DESCRIPCION DEL EQUIPO</b>	<b>SERVICIO</b>
DA-501	Enjuagador.	Limpieza y separación del diesel producto.
EA-501A/B/C	Intercambiador de calor.	Enfriado de líquidos calientes.
EA-503	Generador de vapor	Enfriado del diesel producto.
EA-507	Condensador.	Condensación parcial de líquidos.
FA-501	Tanque	Recirculación de flujos.
GA-503	Bomba centrífuga.	Recirculación de flujos.
GA-501A/B	Bomba centrífuga.	Bombeo de diesel producto.
FA-502	Coaglutinador.	Mezclador de corrientes.
S/Clave	Compresor reciprocante.	Separación de gases.
EA-508	Intercambiador de calor	Interenfriamiento del compresor de separación de gases.
FA-503	Coaglutinador	Fijador de corrientes.
EA-509	Intercambiador de calor	Postenfriador del compresor de separación de gases.
FA-504	Deshidratador.	Separación de líquidos y vapores.





**2.3 SECCION DE REGENERACION DE AMINA.-** Haciendo referencia a la figura 2.3. La unidad regeneradora de amina remueve el ácido sulfhídrico ( $H_2S$ ) absorbido por la amina en las secciones de reacción y recuperación.

La alimentación de amina se lleva a cabo por el tanque de amina limpia (TV-601), amina magra del (FV-603) y llevada directamente en parte al (DA-601) por la bomba (GA-602). La otra parte es llevada al (DA-101 de la sección de reacción).

La amina rica del depurador (DA-101) y el absorbedor de amina (DA-601), así como las corrientes secundarias del tanque deshidratador (FA-108) y del tanque deshidratador (FA-601) entra al tanque de amina rica (FA-602). El tanque está seccionado en tres compartimientos por un arreglo de deflectores. La amina rica entra en un compartimiento de sedimentación donde el vapor se desgrana y los hidrocarburos líquidos se separan del  $H_2S$  y agua. Los vapores conteniendo hidrocarburos ligeros son conducidos al coaglutinador (FA-502 de la sección de recuperación). Los hidrocarburos ligeros se remueven de los compartimientos medios y conducidos al quemador de ácidos. La amina rica líquida sale del tercer compartimiento y es bombeado al regenerador de amina por la bomba (GA-601) al intercambiador de calor (EA-603 A/B/C).

La amina rica es calentada por el lado de los tubos del intercambiador (EA-603 A/B/C) y enviado al regenerador de amina (DA-602), la cual entra por la parte superior, dentro del regenerador de amina entra en contacto con una cantidad pequeña de vapor de agua. Los líquidos fluyen hacia el fondo de la columna y entra en contacto con vapores calientes generados por el recalentador de generador de amina (EA-604). El calor suministrado por el vapor hace que reaccione el  $H_2S$  del líquido. La amina magra de la tarima del fondo de la columna fluye por gravedad al intercambiador de calor (EA-603 A/B/C). El vapor condensado del recalentador (EA-604) entra al recipiente del generador (FA-603) con un control de nivel y pasa al sistema de condensado. El producto separado (amina magra) es remolcado del fondo del sumidero de la columna.



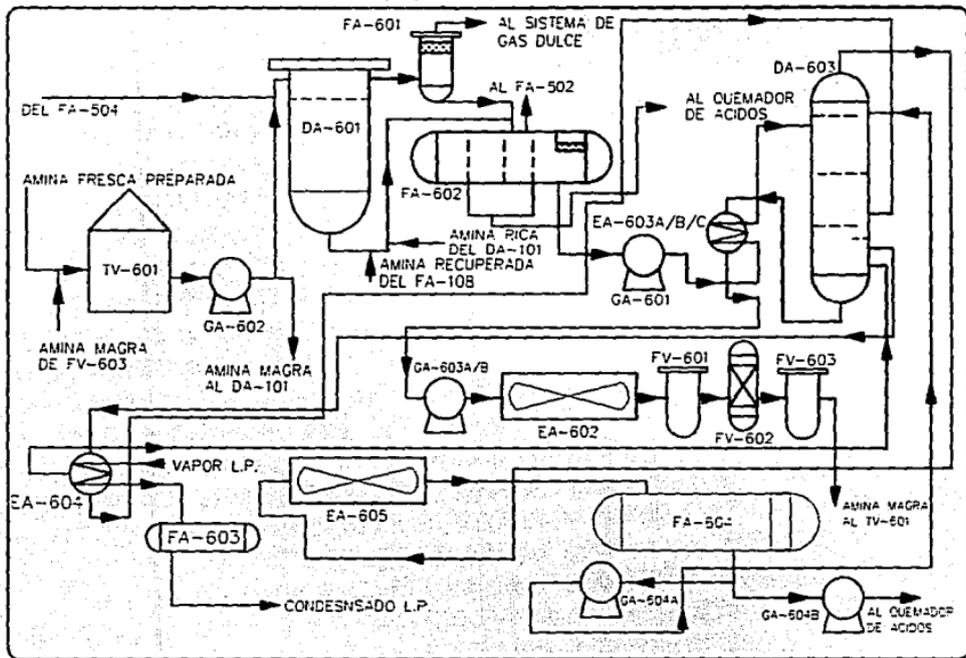


FIGURA 2.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SECCION DE REGENERACION DE AMINA.

## DESCRIPCIÓN DEL PROCESO



Los gases (mayormente  $H_2S$  y vapor) de la parte superior de la columna salen por la parte superior del regenerador de amina y llegan al ventilador (EA-605). Los vapores entran al condensador, donde el agua es separada. La combinación de vapores de  $H_2S$  y condensados pasan al tanque de reflujo (FA-604). El líquido del tanque es bombeado por la bomba de reflujo (GA-604A) del regenerador de amina a la tarima superior del regenerador de amina.

El hidrocarburo líquido el cual se ha acumulado en el tanque (FA-604) es desnatado por la misma boquilla y bombeado al quemador de ácidos usando la bomba (GA-604B) auxiliar de la bomba de reflujo del regenerador de amina.

La amina magra pasa a la parte inferior del regenerador de amina (DA-602) y enviada por el lado de la coraza del intercambiador de calor (EA-603 A/B/C), donde es enfriada nuevamente por la alimentación de amina rica del regenerador de amina.

La amina magra es bombeada por la bomba de amina magra (GA-603 A/B) y el enfriamiento se incrementa pasando a través de los tubos del ventilador de amina magra (EA-602). Una corriente de deslizamiento de aproximadamente el 20% del volumen es llevado corriente abajo del enfriador de amina. La corriente de deslizamiento pasa a través de filtro de cartucho (FV-601) y (FV-602) de amina magra, el filtro de carbón (FV-603) de amina magra y entonces recombinada con la línea primaria de amina magra. Los filtros remueven y previenen la formación de amina degradada, impurezas y agentes activos superficiales que podrían causar espuma en los contactadores y regenerador.

La amina magra filtrada es cargada al tanque (TV-601) de amina magra, el cual sirve como una reserva de la Unidad Regeneradora de Amina. El tanque es preparado con una línea de entrada para agregar amina fresca preparada. La bomba (GA-602) de amina magra a baja presión succiona del tanque de amina magra (TV-601) y la entrega a los contactores: depurador de gas de recirculación a alta presión (DA-101) y el absorbedor de gas separado (DA-601).





En el Cuadro 2.3 se observa la clave, descripción y servicio de todo el equipo que interviene en esta sección.

CUADRO 2.3

CLAVE	DESCRIPCION DEL EQUIPO	SERVICIO
TV-601	Tanque	Almacenador de amina.
GA-602	Bomba centrífuga	Alimentación de amina.
DA-601	Absorbedor.	Prelimpieza de amina.
FA-601	Deshidratador.	Separación de líquidos y gases.
FA-602	Tanque	Tanque de amina rica.
GA-601	Bomba centrífuga.	Alimentación de amina rica.
EA-603A/B/C	Intercambiador de calor.	Calentamiento de amina rica.
DA-602	Regenerador.	Regeneración de amina.
GA-603A/B	Bomba centrífuga.	Bombeo de amina rica.
EA-602	Ventilador	Enfriamiento de la amina magra.
FV-601, FV-602 y FV-603	Filtros de cartucho.	Filtración de amina.
EA-604	Intercambiador de calor.	Recalentador de amina.
FA-603	Recipiente.	Recolector de condensados.
FA-605	Ventilador.	Enfriamiento de amina.
FA-604	Tanque	Tanque de reflujo.
GA-604A/B	Bomba centrífuga.	Circulación de reflujo.

#### 2.4 UNIDAD SEPARADORA DE AGUA SULFUROSA.- Haciendo referencia a la figura

2.4. La fuente constante de agua sulfurosa al tanque de agua sulfurosa (FA-605) proviene del tanque frío separador (FA-107) a alta presión. También la unidad podría intermitentemente recibir agua sulfurosa de la bomba (GA-604) de recirculación del regenerador de amina. Los propósitos del tanque de agua sulfurosa son:

- a.- Permitir la desgasificación de  $H_2S$ ,  $NH_3$  e hidrocarburos ligeros y pesados.



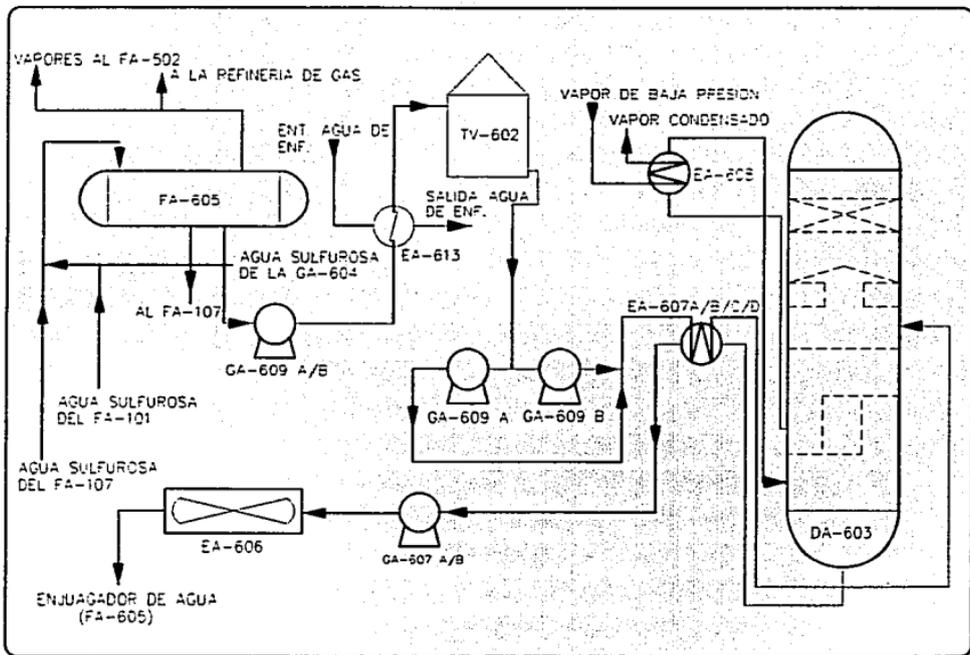


FIGURA 2.4 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA UNIDAD SEPARADORA DE AGUA SULFUROSA.



b.- Permitir la separación por gravedad de hidrocarburos líquidos retenidos, usando un tanque de trabajo diario al tanque de agua sulfurosa.

Los gases del tanque de agua sulfurosa van al coaglutinador (FA-502 de la sección de recuperación). Los hidrocarburos líquidos flotarán en la superficie del agua sulfurosa y rebosan en el deflector dentro de la cámara media del tanque, donde puede ser enviada al tanque deshidratador (FA-107 de la sección de reacción). El agua sulfurosa en el tanque es bombeada por la bomba (GA-609A/B) al enfriador (EA-613) del tanque de agua sulfurosa y de ahí al tanque de alimentación (TV-602) de agua sulfurosa.

El agua sulfurosa es bombeada por la bomba cargada al intercambiador de calor (EA-607 A/B/C/D) de alimentación de agua sulfurosa para ser recalentada primeramente y después enviarla a la torre de agua sulfurosa.

En el intercambiador (EA-607 A/B/C/D) el calor es suministrado por el intercambio de la carga de agua sulfurosa con el calor de agua de enjuague que viene del fondo del enjuagador de agua sulfurosa (DA-603).

El enjuagador (DA-603), contiene 36 tarima. El agua sulfurosa entra en el enjuagador de la tarima 36, la tarima superior del enjuagador, y fluye ascendentemente a través del enjuagador y se colecta en trampas exteriores y colectores. El vapor requerido para el enjuagado es generado de las trampas de líquidos las cuales se calientan en un recalentador de termosifón. El recalentador (EA-608) del enjuagador de agua sulfurosa.

Los líquidos y vapores formados en el recalentador fluyen a la parte trasera del enjuagador y son introducidos a la siguiente tarima. Los vapores y condensados son enviados al tanque de condensados (FA-109) de baja presión.

El agua de enjuague deja el fondo del enjuagador de agua sulfurosa y fluye a través del lado de la coraza del intercambiador (EA-607 A/B/C/D).



## DESCRIPCION DEL PROCESO



El agua de enjuague enfriada entra a las bombas (GA-607 A/B) y es tomada del fondo del anjuagador de agua sulfurosa y la bombea a través del ventilador de enfriamiento; el enfriador (EA-605) de fondos del anjuagador de agua sulfurosa.

En el Cuadro 2.4 se observa la clave, descripción y servicio de todo el equipo que interviene en esta sección.

**CUADRO 2.4**

CLAVE	DESCRIPCION DEL EQUIPO	SERVICIO
FA-605	Tanque.	Almacenamiento de agua sulfurosa.
GA-609A/B	Bomba centrifuga.	Bombeo de agua sulfurosa.
EA-613	Intercambiador de calor.	Enfriamiento de agua sulfurosa.
TV-602	Tanque.	Almacenamiento de agua sulfurosa.
EA-607A/B/C/D	Intercambiador de calor.	Calentamiento de agua de enjuague.
DA-603	Enjuagador.	Limpieza de agua sulfurosa.
EA-608	Intercambiador de calor.	Recalentador de liquidos y vapores.
GA-607A/B	Bomba centrifuga.	Bombeo de agua de enjuague.
EA-605	Ventilador.	Enfriamiento de agua de enjuague.

## 2.5 SISTEMA DE CONDENSADO DE VAPOR.

El sistema de condensado de vapor es diseñado para acumular vapor condensado a baja presión de un número de fuentes y entonces la bombea dentro de la planta de condensado caliente de la bomba (GA-103) de lavado del hidrotrotador. Las fuentes son:

- 1.- Condensado de baja presión usado en el recalentador del enjuagador de agua sulfurosa.
- 2.- Condensado de baja presión usado en el recalentador de amina.
- 3.- Vapor subatmósferico del turbocompresor de gas de recirculación.





**- CAPITULO TRES -**

**- ANALISIS TERMODINAMICO -**



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO

En este capítulo se dará una explicación breve de los conceptos termodinámicos indispensables para explicar el funcionamiento de los compresores, así mismo se va a desarrollar las fórmulas básicas para calcular todos los parámetros de un compresor reciprocante, partiendo de la información dada en las hojas de datos del licenciador.

### **3.1 PRINCIPIOS TERMODINÁMICOS.**

En esta parte se va a desarrollar la termodinámica básica para la deducción de las fórmulas para el cálculo de un compresor reciprocante, así como las leyes principales de la termodinámica.

#### **LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA (IGUALDAD DE TEMPERATURAS)**

Cuando dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico respecto a un tercero, entonces estarán en equilibrio térmico entre sí, esto se observa en la figura 3.1.

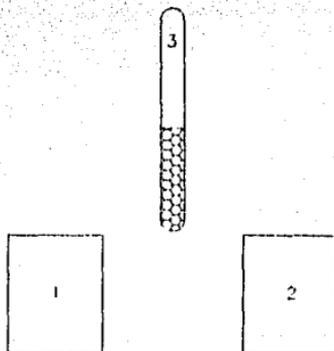


FIGURA 3.1 LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA.

**PRINCIPIO DE LA CONSERVACION DE LA ENERGIA.-** Este principio establece que la energía no se crea ni se destruye sólo se transforma de una forma a otra y se transmite de un cuerpo a otro.

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



**PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.**- Esta ley se enuncia de una manera similar a la ley de la conservación de la energía, es decir: en un sistema totalmente aislado, la suma de todas las formas de energía permanecen constantes, de manera que la disminución de una forma de energía debe ir acompañada de un aumento equivalente de otra forma cualquiera de energía.

**SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.**- Esta ley se enuncia de diferentes maneras pero la más común es la siguiente: el calor no puede pasar de un cuerpo frío a uno caliente en forma espontánea.

**LEYES FUNDAMENTALES DE LOS GASES.**- Estas leyes nos indican la manera de comportarse de los gases perfectos, y son las siguientes:

**LEY DE BOYLE.**- Si se mantiene constante la temperatura de una cantidad dada de gas perfecto, su volumen varía en relación inversa a la presión absoluta durante la variación de sus condiciones o estados, (Fig. 3.2).

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (3.1)$$

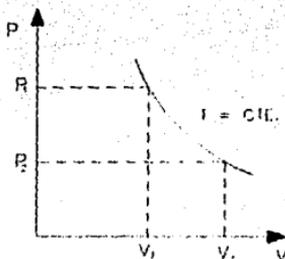


FIGURA 3.2 LEY DE BOYLE (DIAGRAMA P - V).



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



**LEY DE CHARLES.**- Si la presión sobre una cantidad de gas ideal se mantiene constante, entonces, con una variación de la condición o del estado, el volumen variará en proporción directa a sus temperaturas absolutas, (Figura 3.3).

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} = \text{CONSTANTE} \quad (3.2)$$

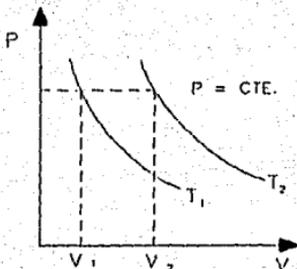


FIGURA 3.3 LEY DE CHARLES (DIAGRAMA P - V).

**LEY DE ESTADO O LEY COMBINADA DE BOYLE - CHARLES.**- Una ecuación de condición o de estado de una sustancia es la que relaciona tres de sus propiedades; por ejemplo presión en función de la temperatura y el volumen.

Supongamos que un gas ideal esté en el punto de estado uno (Figura 3.4), y que la condición de estado cambia al azar, 1-b-2, hasta que quede representada por el punto dos.

Admitamos que la masa de gas sea un kilogramo por conveniencia; de modo que el volumen correspondiente es el volumen específico,  $v$ . Ahora, por el punto uno tracemos una recta horizontal indefinida que representa un proceso a presión constante en el plano P-v, por el punto dos tracemos una recta vertical indefinida que representa un proceso a volumen constante. Las rectas que representan estos procesos se cortan en el punto "a".

Aplicando la ley de Charles y observando que  $v_1 = v_2$  y  $P_1 = P_2$ , encontramos a partir del proceso a presión constante 1-a:





$$\frac{n}{n_a} = \frac{T_i}{T_a}$$

$$T_i = \frac{v_2 T_1}{v_1} \quad (3.3)$$

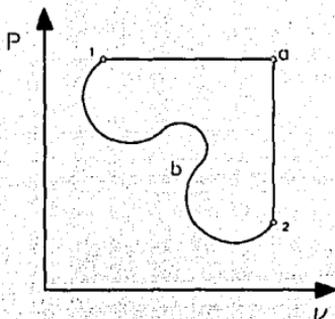


FIGURA 3.4 LEY DE ESTADO (DIAGRAMA P - v )

Y a partir del proceso a volumen constante - 2 - a:

$$\frac{P_a}{P_2} = \frac{T_a}{T_2}$$

$$T_i = \frac{P_1 T_2}{P_2} \quad (3.4)$$

Igualando las ecuaciones 3.3 y 3.4. se obtiene:

$$\frac{v_2 P_2}{T_2} = \frac{v_1 P_1}{T_1} \quad (3.5)$$

Consecuentemente, la expresión siguiente:

$$\frac{Pv}{T} = \text{CONSTANTE} = R, \text{ para un gas en particular}$$



## ANALISIS TERMODINAMICO.

Como la constante "R" está asociada o relacionada con una unidad de masa de sustancia, se llama constante específica de los gases, y viene dada por la fórmula:

$$R = \frac{r}{PM} \quad (3.6)$$

En términos generales se expresa por:

$$Pv = rT \quad (3.7)$$

$$PV = wrT \quad (3.8)$$

La cual es la ecuación característica de un gas perfecto.

**COMPRESIBILIDAD.-** De acuerdo a la definición de compresibilidad, esta indica la desviación que experimenta un gas real, con respecto de un gas ideal, por lo tanto la ley de estado de un gas real viene representada por:

$$Pv = ZrT \quad (3.9)$$

$$PV = wrTZ \quad (3.10)$$

En algunos casos las desviaciones de Z son considerables, por lo que es necesario se tomen en cuenta en los cálculos para evitar errores en la selección de los equipos. El valor de Z depende del gas y está en función de la presión y la temperatura.

**COORDENADAS REDUCIDAS.-** De acuerdo a la definición tenemos, para la presión, temperatura y volumen reducido:

$$P_R = \frac{P}{P_c} \quad (3.11)$$

$$T_R = \frac{T}{T_c} \quad (3.12)$$

$$V_R = \frac{V}{V_c} \quad (3.13)$$

**MEZCLAS DE GASES.-** En las aplicaciones con compresores, no se trabaja frecuentemente con sustancias aisladas puras, si no que habitualmente se trabaja con mezclas de gases.



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

**FRACCIÓN MOL.-** En cualquier mezcla gaseosa, la fracción mol  $Y_i$  del componente  $i$  se define como:

$$Y_i = \frac{n_i}{n} \quad (3.14)$$

Donde:

$n_i$  = Número de moles del componente  $i$ .

$n$  = Número total de moles en la mezcla.

**FRACCIÓN MASA.-** La fracción masa en cualquier mezcla gaseosa se define como:

$$m f_i = \frac{m_i}{m} \quad (3.15)$$

Donde:

$m_i$  = masa del componente  $i$ .

$m$  = masa total de la mezcla.

$m f_i$  = Fracción masa de un elemento en una mezcla.

**FRACCIÓN VOLUMEN.-** Consideremos ahora una mezcla de gases ideales y supongamos que la mezcla misma puede considerarse como un gas ideal. Supongamos, además, que la mezcla consiste de los componentes A y B y que inicialmente los componentes estaban separados y a la temperatura y presión de la mezcla. Podemos, pues, escribir la ecuación de estado para cada uno de los componentes individuales y también para la mezcla como sigue:

$$\begin{cases} PV_A = n_A R T \\ PV_B = n_B R T \\ PV = n R T \end{cases} \quad (3.16)$$

La ecuación anterior nos dice que la fracción volumen es igual a la fracción mol

$$\frac{V_A}{V} = \frac{n_A}{n} = Y_A = V_{fA} \quad (3.17)$$

En general, la fracción volumen de un elemento en una mezcla está dada por:

$$\frac{V_i}{V} = V f_i \quad (3.18)$$

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Donde:

$V_i$  = Volumen ocupado por  $n_i$  moles del  $i$  elemento puro a la temperatura y presión de la mezcla.

$V$  = Volumen total de la mezcla.

$V_i$  = Fracción volumen de un elemento y en una mezcla.

**LEY DE AMAGAT-LEDUC (LEY DE LOS VOLUMENES PARCIALES).**- Esta ley establece que el volumen de la mezcla es igual a la suma de los volúmenes de los componentes individuales a la temperatura y presión de la mezcla:

$$n = n_A + n_B \quad (3.19)$$

Despejando  $n$  de la ecuación de los gases ideales  $PV = nRT$ , obtenemos:

$$\frac{PV}{RT} = \frac{PV_A}{RT} + \frac{PV_B}{RT} \quad (3.20)$$

Donde:

$$V = V_A + V_B \quad (3.21)$$

La regla de Amagat - Leduc puede, también expresarse, en términos de las fracciones de volumen como:

$$\sum_{i=1}^n V_i = 1 \quad (3.22)$$

Otro procedimiento alternativo en el análisis de mezclas de gases ideales, es considerar que cada componente ocupa el volumen completo. La presión del componente bajo las condiciones se considera como parcial, esto se muestra esquemáticamente en la figura 3.5. Podemos escribir la ecuación de estado para cada componente y para la mezcla:

$$\left. \begin{aligned} P_A V_A &= n_A RT \\ P_B V_B &= n_B RT \\ PV &= n RT \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

En las ecuaciones (3.16) y (3.23) se ve que:

$$\frac{P_A}{P} = \frac{n_A}{n} = V_A = V_{TA} \quad (3.24)$$

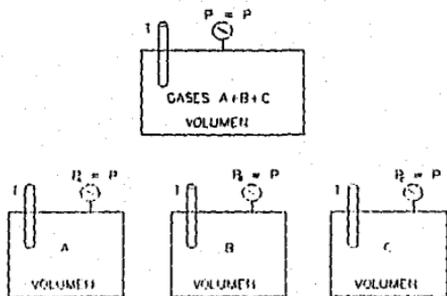


FIGURA 3.5 LEY DE AMAGAT-LEDUC (VOLUMENES PARCIALES).

Así que la relación de la presión parcial y la presión de la mezcla, es igual a la fracción mol y también a la fracción volumen.

**LEY DE DALTON O DE LAS PRESIONES PARCIALES.**- Esta ley establece que la presión total de una mezcla es igual a la suma de las presiones parciales de los constituyentes individuales, esto se demuestra fácilmente para una mezcla de gases ideales, considerando que  $V = V_A = V_B$ , sustituyendo la ecuación (3.23) en la ecuación (3.19).

$$\frac{PV}{rT} = \frac{PV_A}{rT} + \frac{PV_B}{rT}$$

$$\text{Por lo tanto: } P = P_A + P_B \quad (3.25)$$

Donde cada presión está evaluada a la temperatura y volumen de la mezcla.

La regla de Dalton, en general, estipula que:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \quad (3.26)$$

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



**PROPIEDADES DE LAS MEZCLAS.**- Las propiedades totales de una mezcla, como son:  $P$ ,  $T$ ,  $P_M$ ,  $P_R$ ,  $T_R$ ,  $V_R$  y el  $MC_P$ ; pueden determinarse por medio de las sumatorias de los productos de las propiedades de cada elemento por la fracción molar a las condiciones de presión y temperatura de la mezcla.

**PRESION.**- Esta se calcula de la siguiente manera:

Partiendo de la Ley de Dalton:  $P = P_A + P_B$ , y con las ecuaciones:

$$PV = nPMrT \quad (3.27)$$

$$P_A V_A = n_A r T_A \quad (3.28)$$

Dividiendo la ecuación 3.28 entre la ecuación 3.27 y considerando que:

$$V = V_A \quad \text{y} \quad T = T_A$$

• Reduciendo términos obtenemos:

$$P_A = PY_i \quad (3.29)$$

De manera general, se tiene para una mezcla formada de  $i$  elementos:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i Y_i \quad (3.30)$$

**TEMPERATURA DE SUCCION.**- La temperatura de una mezcla, se determina de una manera general de la siguiente manera:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i Y_i \quad (3.31)$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**- Para deducir esta fórmula partimos de la suposición de un proceso adiabático, donde:

$$PV^\gamma = C$$

Se tiene que:

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

Despejando  $\frac{V_2}{V_1}$



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO.



$$\frac{V_2}{V_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.31a)$$

Y de la ecuación de estado de los gases:

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

Despejando  $T_2$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2 T_1}{P_1 V_1} \quad (3.31b)$$

Sustituyendo la fórmula 3.31a en la fórmula 3.31b y tomando en cuenta que

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

Simplificando, obtenemos:

$$T_2 = T_1 (R_c)^{\frac{1-k}{k}} \quad (3.31c)$$

**PESO MOLECULAR.**- Al mezclarse los gases A y B. La masa total es igual a la suma de los componentes:

$$M = M_A + M_B$$

El número total de moles presentes en la mezcla será:

$$n = n_A + n_B$$

La fracción molar de los componentes A y B son:

$$Y_A = \frac{n_A}{n_A + n_B}$$
$$Y_B = \frac{n_B}{n_A + n_B} \quad (3.32)$$

Y la relación existente entre la masa y el mol es:

$$M = nPM$$





Despejando  $PM$  de la fórmula anterior y sustituyendo en la fórmula  $M = M_A + M_B$ , se obtiene que:

$$PM = \sum_{i=1}^n PM_i Y_i \quad (3.33)$$

**PROPIEDADES CRÍTICAS DE LA MEZCLA.-** Las propiedades críticas como son: la presión crítica y la temperatura crítica se calculan de una manera general con las siguientes fórmulas:

$$P_c = \sum_{i=1}^n P_{c,i} Y_i \quad (3.34)$$

$$T_c = \sum_{i=1}^n T_{c,i} Y_i \quad (3.35)$$

**CALOR ESPECÍFICO MOLAR.-** Para la deducción de esta fórmula partimos de lo siguiente:

$$dh = du + \frac{d(Pv)}{J}$$

Sustituyendo:

$$dh = C_p dT, \quad du = C_v dT \quad \text{y} \quad Pv = rT$$

Encontramos que:

$$C_p - C_v = r \quad (3.35a)$$

Si, los calores específicos sólo están en función de la temperatura, esta ecuación dice que la diferencia entre los calores específicos a cualquier temperatura es igual a la constante del gas.

Recordando que  $k$  varía con la temperatura. Para obtener la relación de calores específicos molares, tenemos que:

$$C_p = MC_p, \quad C_v = MC_v \quad \text{y} \quad \text{sustituyendo en (3.35a):}$$



## ANALISIS TERMODINAMICO.

$MC_p - MC_v = (r/J)$ , Donde:

Ahora utilizando  $MC_p = kMC_v$ ; se obtiene la ecuación:

$$MC_p = \frac{kr}{J(k-1)} \dots\dots\dots(3.36)$$

$r = 847.827$  y  $J = 101.7484$  y como  $MC_v = MC_p/k$  por consiguiente, haciendo las sustituciones adecuadas y reduciendo términos obtenemos:

$$MC_p = \frac{k(8.3326)}{k-1} \quad (3.37)$$

De la ecuación anterior se puede obtener la relación de calores específicos:

$$K = \frac{MC_p}{MC_p - 8.3326} \quad (3.38)$$

**CALOR ESPECIFICO MOLAR DE UNA MEZCLA.-** Esta se calcula de una manera similar a como se calculo la temperatura de la mezcla, y se obtiene la siguiente fórmula:

$$MC_p = \sum_{i=1}^n MC_{p,i} Y_i \quad (3.39)$$

**RELACION DE COMPRESION.-** Partiendo de la definición de relación de presión, se obtiene la formula siguiente:

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.40)$$

### **3.2 TEORIA DEL CICLO DE COMPRESION.**

Los tipos de compresores, tanto de movimiento alternativo, como de movimiento rotativo, pueden considerarse, sobre una base general, como máquinas de flujo estacionario, para el fin de obtener la ecuación de potencia.

Consideremos un compresor reciprocante, que consiste en un conjunto de pistón y cilindro, equipado con dos válvulas. Una permite la entrada del gas y la otra permite que el gas comprimido fluya a un depósito donde se almacena o hacia un eliminador de pulsaciones (en este caso). Consideremos la figura 3.6. Suponiendo que las dos válvulas son ideales y

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



carentes de fricción y al igual no existe fricción entre el cilindro y el pistón y se supone que no hay espacio libre entre el pistón y la tapa del cilindro.

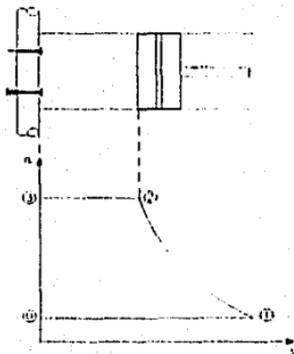


FIGURA 3.6 CICLO IDEAL DE COMPRESIÓN  
CON ESPACIO PERDIDO.

Consideremos en primer lugar al pistón al inicio del proceso, punto cero. Según se retira el pistón, la válvula de entrada se abre de modo instantáneo, y el gas, a la presión de succión llena el cilindro, hasta que el pistón llega a la posición del estado uno. Entonces el pistón invierte la dirección de su movimiento, la presión dentro del cilindro tiende a aumentar y la válvula de entrada se cierra instantáneamente.

Según el pistón penetra dentro del cilindro, la presión se eleva de manera continua hasta alcanzar la presión de descarga o la del depósito, estado dos.

En dos la válvula de salida se abre instantáneamente y el gas es empujado hacia el depósito durante el proceso 2-3.



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



El punto 3 representa la condición final, cuando el pistón alcanza la posición cero. Así se completa un ciclo ideal de compresión.

### TRABAJO DE UN COMPRESOR SIN ESPACIO MUERTO Y UNA SOLA ETAPA.-

Haciendo referencia a la figura 3.6, se ve que la transferencia de energía al sistema, como trabajo, está dada por la áreas:

$$W = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-0} + W_{0-1} \quad (3.41)$$

Para calcular cada uno de los trabajos separados en cuestión, consideraremos el gas comprimido a la presión de succión  $P_1$ , a la presión de descarga  $P_2$ , siendo  $V$ , el volumen de la toma del gas en las condiciones de  $P_1$  y  $T_1$ .

En el caso de un compresor sin volumen libre, este volumen es igual al volumen barrido por el pistón. Como el proceso de compresión 1-2 es adiabático, el trabajo aplicado durante la compresión es:

$$W_{\text{COMPR}} = -\int P dV \quad (3.42)$$

Para los estados de 1-2 se tiene que:  $PV^k = C$ , despejando  $P$  y sustituyendo en la ecuación 3.42, desarrollando y simplificando, obtenemos:

$$W_{1-2} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k} \quad (3.43)$$

Para los estados 2-3 se tiene que:  $P_2 = P_3 = P_2$  y desarrollando la ecuación 3.42 con la condición anterior obtenemos:

$$W_{2-3} = P_2(V_3 - V_2) \quad (3.44)$$

Para los estados 3-0, se tiene que:  $V_3 = V_0$ , por consiguiente  $dV = 0$ , por lo tanto:

$$W_{3-0} = 0 \quad (3.45)$$

Para los estados de 0-1, se tiene que:  $P_0 = P_1 = P_1$  y  $V_0 = 0$ , desarrollando la ecuación 3.42 y simplificando, obtenemos:

$$W_{0-1} = P_1 V_1 \quad (3.46)$$



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Sustituyendo las fórmulas 3.43, 3.44, 3.45 y 3.46 en la ecuación 3.41, desarrollando y simplificando, se obtiene:

$$W = \frac{k}{k-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad (3.47)$$

Considerando que el proceso de 1-2 es adiabático, se tiene que:

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

Despejando  $V_2/V_1$ , y multiplicando ambos miembros por  $P_2/P_1$  y despejando  $P_2 V_2$  y sustituyendo en la ecuación 3.47 y teniendo en cuenta que  $R_c = P_2/P_1$ , obtenemos:

$$W = \frac{k}{k-1} (P_1 V_1) \left[ (R_c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.48)$$

Si consideramos un proceso politrópico, entonces las expresiones que evalúan el trabajo neto del ciclo ideal se obtiene al sustituir el índice adiabático "k", por el índice politrópico "n", y por lo tanto:

$$W = \frac{n}{n-1} (P_1 V_1) \left[ (R_c)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.49)$$

Las ecuaciones que se dedujeron son de aplicación general y no están limitadas a un ciclo.

## TRABAJO DE UN COMPRESOR CON ESPACIO MUERTO O ESPACIO PERJUDICIAL.-

Los sucesos o etapas del diagrama con espacio perjudicial son los mismos que para un compresor sin espacio perjudicial, aparte de que, como el émbolo no impulsa (o descarga) todo el gas del cilindro a la presión de descarga  $P_2$ , el gas que queda en el punto 3, en el siguiente ciclo tiene que reexpandirse, 3-4, hasta la presión de succión antes de que se inicie nuevamente ésta en 4, como en la expansión 3-4 sólo interviene una masa relativamente pequeña, el valor de "n" en una curva de expansión politrópica tiene poco efecto sobre los resultados, y, por tanto, se considera igual en ambas curvas de compresión y de expansión, aunque realmente difieren. Sin espacio muerto, el volumen de gas



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



El trabajo del diagrama 1-2-3-4 será igual al trabajo del diagrama a-1-2-b menos el trabajo del diagrama a-4-3-b. De modo que para 1-2-3-4 obtendremos el trabajo:

$$W = \frac{kP_1V_1}{k-1} \left[ (Rc)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{kP_4V_4}{k-1} \left[ (R'c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.50)$$

$$Rc = \frac{P_2}{P_1}, \text{ y } R'c = \frac{P_3}{P_4}$$

Como  $P_1 = P_4$ ,  $P_3 = P_2$ ,  $V_1 - V_4 = V_1$  y  $P_1V_1 = wRT_1$ . Despejando  $V_1$  y sustituyendo en la ecuación 3.48, obtenemos:

$$W_1 = \frac{k w R T_1}{k-1} \left[ (R'c)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.51)$$

Donde:

$V_1$  = Volumen del gas aspirado.

$w$  = Masa del gas que pasa por el compresor, correspondiente al volumen  $V_1$ .

La conclusión es que la cantidad de trabajo necesario para comprimir una masa particular de gas bajo condiciones dadas, es independiente del espacio muerto, lo cual es perfectamente cierto en los diagramas convencionales, sin embargo en el compresor real, existen efectos adicionales de rozamiento. El desplazamiento o cilindrada debe ser mayor con espacio muerto que sin él, para una capacidad particular, esto requiere una máquina mayor, más cara y con mayor rozamiento mecánico.

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN.**- De acuerdo a la definición, tenemos que para un cilindro de simple acción:

$$DP = \frac{(A)(S)(RPM)}{10^4} \quad (3.52)$$

Para un cilindro de doble acción:

$$DP' = \frac{(2)(S)(RPM)}{10^4} \left[ A - \frac{a}{2} \right] \quad (3.53)$$



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO.



**CLARO DEL VOLUMEN.**- Este incluye el volumen existente entre la cara del pistón y la cara del cilindro, el volumen de los soportes de las válvulas, y el volumen en las guardas de las válvulas de succión y asientos de las válvulas de descarga. El claro del volumen es expresado normalmente como un porcentaje del desplazamiento del pistón:

$$\%CL = \frac{\text{CLARO DEL VOLUMEN}}{\text{DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN}}$$

$$VC_T = \frac{\%CL}{100} (DP) \quad (3.54)$$

**POTENCIAS PARA COMPRIMIR EL GAS.**- En esta fórmula se toma en cuenta el factor de compresibilidad, que como se dijo, representa las desviaciones que experimenta un gas real, y por consiguiente, sustituyendo la ecuación 3.10 en la ecuación 3.48, se tiene que:

$$W = \frac{k}{k-1} (wrT_1 Z_1) \left[ (Rc)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.55)$$

Teniendo en cuenta las unidades, se tiene que trabajando en el sistema métrico, para obtener en unidades de potencia, se tiene que:

$$102 \frac{\text{Kg m}}{\text{Seg}} = 1 \text{KW.}$$

Por lo tanto sustituyendo el valor anterior en la ecuación 3.55:

$$W = \frac{k}{(k-1)(102)} (wrT_1 Z_1) \left[ (Rc)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.56)$$

La expresión anterior es la ecuación para calcular la potencia para comprimir el gas, la cual según la nomenclatura usada se transforma en:

$$GHP = \frac{k}{(k-1)(102)} (wrT_1 Z_1) \left[ (Rc)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.56a)$$





**POTENCIA AL FRENO.-** Esta es la llamada potencia al freno (BHP) y toma en cuenta todas las pérdidas internas del compresor y se calcula con la siguiente fórmula:

$$\text{BHP} = \frac{\text{GHP}}{\eta_T} \quad (3.57)$$

**POTENCIA DEL ACCIONADOR.-** Esta potencia toma en cuenta las pérdidas por fricción entre acoplamiento de compresor y motor, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{BHP}_A = (\text{BHP})(1.1) \quad (3.58)$$

La ecuación anterior esta basada de acuerdo a la norma internacional A.P.I. 618 para Compresores Reciprocantes de Usos Generales para Servicios en Plantas Petroquímicas.

**EFICIENCIA VOLUMÉTRICA IDEAL.-** La ecuación básica para la eficiencia volumétrica puede ser derivada del diagrama P-V (Figura 3.7) ideal como sigue:

$$D_r = VD = V_1 - V_3$$

Volumen dentro del cilindro =  $V_1 - V_4$ .

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{VD} \quad (3.59)$$

$$V_3 = (CL)(VD)$$

$$V_1 = (VD) + (CL)(VD)$$

$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k$ , despejando  $V_4$  y haciendo intervenir a  $V_3$ ,

$$V_4 = (CL)(VD) \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}, \text{ sustituyendo en 3.59}$$

$$\eta_v = 1 - CL \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (3.59a)$$



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

**EFICIENCIA VOLUMÉTRICA REAL.**- La ecuación 3.59a no toma en cuenta los factores que afectarán el efecto de la  $\eta_v$  bajo las condiciones actuales de operación. Por ejemplo la relación de compresión actual en el lado del cilindro, que es medianamente más grande que las presiones en las bridas de succión y descarga y las desviaciones para un gas real. Se ha encontrado una relación empírica en base a la experiencia de los fabricantes de compresores recíprocos; la cual compensa estas pérdidas y es:

$$\eta_v = 100 - R_c - C_L \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (3.59b)$$

**EFICIENCIA ADIABÁTICA.**- La eficiencia adiabática se define como el cociente de la potencia real adiabática para comprimir el gas entre la potencia real aplicada al eje:

$$\eta_a = \frac{\text{GHP ADIABÁTICOS}}{\text{BHP}} \quad (3.60)$$

La eficiencia adiabática asume que el trabajo hecho en la compresión de gas es reversible (esto es, no hay ganancia ni pérdida de calor en o sobre la reexpansión a la presión original, el volumen y la temperatura permanecerán como las originales).

**EFICIENCIA MECÁNICA.**- La eficiencia mecánica toma en cuenta las pérdidas en el compresor por fricción, lubricación deficiente, etc. Estas pérdidas varían de acuerdo con la potencia, y es dato exclusivamente del fabricante.

**EFICIENCIA TOTAL.**- Esta eficiencia toma en cuenta todas las pérdidas existentes en el compresor y sus aditamentos (eliminadores de pulsaciones, pérdidas en tuberías, etc.). Esta eficiencia es dato propio del fabricante.

**3.3 CÁLCULO DEL COMPRESOR DE REEMPLAZO DE HIDRÓGENO AL REACTOR DE EFLUENTES.**- Este compresor, según diagrama de flujo del licenciador (figura 3.8) es de tres etapas para poder cumplir con las necesidades del proceso y normas aplicables y se tiene dos casos de operación: **nominal o de diseño y normal.** Sólo se va a calcular el caso nominal ya que todas las condiciones de presión y temperatura son las mismas y

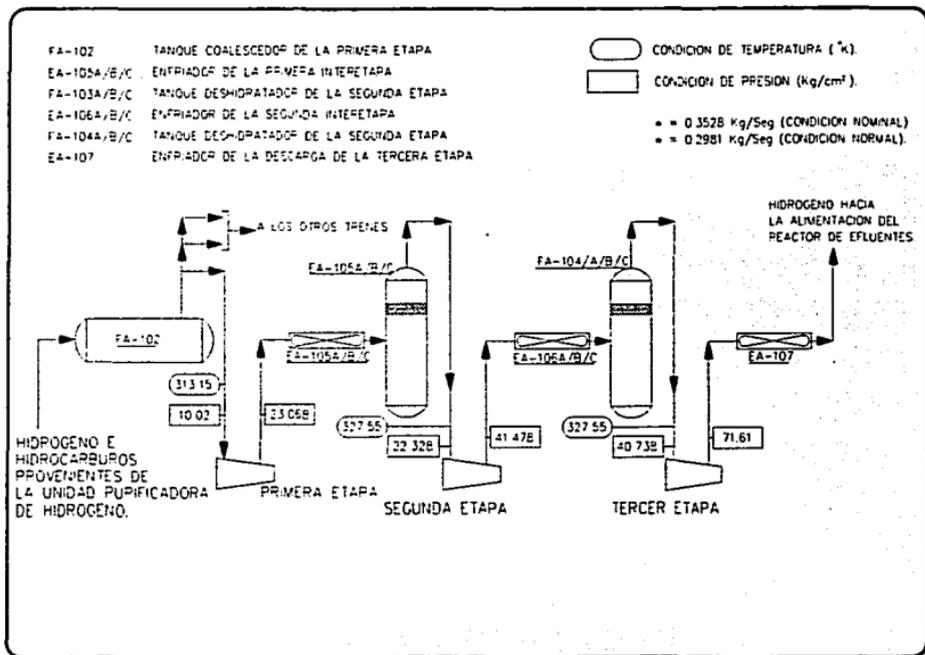


FIGURA 3.6 DIAGRAMA DE FLUJO DEL COMPRESOR DE REEMPLAZO DE HIDROGENO AL REACTOR DE EFLUENTES.



el flujo másico disminuye para el caso normal (como se puede ver en la figura 3.8) y por lo tanto la potencia también disminuye; y con que el accionador cumpla con la potencia máxima que pueda consumir el compresor en su condición máxima es suficiente.

**CONDICIONES DE OPERACION (CASO NOMINAL), ANÁLISIS MOLAR Y PROPIEDADES DE LOS COMPONENTES EN LA MEZCLA.** - A continuación se da el análisis molar y las propiedades (TABLA 3.1) de los componentes de la mezcla de gases para el compresor de reemplazo de hidrógeno al reactor de efluentes. El %Mol se obtiene de la hoja de datos de la Firma de Ingeniería (Figura 5.1) y las propiedades de los componentes se obtiene del Apéndice A (Constantes Físicas de los Gases).

**TABLA 3.1. (ANÁLISIS MOLAR DE LA MEZCLA Y PROPIEDADES).**

COMPONENTES	FORMULA	PM	Y	P <sub>c</sub>	T <sub>c</sub>	M <sub>cp</sub> a 313.15 °K
HIDROGENO	H <sub>2</sub>	2.016	95	13.251	33.33	28.814
METANO	CH <sub>4</sub>	16.042	2.7	46.989	190.6	36.752
ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.068	1.0	49.741	305.4	53.95
PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.094	0.7	43.319	369.8	76.476
I-BUTANO	IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	0.2	37.204	408.1	100.606
N-BUTANO	NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	0.2	38.732	425.2	102.986
I-PENTANO	IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	0.1	34.452	460.4	125.478
N-PENTANO	NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	0.1	34.35	469.7	127.502
TOTAL			100.0			

En la tabla 3.2 se indican los datos de operación para el compresor de reemplazo de hidrógeno al reactor de efluentes, los cuales son datos propios de diseño del proceso y se obtienen de la hoja de datos del compresor o del diagrama de flujo del licenciador.

**TABLA 3.2 (CONDICIONES DE OPERACION).**

ETAPA	CASO	P <sub>1</sub>	T <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	w
1	NOMINAL.	10.02	313.15	23.068	0.3528
2	NOMINAL.	22.328	327.55	41.478	0.3528
3	NOMINAL.	40.738	327.55	71.61	0.3528

NOTA LA PRESION BAROMETRICA = 0.101325



## ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

### CÁLCULO DE LA PRIMERA ETAPA.

#### PRESIÓN CRÍTICA DE LA MEZCLA.

La presión crítica de la mezcla de gases se calcula con la fórmula 2.34:

$$P_C = \sum_{i=1}^n P_{Ci} Y_i$$

#### TEMPERATURA CRÍTICA DE LA MEZCLA.

La temperatura crítica de la mezcla de gases se calcula con la fórmula 3.35:

$$T_C = \sum_{i=1}^n T_{Ci} Y_i$$

#### PESO MOLECULAR DE LA MEZCLA.

El peso molecular de la mezcla de gases se calcula con la fórmula 3.33:

$$PM = \sum_{i=1}^n PM_i Y_i$$

#### CALOR ESPECÍFICO MOLAR.

El calor específico de la mezcla de gases se calcula con la fórmula 3.39:

$$MC_p = \sum_{i=1}^n MC_{p,i} Y_i$$

En la tabla 3.3 se indican los resultados obtenidos con las cuatro fórmulas anteriores:

TABLA 3.3 (TABLA DE RESULTADOS)

COMPONENTES	FORMULA	(Y)(PM)	(Y)(P <sub>C</sub> )	(Y)(T <sub>C</sub> )	(Y)(M <sub>CP</sub> )
HIROGENO	H <sub>2</sub>	1.9152	12.5881	31.635	27.3733
METANO	CH <sub>4</sub>	0.4331	1.2769	5.1597	0.9923
ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.30068	0.4974	3.056	0.5395
PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.30865	0.3032	2.59	0.5353
I-BUTANO	IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.11624	0.0744	0.8166	0.2012
N-BUTANO	NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.11624	0.0775	0.8512	0.20597
I-PENTANO	IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.072146	0.0339	0.4611	0.125478
N-PENTANO	IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.072146	0.0343	0.4706	0.1275
TOTAL		3.3344	14.8857	45.0402	30.1006

## ANÁLISIS TERMODINÁMICO



### RELACION DE COMPRESION.

La relación de compresión se calcula con la fórmula 3.40:

$$R_{c1} = \frac{23.068}{10.02} = 2.302$$

### RELACION DE CALORES ESPECIFICOS.

La relación de calores específicos se calcula con la fórmula 3.38:

$$k = \frac{30.1006}{30.1006 - 8.3326} = 1.3828$$
$$\frac{k-1}{k} = \frac{1.3822 - 1}{1.3822} = 0.2768$$

### TEMPERATURA DE DESCARGA.

La temperatura de descarga se calcula con la fórmula 3.31c:

$$T_2 = 313.15(2.302)^{0.2768} = 394.3434$$

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA SUCCION.

Los factores de compresibilidad tanto a la succión como a la descarga se calculan con las fórmulas 3.11 y 3.12:

$$P_{R1} = \frac{10.02}{14.8857} = 0.6731$$
$$T_{R1} = \frac{313.15}{45.0402} = 6.9527$$

Del apéndice B (CARTA GENERALIZADA DE COMPRESIBILIDAD), se tiene que  $Z_1 = 1.01$

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA DESCARGA.

$$P_{R2} = \frac{23.068}{14.8857} = 1.5497$$
$$T_{R2} = \frac{394.3434}{45.0402} = 8.7554$$



Del apéndice B (CARTA GENERALIZADA DE COMPRESIBILIDAD), se tiene que  $Z_2 = 1.015$ .

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD PROMEDIO.

Este factor se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

$$Z_p = \frac{1.01 + 1.015}{2} = 1.0125$$

### CONSTANTE PARTICULAR DEL GAS.

Esta constante se calcula con la fórmula 3.6:

$$R = \frac{r}{PM} = \frac{847.827}{3.3344} = 254.2667$$

### VOLUMEN A LA SUCCION.

El volumen a la succión así como el volumen a la descarga se calculan con la fórmula 3.10:

$$V_1 = \frac{(254.2667)(0.3528)(313.15)(1.01)}{(10.02)(10000)} = 0.2832$$

### VOLUMEN A LA DESCARGA.

$$V_2 = \frac{(254.2667)(0.3528)(394.3434)(1.015)}{(23.068)(10000)} = 0.1556$$

### POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.56a:

$$GIIP_1 = \frac{(254.2667)(0.3528)(313.15)(1.0125)(1.3828)}{(1.3828 - 1)(102)} \left[ (2.302)^{0.2768} - 1 \right] = 261.4859$$

### POTENCIA AL FRENO.

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.57:



$$BHP_1 = \frac{261.4859}{0.75} = 348.6478$$

### CÁLCULO DE LA SEGUNDA ETAPA.

#### CALOR ESPECÍFICO MOLAR.

El calor específico molar de la mezcla de gases se calcula con la fórmula 3.39:

$$M_{cp} = \sum_{i=1}^n M_{cp} Y_i$$

En la tabla 3.4 se indican los resultados obtenidos con la fórmula anterior.

TABLA 3.4 (PROPIEDADES DE LA MEZCLA Y PARA LA SEGUNDA ETAPA).

COMPONENTES	FORMULA	%MOL	MC <sub>p</sub> a 55°F	(%MOL)(MC <sub>p</sub> )
HIDROGENO	H <sub>2</sub>	95	28.8658	27.4225
METANO	CH <sub>4</sub>	2.7	37.5627	1.01419
ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1.0	56.3716	0.5637
PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.7	79.405	0.5558
I-BUTANO	IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.2	104.5142	0.20903
N-BUTANO	NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.2	106.5702	0.21314
I-PENTANO	IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.1	130.2977	0.1303
N-PENTANO	NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.1	131.9271	0.1319
TOTAL		100.0		30.2707

#### RELACION DE COMPRESION.

La relación de compresión se calcula con la fórmula 3.40:

$$R_{c2} = \frac{41.478}{22.328} = 1.8577$$

#### RELACION DE CALORES ESPECÍFICOS.

La relación de calores específicos se calcula con la fórmula 3.38:

$$k = \frac{30.2707}{30.2707 - 8.3326} = 1.3798$$



$$\frac{k-1}{k} = \frac{1.3798-1}{1.3798} = 0.275$$

### TEMPERATURA DE DESCARGA.

La temperatura de descarga se calcula con la fórmula 3.31c:

$$T_2 = 327.55(1.8577)^{0.275} = 388.3702$$

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA SUCCION.

Los factores de compresibilidad tanto a la succión como a la descarga se calculan con las fórmulas 3.11 y 3.12:

$$P_{R1} = \frac{22.328}{14.8857} = 1.5$$

$$T_{R1} = \frac{327.55}{45.0402} = 7.2724$$

Del apéndice B (Carta Generalizada de Compresibilidad), se tiene que  $Z_1 = 1.015$

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA DESCARGA.

$$P_{R2} = \frac{41.478}{14.8857} = 2.7864$$

$$T_{R2} = \frac{388.3702}{45.0402} = 8.6227$$

Del apéndice B (Carta Generalizada de Compresibilidad), se tiene que  $Z_2 = 1.03$

### FACTOR DE COMPRESIBILIDAD PROMEDIO.

Este factor se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

$$Z = \frac{1.015 + 1.03}{2} = 1.0225$$



**VOLUMEN A LA SUCCION.**

El volumen a la succión así como el volumen a la descarga se calculan con la fórmula 3.10:

$$V_1 = \frac{(254.2667)(0.3528)(327.55)(1.015)}{(22.328)(10000)} = 0.1336$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(254.2667)(0.3528)(388.009)(1.03)}{(41.478)(10000)} = 0.0865$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.56a:

$$GHP_2 = \frac{(254.2667)(0.3528)(327.55)(1.0225)(1.3798)}{(1.3798 - 1)(102)} \left[ (1.8577)^{0.275} - 1 \right] = 198.6965$$

**POTENCIA AL FRENO.**

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.57:

$$BHP_2 = \frac{198.6965}{0.75} = 264.9286$$

**CALCULO DE LA TERCERA ETAPA.****CALCULO DE LAS PROPIEDADES DE LA MEZCLA.**

Para esta etapa no existe ningún cambio en las propiedades de la mezcla.

**RELACION DE COMPRESION.**

La relación de compresión se calcula con la fórmula 3.40:

$$R_{c3} = \frac{71.61}{40.738} = 1.7578$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

La temperatura de descarga se calcula con la fórmula 3.31c:

$$T_2 = 327.55(1.7578)^{0.275} = 382.5112$$



**FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA SUCCION.**

Los factores de compresibilidad tanto a la succión como a la descarga se calculan con las fórmulas 3.11 y 3.12:

$$P_{R1} = \frac{40.738}{14.8857} = 2.7367$$

$$T_{R1} = \frac{327.5582.5112}{45.0402} = 7.2724$$

Del apéndice B (Carta Generalizada de Compresibilidad), se tiene que  $Z_1 = 1.035$

**FACTOR DE COMPRESIBILIDAD A LA DESCARGA.**

$$P_{R2} = \frac{71.61}{14.8857} = 4.8107$$

$$T_{R2} = \frac{382.5112}{45.0402} = 8.4927$$

Del apéndice B (Carta Generalizada de Compresibilidad), se tiene que  $Z_2 = 1.055$

**FACTOR DE COMPRESIBILIDAD PROMEDIO.**

Este factor se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

$$Z_1 = \frac{1.035 + 1.055}{2} = 1.045$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

El volumen a la succión así como el volumen a la descarga se calculan con la fórmula 3.10:

$$V_1 = \frac{(254.2667)(0.3528)(327.55)(1.035)}{(40.738)(10000)} = 0.0747$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(254.2667)(0.3528)(382.5112)(1.055)}{(71.61)(10000)} = 0.0506$$



**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.56a:

$$GHP_3 = \frac{(254.2667)(0.3528)(327.55)(1.045)(1.3798)}{(1.3798 - 1)(102)} [(1.7578)^{0.273} - 1] = 183.5067$$

**POTENCIA AL FRENO.**

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.57

$$BHP_3 = \frac{183.5067}{0.75} = 244.6456$$

**POTENCIA TOTAL.**

La potencia total se calcula sumando todas las potencias parciales por etapa:

$$BHP_r = 348.6478 + 264.9586 + 244.6756$$

$$BHP_r = 858.252$$

**POTENCIA DEL ACCIONADOR.**

Esta potencia se calcula con la fórmula 3.58:

$$BHP_A = (858.252)(1.1) = 944.0772$$

Por lo tanto se necesita un motor de 1118.55 KW.





**- CAPITULO CUATRO -**

**- EQUIPOS AUXILIARES DEL COMPRESOR -**





La función básica de estos equipos es la de mejorar la operación y el funcionamiento del compresor y no necesariamente deben ser instalados en todos los tipos de compresores ya que esto depende del tamaño y tipo de compresor. Entre estos equipos tenemos los siguientes: separadores de aceite y agua de condensación, amortiguadores de pulsaciones, equipo del sistema de enfriamiento, equipo del sistema de lubricación, sistema de control de la capacidad, sistema de sellado y dispositivos de seguridad e instrumentos de control.

**4.1 SEPARADORES DE ACEITE Y AGUA DE CONDENSACION.-** Un gas limpio y libre de líquidos es requisito indispensable para el buen funcionamiento del compresor, debido a que una pequeña cantidad de líquido puede ocasionar serios daños en las válvulas y en el mismo compresor. Cuando se comprime agua y gases húmedos después de los enfriadores, se condensan líquidos. Debido a que es perjudicial el líquido al compresor en general, es necesario separarlo del gas, después de cada etapa, el líquido y el aceite lubricante llevado a los cilindros durante la compresión.

En la elección de un separador de líquidos, debe de tenerse en cuenta el gas a manejar. Para un gas húmedo, se debe instalar un separador compuesto por una malla metálica un separador ciclónico o un separador de paletas. Para un gas húmedo y sucio, se debe utilizar un separador compuesto de un filtro.

**SEPARADOR COMPUESTO POR MALLA METALICA.-** La separación del líquido se realiza mediante la disminución de velocidad del gas y de un cambio de dirección. La malla metálica se utiliza para acumular las partículas que caen por su mismo peso. El separador con malla metálica tiene 90% de eficiencia para gotas de 3 micrones de diámetro.

**SEPARADOR CICLONICO.-** La separación se obtiene por la centrifugación del líquido y de un cambio de dirección del gas. El separador ciclónico tiene el 90% de eficiencia para gotas de 8 micrones.





**SEPARADOR DEL TIPO PALETA.-** Es utilizado para la separación de cantidades pequeñas de líquido. La separación se lleva mediante impacto y cambio de dirección. El separador de paletas tiene el 90% de eficiencia para gotas de 8 micrones.

**SEPARADOR DE FILTRO.-** Este tipo de separador tiene dos secciones, una es el filtro con cartuchos cambiables y la otra es una malla metálica o un separador de paletas.

Algunas partículas de líquido no pasan a través de los cartuchos y se acumulan en el fondo; otras al pasar el filtro, se condensan y también se llevan a la parte baja del separador. El separador de filtro tiene 99% de eficiencia para gotas de un micrón de diámetro.

El separador de filtro es el mas eficaz , pero mas caro y presenta una mayor caída de presión.

**4.2 AMORTIGUADORES DE PULSACIONES.-** Debido a que los compresores recíprocos (alternativos) producen pulsaciones, es necesario colocar botellas de pulsación para atenuarlas, reduciendo así las vibraciones en las tuberías.

Las botellas de pulsaciones son colocadas en los extremos de succión y descarga de cada cilindro y lo mas cerca posible. La cadencia de las pulsaciones es determinada mediante acuerdo con el usuario y según las condiciones de operación y su instalación. El volumen de las botellas dependen del diámetro del cilindro, la carrera del compresor y la oposición de la botella en el extremo de la succión o descarga.

El volumen de la botella de pulsación a la succión es por lo menos doce veces más grande que el volumen del extremo de la cabeza de barrido del cilindro y el volumen de la botella de descarga es por lo menos ocho veces más grande que el volumen del extremo de la cabeza de barrido del cilindro. El diámetro es aproximadamente el doble del diámetro del cilindro.





**4.3 EQUIPO DEL SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO-** El uso de interenfriadores mejora el rendimiento del compresor. Algunas veces se habla de interenfriamiento perfecto, entendiéndose por esto, que la temperatura del gas a la succión de cada etapa de compresión en una máquina dada, es igual la temperatura de succión de la primera etapa.

Un interenfriamiento perfecto requiere que la temperatura del agua a la entrada de cada interenfriador sea menos de 5 °C abajo de la temperatura de succión de la primera etapa.

El uso de agua mas fría en un postenfriador, aumenta la cantidad de vapor de agua condensada del gas y esto es mas significante en el compresor de aire de instrumentos, donde el agua en el sistema provoca desgastes y problemas por su utilización.

El objeto del agua de enfriamiento no es particularmente aumentar el rendimiento de la máquina. Las camisas de agua en los cilindros grandes, tienen pequeño efecto en reducir el calor de compresión.

De todas formas, existe una transformación de calor en las paredes de cilindro, debido a la compresión y a la fricción del anillo del pistón, por lo que el agua de enfriamiento controla esta transformación de calor, manteniendo la pared del cilindro a una temperatura de operación razonable.

Cuando se utiliza agua mas fría en los interenfriadores se debe tener precaución, debido a que puede provocar condensación en los orificios de succión de los cilindros, y cualquier liquido que entre al cilindro generalmente reduce la vida de las válvulas y provoca escoraciones del pistón, anillos del pistón y cilindro.

En los compresores de etapas múltiples, se emplea no solamente para mejorar el rendimiento del compresor, si no que asegura muchas otras operaciones importantes y ventajas de diseño, tales como reducir la temperatura de descarga, mas baja presión diferencial a través





de los cilindros, reducción en las cargas y tamaño del vástago del émbolo y algunas veces el número de cilindros de alta presión.

**REQUERIMIENTOS DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO EN LA CAMISA.-** Una camisa de enfriamiento en el cilindro, en el manejo de gases húmedos o gases cercanos a la línea de saturación, provoca condensación de líquidos en el gas y cambia las propiedades del lubricante, reduciendo la vida de los anillos del pistón. Los interenfriadores y postenfriadores son intercambiadores de calor utilizados en las unidades de compresión. Los intercambiadores pueden ser enfriados por agua o por aire.

Los enfriados por agua pueden ser de doble tubo, y de casco y tubo con diversos arreglos.

Los enfriados por aire, son del tipo serpentín con los tubos aletados para aumentar el área de transferencia de calor.

El agua para estos equipos, normalmente proviene de una torre de enfriamiento, utilizada para servicios generales.

**4.4 EQUIPOS DEL SISTEMA DE LUBRICACION.-** El sistema de lubricación de un compresor puede ser presurizado, sin embargo, se puede utilizar un sistema por salpicado en compresores horizontales con chumaceras antifricción cuando la potencia nominal sea de 150 KW o menos. La temperatura en el cárter no debe exceder los 71 °C para un sistema presurizado y 82 °C para un sistema por salpicado. Los enfriadores de serpentín no deben ser usados en el cárter o en los depósitos del lubricante. El sistema de lubricación debe ser fabricado de acuerdo a A.P.I. 614 (Lubricación, Sellado de la flecha y Control del sistema de lubricación para aplicaciones y propósitos especiales). Todo sistema de lubricación presurizado, debe consistir como mínimo en: bomba de lubricación con un cedazo a la succión, un sistema de tubería de suministro y retorno, un enfriador de lubricante (cuando se requiera), un filtro a pleno gasto y todos los instrumentos necesarios para su manejo y control. En todas las unidades de más de 150 KW se deben de proveer por separado, un accionador





independiente, a plena capacidad, una bomba auxiliar de lubricación a presión plena con un dispositivo activado de arranque por baja presión en la lubricación incluyendo dispositivos de postlubricación para después de un paro. Ambas bombas (la principal y la auxiliar) deben de suministrarse con una válvula de relevo de presión no integral, individualmente montada a espalda del cárter de reserva.

Los enfriadores son utilizados para mantener la temperatura del aceite de suministro a una temperatura adecuada. Los enfriadores deben ser enfriados por agua y del tipo coraza y tubos o deben ser apropiados del tipo enfriados por aire. Los enfriadores del tipo coraza y tubos deben de llevar el agua por el lado de la coraza. Los enfriadores deben ser equipados con conexiones de venteo y dren en los lados de la coraza y tubos. El enfriador debe ser fabricado de acuerdo con TEMA C (Tubular Exchanger Manufacturers Association). El vendedor debe establecer la presión de salida del lubricante en el enfriador o que el comprador pueda proveer agua a baja presión, si desea, prevenir contaminación del aceite lubricante en caso de falla del enfriador. Los filtros a pleno flujo con elementos reemplazantes deben suministrarse con filtración de 40 micrones (nominales) o mas finos para chumaceras antifriccionantes. Los filtros deben ser localizados corriente abajo del enfriador. Los filtros del tipo cartucho deben ser resistentes a la corrosión.

**4.5 SISTEMA DE CONTROL DE LA CAPACIDAD.-** Este sistema tiene por objeto el disminuir el flujo manejado por el compresor, para en dado caso que se requiera disminuir la capacidad de la Planta Industrial. En los compresores de varias etapas, conviene regular el caudal únicamente en la primera de ellas, para simplificar el procedimiento y aumentar la seguridad de servicio. El procedimiento mas sencillo para la regulación del caudal es el de desvío. Si el desvío va colocado detrás de la primera etapa, la pérdida de energía se reduce en proporción al número de etapas. Otra forma es abriendo las válvulas de succión donde pueden obtenerse las siguientes posibilidades de control de capacidad. Si la primera etapa consta de un cilindro de doble acción : 100, 50 y 0%. Si la primera etapa consta de dos cilindros de doble efecto: 100, 75, 50, 25 y 0%

Existen diferentes tipos de control de la capacidad:





- a.) Electrónico.- Su funcionamiento se basa en señales a válvulas solenoides, las cuales accionan los dispositivos del control de la capacidad.
- b.) Neumático-manual.- Se basa en válvulas neumáticas.

**4.6 SISTEMA DE SELLADO.-** La principal función de este sistema es la de controlar las fugas del gas y llevar el gas fugado hacia lugares seguros. Para llevar a cabo esto existen las piezas de distancia y de estas existen cuatro tipos:

**PIEZA DE DISTANCIA TIPO "A".-** Este tipo consiste de un compartimiento sencillo y corto, usado solamente para servicio lubricado donde el aceite es llevado a otra etapa. Es usado cuando los cilindros son lubricados, la figura 4.1 muestra un dibujo de este tipo de pieza de distancia.

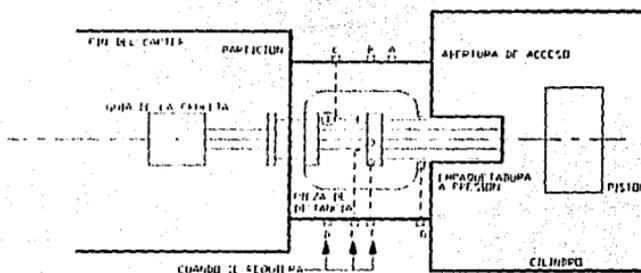


FIGURA 4.1 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "A".

Este tipo contiene las siguientes partes:

1. Sello o paquete buffer de la pieza de distancia.
- A. Sello o empaquetadura buffer de la pieza de distancia.
- B. Purga buffer o presurizado de la empaquetadura de la pieza de distancia.
- C. Empaquetadura a presión (aceite).



- D. Dren de la pieza de distancia.
- E. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- F. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- G. Venteo y dren común (empaquetadura a presión).

#### 4.6.2 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "B".

Este tipo consiste de un compartimiento sencillo y largo, usado para servicio no lubricado. Debe ser lo suficientemente largo para prevenir que el aceite fugue a la siguiente etapa. Ninguna parte del vástago del pistón debe entrar alternativamente al cárter (carcaza de la cruceta) y el empaquetamiento de presión del gas del cilindro. El vástago debe ser convenientemente lubricado con una lubricación profunda, de material antichispa y preferentemente de un diseño partido para un acceso fácil al empaquetamiento del vástago del pistón. En la figura 4.2 se observa un dibujo típico de este tipo de pieza de distancia.

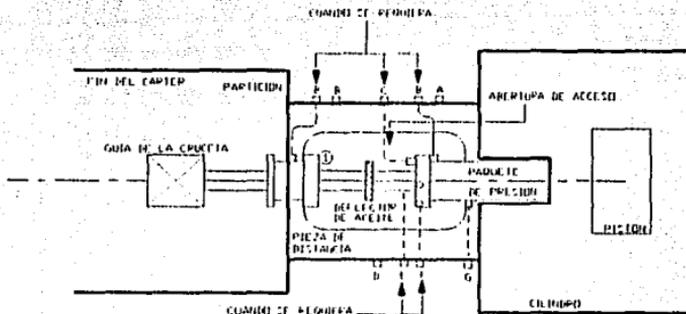


FIGURA 4.2 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "B"

Este tipo contiene las siguientes partes:

1. Sello o paquete buffer de la pieza de distancia.
- A. Sello o empaquetadura buffer de la pieza de distancia.
- B. Purga buffer o presurizado de la empaquetadura de la pieza de distancia.
- C. Empaquetadura a presión (aceite).



- D. Dren de la pieza de distancia.
- E. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- F. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- G. Venteo y dren común (empaquetadura a presión).

#### **PIEZA DE DISTANCIA TIPO "C".**

Este tipo de pieza de distancia consiste de dos compartimientos largos diseñado para contener gases inflamables, peligrosos o tóxicos. Ninguna parte del vástago del pistón debe entrar alternativamente al paquete deslizante, paquete de sello intermedio y el paquete de presión del gas del cilindro. Debe proveerse un paquete segmentado entre los dos compartimientos. En la figura 4.3 se observa un esquema de este tipo de pieza de distancia.

Este tipo contiene las siguientes partes:

- 1. Sello o paquete buffer de la pieza de distancia.
- 2. Sello intermedio o paquete de gas buffer de la pieza de distancia (Se requiere una cubierta de acceso sólido).
- A. Sello o empaquetadura buffer de la pieza de distancia.
- B. Purga buffer o presurizado de la empaquetadura de la pieza de distancia.
- C. Empaquetadura a presión (aceite).
- D. Dren de la pieza de distancia.
- E. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- F. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- G. Venteo y dren común (empaquetadura a presión).
- P. Conexión con tapón.

#### **4.6.4 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "D".**

Este tipo de pieza de distancia consiste de dos compartimientos cortos, diseñados para contener gases inflamables, peligrosos y tóxicos. En la figura 4.4 se observa un esquema de este tipo de pieza de distancia.

Este tipo contiene las siguientes partes:



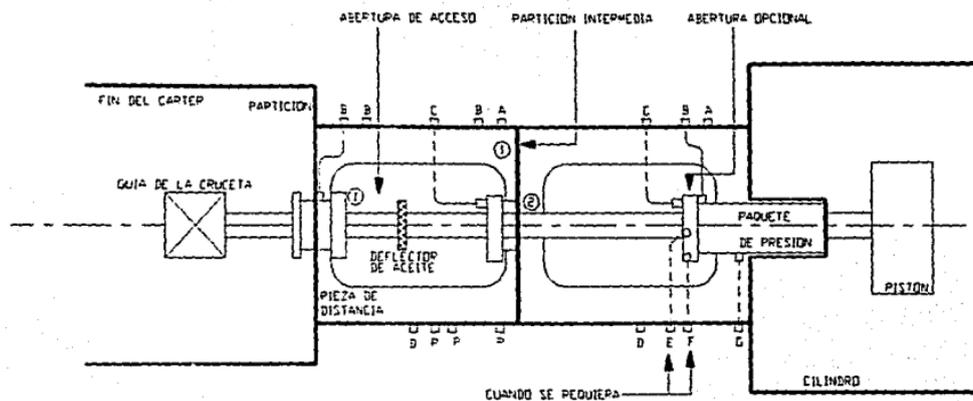


FIGURA 43 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "C".

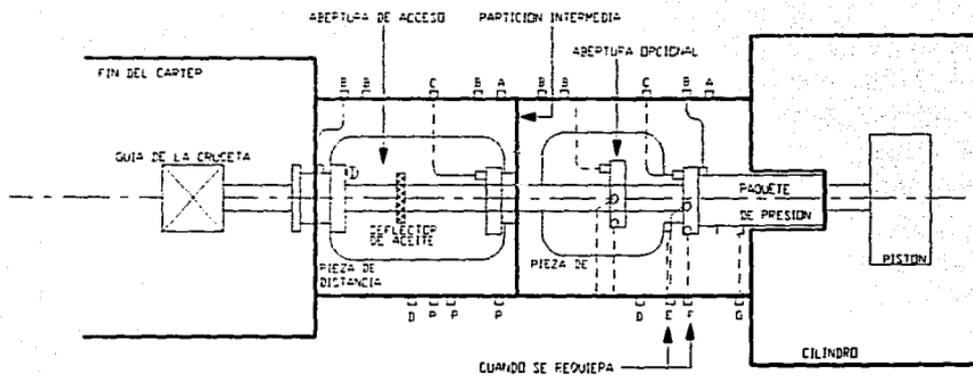


FIGURA 4.4 PIEZA DE DISTANCIA TIPO "D".





1. Sello o paquete buffer de la pieza de distancia.
- A. Sello o empaquetadura buffer de la pieza de distancia.
- B. Purga buffer o presurizado de la empaquetadura de la pieza de distancia.
- C. Empaquetadura a presión (aceite).
- D. Dren de la pieza de distancia.
- E. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- F. Entrada al enfriador de la empaquetadura a presión.
- G. Venteo y dren común (empaquetadura a presión).

#### **4.7 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD E INSTRUMENTOS DE CONTROL.**

Estos dispositivos de seguridad e instrumentos de control tiene la finalidad de llevar a cabo una correcta operación del compresor y así mismo proteger la máquina en caso de fallas graves.

Los sistemas de control pueden ser: neumáticos, hidráulicos, eléctricos o electrónicos; y pueden ser operados manualmente o automáticamente.

**INSTRUMENTACION.-** Entre la instrumentación principal tenemos: indicadores de presión y de temperatura, los cuales van colocados en la succión y descarga de cada succión.

**ALARMAS Y PAROS.-** Entre los instrumentos de alarma y paro están:

- 1.- Switch de paro por baja presión de lubricante en el cárter.
- 2.- Alarma por alta temperatura en las chumaceras.
- 3.- Alarma y paro por alta vibración.
- 4.- Alarma por alta temperatura en el empaquetamiento.
- 5.- Alarma por alta temperatura en la descarga de cada paso.



**- CAPITULO CINCO -**

**- SELECCION DEL COMPRESOR -**



### 5.1 CRITERIOS DE SELECCION.

Existen varias actividades tanto del comprador como del vendedor para llevar a cabo la adquisición de compresores para uso en Plantas Industriales de Proceso y Petroquímicas. Dichas actividades son las siguientes:

POR EL CLIENTE { REQUISICION. { DOCUMENTOS.  
HOJAS DE DATOS.  
ESPECIFICACIONES Y NORMAS.

POR EL VENDEDOR { COTIZACION. { OFERTA TECNICA.  
OFERTA COMERCIAL.  
DATOS TECNICOS.

POR EL CLIENTE { EVALUACION TECNICA. { ANALISIS TECNICO.  
TABULACION TECNICA.  
RECOMENDACION TECNICA

**REQUISICION.-** Es el documento que se debe redactar, en el que se establece de una manera clara y concisa el número y tipo de compresores a ser utilizado, así como sus accionadores, equipos auxiliares, dispositivos de control e instrumentación, esto es en el aspecto técnico a lo cual se le debe añadir algunas condiciones del tipo económico y legal; a que deberá estar sujeto la compra de dicho compresor; entre las cuales se puede mencionar lo siguiente: garantía, tipo de empaque, lugar de libre abordó, así como las cláusulas de penalización a que se hagan acreedores los fabricantes que no cumplan con los tiempos de envío de las unidades como de los dibujos y con el consumo de energía de los accionadores.

**HOJAS DE DATOS.-** Es el documento que se elabora en el cual se establece de una manera clara todas las condiciones de operación a las cuales se requiere que un compresor opere; además de las especificaciones y normas a las que estará sujeto el diseño de los equipos.

**ESPECIFICACIONES Y NORMAS.-** Tienen por objetivo principal el establecer los principales principios de diseño de cualquier equipo



## SELECCION DEL COMPRESOR.



Las normas y especificaciones que se deberán anexar a la requisición son las correspondientes al tipo de equipo de la compañía que está efectuando la selección, así como ciertas normas extranjeras que por su calidad son de gran utilidad para el diseño apropiado.

### **5.2 OFERTA TECNICA Y COMERCIAL.**

**COTIZACION COMERCIAL.-** Es la propuesta formal de un fabricante mediante la cual ofrece las máquinas que considera adecuadas para el servicio incluyendo: tiempos de entrega del equipo y los dibujos, datos muy importantes debido a que en casi todos los casos regirán el tiempo de vida del proyecto; las condiciones de pago, libre a bordo (LAB), precios (de los equipos desglosados, de los empaques, del flete, de las refacciones, de las pruebas), cláusulas de escalación (si hubiere), vigencias y garantía

Es importante contar con información amplia y suficiente de los equipos. Solamente con esta información se está capacitado para determinar la alternativa óptima y satisfacer adecuadamente las necesidades del usuario del equipo. Esto es posible mediante el uso de cuestionarios y de hojas de datos que deben contener la información solicitada por el evaluador del equipo y suministrada por el vendedor.

### **COTIZACION TECNICA.**

La cotización técnica es la propuesta formal de un fabricante mediante la cual ofrece los equipos que considera adecuadas para el servicio incluyendo en una forma detallada el límite de suministro, características específicas de los equipos, condiciones de operación garantizadas, desviaciones a las especificaciones, todo esto desde el punto de vista técnico.

**DATOS TECNICOS.-** Para poder llevar a cabo la evaluación técnica correspondiente y adecuada, es necesario que las requisiciones, hojas de datos de los equipos y especificaciones de estos, estén lo suficientemente claras y tan explícitamente como sea necesario; esto es con el fin de que el proveedor invitado a cotizar le sea más fácil el establecer los criterios requeridos para los cuales va a seleccionar el bien especificado.

El primer punto a evaluar es sin duda el referente a las condiciones de operación esperadas de la máquina, las cuales deben estar de acuerdo a las deseadas en el proceso

El aspecto de la potencia consumida por el equipo de compresión es importante, debido a que nos indicará entre otras cosas si alguna corriente lateral, o corriente primaria, no fueron tomadas en consideración



## SELECCION DEL COMPRESOR.



Al analizar un sistema de compresión desde el punto de vista operacional y mantenimiento, tendremos que tomar en consideración a los principales puntos de falla que se tienen en cada tipo de sistema de compresión: válvulas y sellos de los cilindros y anillos del émbolo.

Como se sabe una máquina que trabaja con menores revoluciones que otra tiene período de vida útil mayor, por lo cual la diferencia de la velocidad del émbolo que existe entre ambas, puede en un momento dado, ser determinante para su selección.

Otro factor importante a evaluar es sin duda el rendimiento mecánico debido a que es la relación que existe entre la potencia que requiere el gas para ser comprimido y entregado, incluyendo las pérdidas: termodinámicas, fugas y fricción del fluido, dividido entre la potencia real entregada en la flecha.

Es importante que cuando se hagan las especificaciones y hojas de datos, se considere el control de capacidad como algo muy importante, para que al momento de recibir cotizaciones y tabularlas, revisar que el equipo de control solicitado sea el que están cotizando los proveedores.

Existen varias razones para seleccionar el control de capacidad adecuado, siendo las más comunes:

- a.- Mantener los costos de operación y energía tan bajos como sea posible.
- b.- Mantener las condiciones del proceso uniformes con la variación de la demanda.
- c.- Cuando un compresor se diseña para un incremento futuro de capacidad; o para futuros cambios en las condiciones del proceso.
- d.- Arrancar el compresor total o parcialmente descargado y aumentando progresivamente la carga.

Lo anteriormente dicho es la gran ventaja del uso de compresores recíprocos sobre los centrífugos, ya que no tiene pérdida de potencia en su control, lo cual trae como consecuencia ahorros substanciales en los costos de energía.

El sistema de lubricación deberá incluir la bomba principal, de aceite (normalmente accionada por la flecha), una bomba auxiliar de plena capacidad y presión, así como una bomba de prelubricación, dos filtros y enfriadores genios, los instrumentos, válvulas requeridas y especificadas, etc.



## SELECCION DEL COMPRESOR



Los materiales determinan la vida útil de la máquina. Todos los materiales son seleccionados para esfuerzos, en algunas aplicaciones donde el choque térmico, choque mecánico o resistencia a la corrosión pueden ser un factor determinante. Por estas razones es importante hacer un estudio exhaustivo cuando algún material de los solicitados no sea cumplido por el vendedor, y decidir sobre la conveniencia de aceptar o no tal alternativa.

El tipo de accionador a ser usado (junto con cualquier método de conexión entre accionador y compresor, tales como engranes, bandas y/o coples) deberá ser especificado por el comprador.

El accionador (ya sea motor o turbina) deberá ser dimensionado para satisfacer las máximas condiciones del compresor, incluyendo pérdidas en los coples y en el reductor de velocidad (si existiera). Todas las unidades de accionamiento deberán ser capaces de operar satisfactoriamente con las condiciones especificadas.

Tanto las turbinas de vapor como los motores eléctricos deberán tener como mínimo un factor del 10% sobre la potencia máxima requerida por el compresor. Este tipo de accionadores son los más comunes, aun cuando pueden usarse también turbina hidráulica o máquina de combustión interna, etc. y la selección dependerá del costo como del balance de calor, distribución y/o recuperación de energía, existen algunos otros factores especiales que afectarán la selección, como es el caso de un control de capacidad muy complejo.

Es importante establecer el tipo de pruebas a que se desean someter las unidades, sobre todo si es alguna del tipo especial como son las de funcionamiento en conjunto en condiciones similares a las reales de operación o algún otro tipo de prueba específica.

El límite de suministro se debe analizar tanto técnica como económicamente, el primero es con el fin de que la máquina pueda operar satisfactoriamente dentro de los márgenes de garantía adecuados, como es el caso de las botellas de pulsaciones, de los sistemas de lubricación y enfriamiento, protecciones, instrumentación, accesorios, etc. El segundo, es indispensable efectuar la normalización de las propuestas y que toda suministren el mismo equipo, de la misma calidad, capacidad y cantidad.

Es indispensable realizar en el análisis técnico el cálculo inicial para que mediante el estudio de los resultados obtenidos y los datos cotizados, podamos establecer un criterio adecuado para la selección de las unidades.



## SELECCION DEL COMPRESOR.



En la figura 5.1 se muestra la hoja de datos con la cual se especificó en parte el compresor de reemplazo de hidrógeno, ya que la especificación completa se realiza con la requisición, normas y especificaciones técnicas; las cuales forman el paquete completo del documento de la requisición.

### **5.3 EVALUACION TECNICA.**

**ANALISIS TECNICO.-** A continuación se da el análisis técnico de los parámetros de los fabricante que concursaron en este proyecto, es decir se analizan termodinámicamente los compresores propuestos y sus equipos auxiliares.

#### **PROVEEDOR "A"**

#### **CONDICIONES DE OPERACION.**

En la figura 5.1 (Hoja de datos del compresor) se dan las condiciones de operación con las que el proveedor "A" proporciona su compresor.

#### **PRIMERA ETAPA.**

#### **RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c1} = \frac{30.02}{10.02} = 2.996$$

#### **TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 313.15(2.996)^{0.278} = 424.846$$

#### **DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(165.1)(885)}{1 \times 10^9} \left( 82371.635 - \frac{4560.367}{2} \right) = 23.405$$

#### **EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 2.994 - [(2.994)^{0.722} - 1]12.8 = 81.553$$

#### **DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_R = (23.405)(0.81553) = 19.087$$





## SELECCION DEL COMPRESOR.

PROVEEDOR "A"		COMPRESOR RECIPROCANTE HOJA DE DATOS		
CLIENTE: PETROLEOS MEXICANOS	SERVICIO: PAQUETE DE COMPRESION DE HIDROGENO	REQUISICION: FB-YESIS		
PLANTA: HIDRODESULF DEST INTERN	CLAVE DEL EQUIPO: S/C	FECHA: SEPTIEMBRE 1995		
LOCALIZACION: TULA, HIDALGO	FABRICANTE: PROVEEDOR A	HOJA: 01 DE 01		
SERVICIO: REEMPLAZO DE HIDROGENO		NO DE ETAPAS: DOS		
CANTIDAD REQUERIDA: DOS OPERANDO Y UNO DE RELEVO				
TIPO DE ACOPLAMIENTO	(X) ACOPLADO DIRECTAMENTE	( ) ACOPLADO POR ENGRANES	( ) ACOPLADO POR BANDAS	
TIPO DE ACCIONADOR	(X) MOTOR DE INDUCCION	( ) TURBINA DE VAPOR	( ) OTROS	
	( ) MOTOR SINCRONO	( ) TURBINA DE GAS		
TIPO DE PISTON	( ) SIMPLE ACCION	(X) DOBLE ACCION		
TIPO DE CILINDRO	(X) LUBRICADO	( ) NO LUBRICADO		
CONTROL DE CAPACIDAD	TIPO MANUAL-NEUMATICO	NO DE ETAPAS (%) 0 / 100		
TIPO DE LUBRICACION	(X) FORZADA	( ) SALPICADO		
TIPO DE ENFRIAMIENTO	(X) POR AGUA	( ) POR AIRE		
LIMITE DE SUMINISTRO	(X) TAMPON DE CONTROL	(X) DESPREMEDIACION	(X) BASE COMUN	
	(X) DISPOSITIVOS LIM. DE PRESIONES	( ) ALERTEA	(X) REGULACIONES	
	( ) TURBINA DE INTERCOMUNICACION			
CONDICIONES DE OPERACION	CONDICION NOMINAL		CONDICION NOMINAL	
	ETAPA UNO	ETAPA DOS	ETAPA UNO	ETAPA DOS
CAPACIDAD	363	363	2981	2981
PRESION DE SUCCION (COL. Hg/cm <sup>2</sup> ABS)	10.02	29.57	10.02	29.57
PRESION DE DESCARGA (COL. Hg/cm <sup>2</sup> ABS)	30.02	71.61	30.02	71.61
TEMPERATURA DE SUCCION (C) °C	40	54.4	40	54.4
TEMPERATURA DE DESCARGA °C	151.696	145.641		
RENDIMIENTO VOLUMETRICO // TOTAL	75.5 // 87.372	76.1 // 85.52		
PESO MOLECULAR	3.334	3.334	3.334	3.334
n // Z <sub>1</sub> - Z <sub>2</sub> (POD ETAPA)	385 / 1004 - 101	385 / 1012 - 102	385 / 1004 - 101	385 / 1012 - 102
NUMERO DE CILINDROS POR ETAPA	UNO	UNO	UNO	UNO
CILINDRO DIAMETRO // CARRERA (mm)	323.85 - 165.1	196.85 - 165.1	323.85 - 165.1	196.85 - 165.1
DIAMETRO DEL VASTIADO (mm)	76.2	76.2	76.2	76.2
CLARO (%)	12.8	16.5	12.8	16.5
POTENCIA POR ETAPA // TOTAL ACUANDO PERDAS POR	4.20 // 34.4 // 796			
POTENCIA DEL MOTOR ELECTRIC (KW)		932.14		932.14
SELECCION MANTA // NORMAL // MANUA (PPM)		71 // 885 // 84		71 // 885 // 84
COMPOSICION MAYOR DEL GAS (%)	HIDROGENACION		ALARMA PARO	
	HIDROGENO	95	BAJA PRESION EN LA LUBRICACION	(X) (X)
METANO	2.7	BAJO NIVEL DE LUBRICANTE	( ) (X)	
ETANO	1.0	ALTA TEMPERATURA EN LAS CILINDRACERAS	( ) ( )	
PROPANO	0	ALTO NIVEL EN LOS SEPARADORES DE LIQUIDOS	( ) ( )	
ISOBUTANO	0.2	ALTA TEMPERATURA EN EL ENFRIAMIENTO	(X) ( )	
N-BUTANO	0.2	BAJA PRESION EN LA SUCCION DEL GAS	( ) ( )	
ISOPENTANO	0.1	ALTA VELOCIDAD	(X) (X)	
NEOPENTANO	0.1	ALTA TEMP EN DESCARGA DE CILINDRO	(X) (X)	
MOTOR: ENFRIAMIENTO: LEA // -P	SUITS 4740	FASES: 3	HERTZ: 60	
PRUEBAS: (X) HIDROSTATICA	(X) FUGAS	(X) MECANICA DE GIRACION	( ) DE COBERTO	
CONDICIONES DEL SINDO	CLASIFICACION DE AREA PELIGROSA	CODIGOS APLICABLES		
ELEVACION SWP (m)	CLASE: 1	API 618 COMPRESORES RECIPROCAN-		
PRESION BAR (Hg/cm <sup>2</sup> ABS)	GRUPO: 6	TES PARA SERVICIOS GENERALES		
DISEÑO	0.0200	DE REFERENCIA: TERCERA EDICION		

FIGURA N° HOJA DE DATOS DEL PROVEEDOR "A"

FALLA DE ORIGEN

**SELECCION DEL COMPRESOR.****VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.363)(254.603)(313.15)(1.004)}{(10.02)(10000)} = 0.290$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.363)(254.603)(424.846)(1.012)}{(30.02)(10000)} = 0.132$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_1 = \frac{(0.363)(254.603)(313.15)(1.008)}{(0.278)(102)} [(2.996)^{0.278} - 1] = 366.962$$

**POTENCIA AL FRENO.**

$$BHP_1 = \frac{366.962}{0.87372} = 420.00$$

**SEGUNDA ETAPA.****RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c2} = \frac{71.61}{29.57} = 2.422$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 327.5(2.422)^{0.278} = 418.791$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(165.1)(885)}{1 \times 10^9} \left( 30434.118 - \frac{4560.367}{2} \right) = 8.227$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 2.422 \cdot [(2.422)^{0.278} - 1] (16.5) = 82.827$$



**SELECCION DEL COMPRESOR.****DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{RP} = (8.227)(0.828) = 6.814$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.363)(254.603)(327.5)(1.012)}{(29.57)(10000)} = 0.104$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.363)(254.603)(418.791)(1.025)}{(71.61)(10000)} = 0.055$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_2 = \frac{(0.363)(254.603)(327.5)(1.019)}{(0.278)(102)} [(2.422)^{0.278} - 1] = 303.245$$

**POTENCIA AL FRENO.**

$$BHP_2 = \frac{303.245}{.8552} = 354.590$$

**POTENCIA AL FRENO TOTAL**

$$BHP_T = 420.2978 + 354.589 = 774.887$$

**POTENCIA DEL ACCIONADOR.**

$$BHP_A = (774.887)(1.10) = 852.376$$

Se necesita un motor comercial de 894.84 KW.

**FABRICANTE "B"****CONDICIONES DE OPERACION.**

En la figura 5.2 (Hoja de datos del compresor) se dan las condiciones de operación y las características técnicas con las que el proveedor "B" proporciona su compresor.



PROVEEDOR "B"		COMPRESOR RECIPROCANTE HOJA DE DATOS					
CLIENTE	PETROLEOS MEXICANOS		SERVICIO		PARQUE DE COMPRESION DE HIDROGENO	REQUISICION	FB-1ES15
PLANTA	MIGRADI SULF. DIST. INTERN.		CLAVE DEL EQUIPO		S/C	FECHA	SEPTIEMBRE 1995
LOCALIZACION	ISLA HIDALGO		FABRICANTE		PROVEEDOR "B"	HOJA	01 DE 01
SERVICIO		REEMPLAZO DE HIDROGENO		No. DE ETAPAS		TRES	
CANTIDAD REQUERIDA		DOS OPERANDO + UNO DE RESERVA					
TIPO DE ACOPLAMIENTO	(X) ACOPLO DIRECTAMENTE		( ) ACOPLO POR ENGRANES		( ) ACOPLO POR BANDAS		
TIPO DE ACCIONATORIO	( ) MOTOR DE INDUCCION		( ) TURBINA DE VAPOR		( ) OTROS		
	(X) MOTOR SINCRONO		( ) TURBINA DE GAS				
TIPO DE PISTON	( ) SIMPLE ACCION		(X) DOBLE ACCION				
TIPO DE LUBRIFICACION	(X) LUBRIFICADO		( ) NO LUBRIFICADO				
CONTROL DE CAPACIDAD	TIPO: MANUAL-NEUMATICO		No. DE ETAPAS (%)		0, 50, 85, 97.5 + 100		
TIPO DE LUBRIFICACION	(X) FORZADA						
TIPO DE ENRIAMIENTO	(X) POR AGUA		( ) POR AIRE				
SISTEMA DE CONTROL	(X) TABLERO DE CONTROL		(X) INSTRUMENTACION		(X) BASE COMUN		
	(X) DISPOSITIVOS ELEM. DE PULSACIONES		( ) INTER + POSTERIDADORES				
	( ) TUBERIA DE INTERCONEXION						
CONDICIONES DE OPERACION	CONDICION TECNICAL			CONDICION NORMAL			
	ETAPA UNO	ETAPA DOS	ETAPA TRES	ETAPA UNO	ETAPA DOS	ETAPA TRES	
CAPACIDAD (kg. Sec)	35.1	35.3	35.1	2981	2981	2981	
PRESION DE SUCCION (kg/cm <sup>2</sup> ABS)	10.02	27.84	45.07	10.02	27.84	45.07	
PRESION DE DESCARGA (kg/cm <sup>2</sup> ABS)	28.29	45.58	71.6	28.29	45.58	71.6	
TEMPERATURA DE SUCCION (C)	40	54.4	74.1	40	54.4	74.1	
TEMPERATURA DE DESCARGA	144.89	109	106	144.89	109	106	
RENDIMIENTO VOLUMETRICO (%) TOTAL	74 - 85.7	86 - 85.7	85 - 85.7				
PESO MOLECULAR (g/g)	3.262	3.262	3.262	3.262	3.262	3.262	
$n // Z_1 - Z_2$ (POR ETAPA)	91 // 103 - 100 // 101 // 102	101 // 101	101 // 101 - 101	91 // 103 - 100 // 101 // 102	101 // 101	101 // 101 - 101	
NUMERO DE CILINDROS POR ETAPA	DOS	UNO	UNO	DOS	UNO	UNO	
CILINDRO (DIAMETRO X CARTELERA) (mm)	140 - 200	105 - 200	165 - 200	140 - 200	105 - 200	165 - 200	
DIAMETRO DEL CILINDRO (mm)	65	65	65	65	65	65	
CLASE	10.5	10.5	14	10.5	10.5	14	
POTENCIA POR ETAPA (KW) (CON CONEXION EN SERIE)	112.67 // 177.137 // 174.137 // 174.137						
POTENCIA DEL MOTOR ELECTRIC (KW)	294.855			294.855			
VELOCIDAD MOTORA (RPM) (SERIE) (RPM)	91 // 103 // 100			101 // 101			
CAPACIDAD DE ALARMA (L.A.) (%)		ALARMA		ALARMA		PARO	
HIDROGENO	35	35	35	INSTRUMENTACION	(X)	(X)	
METANO	2.7	2.7	2.7	BAJA PRESION EN LA LUBRICACION	( )	(X)	
ETANO	1.0	1.0	1.0	BAJA NIVEL DE LUBRICANTE	( )	(X)	
PROPANO	0.7	0.7	0.7	ALTA TEMPERATURA EN LAS CHUMACERAS	( )	( )	
n-BUTANO	0.2	0.2	0.2	ALTO NIVEL EN LOS SEPARADORES DE HUMEDAD	( )	( )	
isobutano	0.2	0.2	0.2	ALTA TEMPERATURA EN EL EMPAQUEAMIENTO	( )	( )	
pentano	0.1	0.1	0.1	BAJA PRESION EN LA SUCCION DEL GAS	( )	( )	
hexano	0.1	0.1	0.1	ALTA VIBRACION	(X)	(X)	
heptano	0.1	0.1	0.1	ALTA TEMPERATURA EN EL CILINDRO DE CARGA	(X)	(X)	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN SERIE		SI		SI		SI	
MOTORES EMPAQUEADOS EN PARALELO		SI		SI		SI	

**SELECCION DEL COMPRESOR.**



**PRIMERA ETAPA.**

**RELACION DE COMPRESION.**

$$R_c = \frac{28.28}{10.02} = 2.822$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 313.15(2.822)^{0.278} = 417.837$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(200)(600)}{1 \times 10^9} \left( 49087.385 - \frac{3318.307}{2} \right) = 11.383 \text{ POR PISTON.}$$

$$D_p = (11.383)(2) = 22.766 \text{ POR DOS PISTONES.}$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 2.822 - \left[ (2.822)^{0.722} - 1 \right] (135) = 82.126$$

**DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{RP} = (22.766)(0.82126) = 18.697$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.353)(259.920)(313.15)(1.003)}{(10.02)(10000)} = 0.288$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.353)(259.920)(416.639)(1.009)}{(28.28)(10000)} = 0.136$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_1 = \frac{(0.353)(259.92)(313.15)(1.06)}{(0.278)(102)} \left[ (2.822)^{0.278} - 1 \right] = 359.062$$



**POTENCIA AL FRENO.**

$$\text{BHP}_1 = \frac{359.062}{0.857} = 418.976$$

**SEGUNDA ETAPA.****RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c1} = \frac{45.58}{27.84} = 1.637$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 327.55(1.637)^{0.127} = 348.021$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(200)(600)}{1 \times 10^9} \left( 33006.358 - \frac{3318.307}{2} \right) = 7.523$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 1.637 \cdot \left[ (1.637)^{0.177} - 1 \right] (10.5) = 92.684$$

**DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{RP} = (7.523)(0.92684) = 6.973$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.353)(259.92)(327.5)(1.01)}{(27.84)(10000)} = 0.109$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.353)(259.92)(348.021)(1.017)}{(45.58)(10000)} = 0.07$$



**SELECCION DEL COMPRESOR.**



**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_2 = \frac{(0.353)(259.92)(327.55)(1.014)}{(0.123)(102)} [(1.637)^{0.121} - 1] = 151.806$$

**POTENCIA AL FRENO.**

$$BHP_2 = \frac{151.806}{.857} = 177.137$$

**TERCERA ETAPA.**

**RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c3} = \frac{71.6}{45.07} = 1.589$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 327.55(1.589)^{0.296} = 375.673$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(200)(600)}{1 \times 10^9} \left( 21382.465 - \frac{3318.307}{2} \right) = 4.734$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 1.589 - [(1.589)^{0.704} - 1]14 = 93.015$$

**DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{Rp} = (4.734)(0.93015) = 4.403$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.353)(259.92)(327.5)(1.017)}{(45.07)(10000)} = 0.068$$





**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.353)(259.92)(372.531)(1.028)}{(71.6)(10000)} = 0.049$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_1 = \frac{(0.353)(259.92)(327.55)(1.023)}{(0.296)(102)} [(1.589)^{0.296} - 1] = 149.607$$

**POTENCIA AL FRENO.**

$$BHP_1 = \frac{149.607}{.857} = 174.57$$

**POTENCIA AL FRENO TOTAL**

$$BHP_T = 418.976 + 177.137 + 174.571 = 770.684$$

**POTENCIA DEL ACCIONADOR.**

$$BHP_A = (770.684)(1.10) = 847.752$$

Se necesita un motor comercial de 894.855 KW.

**FABRICANTE "C"**

**CONDICIONES DE OPERACION.**

En la figura 5.3 (Hoja de datos del compresor) se dan las condiciones de operación y las características técnicas con las que el proveedor "C" proporciona su compresor.

**PRIMERA ETAPA.**

**RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c1} = \frac{23.64}{10.02} = 2.359$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 313.15(2.359)^{0.278} = 397.531$$





## SELECCION DEL COMPRESOR.

### DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.

$$D_p = \frac{(2)(230)(600)}{1 \times 10^9} \left( 39760.782 - \frac{2551.759}{2} \right) = 10.622 \text{ POR PISTON.}$$

$$D_p = (10.622)(2) = 21.244 \text{ POR DOS PISTONES.}$$

### EFICIENCIA VOLUMETRICA.

$$\eta_v = 100 - 2.359 - \left[ (2.359)^{0.722} - 1 \right] 18.558 = 81.713$$

### DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.

$$D_{RP} = (22.766)(0.81713) = 18.603$$

### VOLUMEN A LA SUCCION.

$$V_1 = \frac{(0.3637)(259.91)(313.15)(1.009)}{(10.02)(10000)} = 0.2981$$

### VOLUMEN A LA DESCARGA.

$$V_2 = \frac{(0.3637)(259.91)(397.544)(1.023)}{(23.64)(10000)} = 0.1626$$

### POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.

$$GHP_1 = \frac{(0.364)(259.91)(313.15)(1.016)}{(0.278)(102)} \left[ (2.359)^{0.278} - 1 \right] = 286.033$$

### POTENCIA AL FRENO.

$$BHP_1 = \frac{286.033}{0.861} = 332.210$$

## SEGUNDA ETAPA.

### RELACION DE COMPRESION.

$$R_{c2} = \frac{40.35}{22.88} = 1.764$$



**SELECCION DEL COMPRESOR.****TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 327.55(1.764)^{0.278} = 383.534$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(230)(600)}{1 \times 10^9} \left( 34636.059 - \frac{2551.759}{2} \right) = 9.207$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 1.764 \cdot [(1.764)^{0.722} - 1] 21.265 = 87.465$$

**DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{RP} = (9.207)(0.87465) = 8.053$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.3637)(259.91)(327.5)(1.02)}{(22.88)(10000)} = 0.138$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.3637)(259.91)(383.534)(1.024)}{(40.35)(10000)} = 0.092$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHP_2 = \frac{(0.364)(259.91)(327.55)(1.022)}{(0.278)(102)} [(1.764)^{0.278} - 1] = 190.896$$

**POTENCIA AL FRENO.**

$$BHP_2 = \frac{190.896}{.861} = 221.714$$



SELECCION DEL COMPRESOR.



**TERCERA ETAPA.**

**RELACION DE COMPRESION.**

$$R_{c3} = \frac{71.61}{39.64} = 1.807$$

**TEMPERATURA DE DESCARGA.**

$$T_2 = 327.55(1.807)^{0.278} = 386.11$$

**DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.**

$$D_p = \frac{(2)(230)(600)}{1 \times 10^9} \left( 21382.465 - \frac{2551.759}{2} \right) = 5.549$$

**EFICIENCIA VOLUMETRICA.**

$$\eta_v = 100 - 1.807 - \left\{ [1.807]^{0.722} - 1 \right\} 26.5151 = 84.062$$

**DESPLAZAMIENTO REAL DEL PISTON.**

$$D_{RP} = (5.549)(0.84062) = 4.665$$

**VOLUMEN A LA SUCCION.**

$$V_1 = \frac{(0.3637)(259.91)(327.55)(1.032)}{(39.64)(10000)} = 0.0806$$

**VOLUMEN A LA DESCARGA.**

$$V_2 = \frac{(0.3637)(259.91)(386.082)(1.054)}{(71.6)(10000)} = 0.0537$$

**POTENCIA PARA COMPRIMIR EL GAS.**

$$GHIP_3 = \frac{(0.364)(259.91)(327.55)(1.043)}{(0.278)(102)} \left[ (1.807)^{0.278} - 1 \right] = 203.784$$



## **SELECCION DEL COMPRESOR.**



### **POTENCIA AL FRENO.**

$$\text{BHP}_3 = \frac{203.784}{0.861} = 236.683$$

### **POTENCIA AL FRENO TOTAL**

$$\text{BHP}_T = 332.21 + 221.714 + 236.683 = 790.607$$

### **POTENCIA DEL ACCIONADOR.**

$$\text{BHP}_A = (790.607)(1.10) = 869.668$$

Se necesita un motor comercial de 894.855 KW.

#### **5.4 TABULACION TECNICA.**

Es el documento que se elabora para mostrar toda la información de todos los proveedores de una manera clara y concisa. En una tabulación técnica se indica toda la información de una manera comparativa para tener una visión mas amplia de la evaluación de ésta.

En la figura 5.1 se muestra la tabulación técnica hecha para los proveedores "A", "B" y "C".

#### **5.5 OBSERVACIONES.**

A continuación se indican las razones por las cuales se acepta o se rechaza los equipos ofrecidos por los proveedores "A", "B" y "C", (Haciendo referencia a la figura 5.1).

##### **PROVEEDOR "A"**

El proveedor "A" no cumple técnicamente por las siguientes razones:

1. Este equipo no es el especificado por la firma de ingeniería, por que ofrece un compresor de dos etapas y el licenciadore especificó tres etapas.
2. No indica los materiales de contrucción de su equipo.
3. La potencia al freno calculada no concuerda con la potencia indicada..
4. Ofrece un motor eléctrico de inducción y se especificó un sincrónico.

##### **PROVEEDOR "B"**

1. El proveedor "B" si cumple técnicamente ya que proporciona todo lo especificado por la firma de ingeniería.







**PROVEEDOR "C"**

El proveedor "C" no cumple técnicamente por las razones siguientes:

1. Ofrece un motor eléctrico adecuado para trabajar en una área peligrosa Clase I, Grupo C, División II, y se especificó uno adecuado para operar en un área Clase I, Grupo B, División I.
2. No proporciona la prueba de fugas.
3. No indica el material de los resortes.

**5.6 RECOMENDACION TECNICA.**

En esta etapa la firma de ingeniería emite su dictamen técnico así como la recomendación técnica de la misma. Una vez dada ésta, se procede a la evaluación comercial, en este caso sólo se recomienda técnicamente al proveedor "B".

En caso de que hubiera más de un proveedor que cumpliera técnicamente, se procedería a la apertura de las cotizaciones comerciales, en tal caso el precio y las condiciones de pago son las que definirían al fabricante ganador.





**- CAPITULO SEIS -**

**- ANALISIS DE COSTOS -**





En esta etapa se realiza la evaluación económica solamente para los equipos que cumplieron técnicamente. En esta ocasión como solo hubo un proveedor que cumplió técnicamente, la evaluación económica se elabora solo como un ejemplo.

**6.1 EVALUACION ECONOMICA.-** Es el proceso en el cual se analizan en términos de dinero todos los parámetros que presentan las cotizaciones comerciales presentadas por los proveedores o fabricantes de equipos o servicios, para la venta o adquisición de los mismos. Este análisis debe ser tanto a presente como a futuro, para que se pueda observar las ventajas de seleccionar a un proveedor "X".

**VALOR PRESENTE.-** Indica una cantidad de dinero en una fecha inicial que es equivalente de una programación particular futura de desembolsos y/o ingresos.

**DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA.-** Es una representación gráfica de las entradas de dinero (ingresos) y desembolsos de dinero (costos), dibujados en una escala de tiempo. Los ingresos son flujos de caja positivos y los costos se consideran negativos. El diagrama de flujo debe representar el enunciado de un problema y debe incluir lo que se conoce y lo que se desea encontrar. En el diagrama de flujo las flechas hacia arriba se consideran positivas y las que tienen el sentido hacia abajo se consideran negativas.

**GASTOS FUTUROS.-** Los gastos futuros son la suma de lo que se gasta en un período dado o una serie de gastos repetidos que ocurrirán en cada período de la vida útil del equipo. Los gastos futuros o la serie de gastos futuros son convertidos a su valor actual, multiplicando dichos gastos por el factor apropiado del valor presente.

En este caso de compra de equipo, los gastos futuros programados son los gastos de operación.

Para aplicar el método del valor presente intervienen dos ecuaciones de utilidad para calcular el valor actual cuando se conocen los gastos futuros y para calcular el valor presente cuando se conocen las anualidades.

Las ecuaciones mencionadas son:

$$P = F \frac{1}{(1 + i)^N}$$

Donde:

P = Valor presente

## ANÁLISIS DE COSTOS.



$i$  = Tipo de interés (%).

$N$  = Número de periodos.

$F$  = Valor o suma de dinero en algún tiempo futuro.

$$P = A \frac{(1 + i)^N - 1}{i(1 + i)^N}$$

Donde:

$A$  = Movimiento del dinero al final de cada año que se prolonga por un número específico de periodos (anualidades).

**6.2 CALCULO DEL COSTO DE OPERACION ANUAL.-** Para realizar este cálculo se tienen los datos provistos por los proveedores "A", "B" y "C", (TABLA 6.1).

**TABLA 6.1 (DATOS COMERCIALES)**

PROVEEDOR	"A"	"B"	"C"
POTENCIA REQUERIDA (KW).	786	770	790
TIEMPO DE OPERACION ANUAL. (Hrs.)	8000	8000	8000
TASA DE INTERES (%)	18	18	18
TIEMPO DE VIDA UTIL (AÑOS)	8	8	8

**DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA.-** En la figura 6.1 se muestra este diagrama de flujo.

Momento de decisión (T),  $T = 0$

Inversión inicial :  $T = 1$

Arranque:  $T = 2$

Gastos de operación:  $T = 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9$  y  $10$ .

La inversión inicial es igual al costo del equipo + Embarque + LAB + Pruebas + Partes de repuesto.

### 6.3 EVALUACION DEL PROVEEDOR "A".

$CO = (786 \text{ KW})(8000 \text{ hrs.})(0.064 \text{ Dólares/KW} \cdot \text{Hr}) = 402432 \text{ DOLARES.}$

$CE = 2094261.99 \text{ DOLARES.}$

$CPR = 33000 \text{ DOLARES.}$

Levando los costos de operación al final del año 2, ya que en este año el equipo inicia su operación.





$$P = (402432.0) \frac{(1+0.18)^8 - 1}{(0.18)(1+0.18)^8} = 1640942.943$$

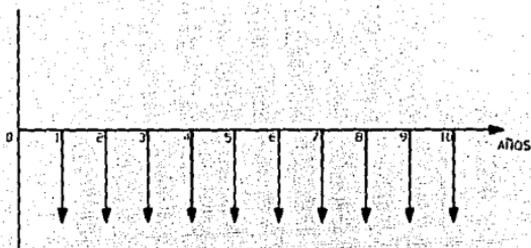


FIGURA 6.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (INVERSIÓN INICIAL).

Nuestro nuevo diagrama de flujo de caja quedará de la siguiente manera:

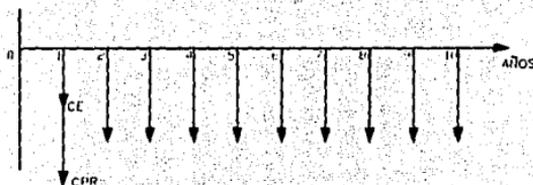


FIGURA 6.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (PROVEEDOR "A").

Y por lo tanto, el valor presente del costo de operación y de la inversión en el equipo.

$$P(\text{CO}) = (1640942.943) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1178499.672$$

$$P(\text{CE y CPR}) = (2127261.99) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1527766.439$$

Nuestro nuevo diagrama de flujo de caja quedaría de la siguiente manera:

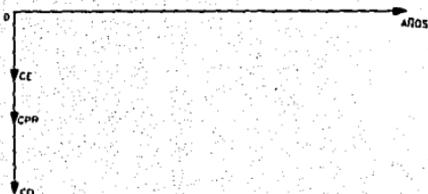


FIGURA 6.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (VALOR PRESENTE, PROVEEDOR "A").

Y por lo tanto, el capital presente equivalente es:

$$CPE = 1178499.672 + 1527766.439 = 2706266.111 \text{ DOLARES.}$$

#### 6.4 EVALUACION DEL PROVEEDOR "B".

$$CO = (770 \text{ KW})(8000 \text{ Hrs.})(0.064 \text{ Dólares/KW} - \text{Hr}) = 394240 \text{ DOLARES.}$$

$$CE = 2188000 \text{ DOLARES.}$$

$$CPR = 123000 \text{ DOLARES.}$$

Llevando los costos de operación al final del año 2, ya que en este año el equipo inicia su operación.

$$P = (394240.0) \frac{(1 + 0.18)^2 - 1}{(0.18)(1 + 0.18)^2} = 1607539.524$$

Nuestro nuevo diagrama de flujo de caja quedará de la siguiente manera:

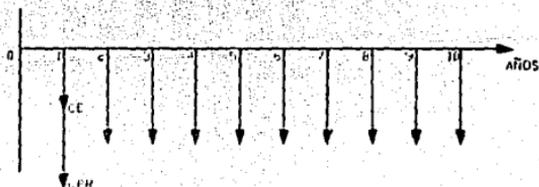


FIGURA 6.4 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (PROVEEDOR "B").



Y por lo tanto, el valor presente del costo de operación y de la inversión en el equipo.

$$P(\text{CO}) = (1607539.524) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1154509.856$$

$$P(\text{CE y CPR}) = (2188000) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1571387.532$$

Nuestro nuevo diagrama de flujo de caja quedaría como se muestra en la figura siguiente:



FIGURA 6.5. DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (VALOR PRESENTE PROVEEDOR "B").

Y por lo tanto, el capital presente equivalente es:

$$\text{CPE} = 1154509.856 + 1571387.532 = 2725897.388 \text{ DOLARES.}$$

### 6.5 EVALUACION DEL PROVEEDOR "C".

$$\text{CO} = (790 \text{ KW})(8000 \text{ Hrs.})(0.064 \text{ Dólares/KW} \cdot \text{Hr}) = 404480 \text{ DOLARES.}$$

$$\text{CE} = 2293944.99 \text{ DOLARES.}$$

$$\text{CPR} = 273465 \text{ DOLARES.}$$

Llevando los costos de operación al final del año 2, ya que en este año el equipo inicia su operación.

$$P = (404480.0) \frac{(1+0.18)^2 - 1}{(0.18)(1+0.18)^2} = 1649293.797$$

Nuestro nuevo diagrama de flujo de caja quedará de la siguiente manera:

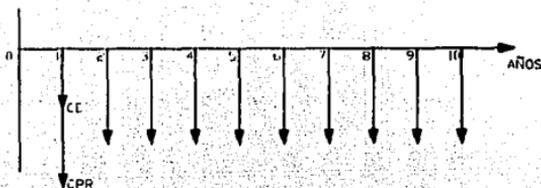


FIGURA 6.6 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (PROVEEDOR "C").

Y por lo tanto, el valor presente del costo de operación y de la inversión en el equipo.

$$P(\text{CO}) = (1649293.797) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1184797.125$$

$$P(\text{CE y CPR}) = (2567409.99) \frac{1}{(1+0.18)^2} = 1843873.88$$

El nuevo diagrama de flujo de caja sería el mostrado en la figura siguiente:

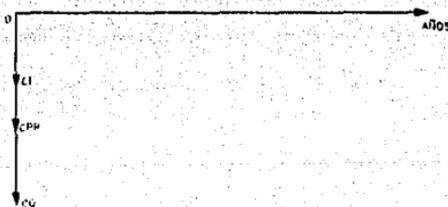


FIGURA 6.7 DIAGRAMA DE FLUJO DE CAJA (VALOR PRESENTE PROVEEDOR "C").

Y por lo tanto, el capital presente equivalente es:

$$\text{CPE} = 1184497.125 + 1843873.88 = 3028371.005 \text{ DOLARES.}$$

## 6.6 RECOMENDACION COMERCIAL.

Como se observa en los resultados, la mejor alternativa económicamente hablando es la del proveedor "A" pero como este proveedor no cumple técnicamente se elige al

## ANÁLISIS DE COSTOS.



proveedor "B", que es el que cumple técnicamente y le sigue en precio al proveedor "A". Por lo tanto, el mejor proveedor para que se le otorgue el pedido es el proveedor "B".

La evaluación comercial solo se realiza cuando existen mas de dos proveedores que cumplan técnicamente, en este caso solo se realizó como un ejemplo, como se indicó al inicio de este capítulo.

**- CONCLUSIONES -**

## CONCLUSIONES



En el transcurso de las actividades de un ingeniero se encuentra frecuentemente con decisiones que debe tomar en función de tecnología y economía, es necesario que las soluciones sean técnicamente correctas y al mismo tiempo económicamente aceptables, y para poder tomar tales decisiones, medir en pesos y centavos las consecuencias de las diferentes propuestas y al final tomar la más adecuada; por lo que se requiere un criterio tanto técnico como económico.

En la actualidad los diferentes problemas humanos asociados al fenómeno económico han hecho que a menudo que el ingeniero se desatienda de dichos problemas en los sistemas que proyecta para concretarse en los aspectos técnicos susceptibles de un análisis objetivo y exacto.

Esta posición es desafortunada por que los problemas técnicos han llegado a ser de tal manera complejos y especializados, que las personas sin conocimientos de ingeniería encuentra difícil y a veces imposible, comprender los aspectos técnicos de alguna propuesta, relacionados con su valía económica, de esta manera el ingeniero observa en algunas ocasiones que se desechan propuestas bien fundadas o se aceptan propuestas inconvenientes, por que alguna persona no tuvo los elementos de juicio necesarios para entender cabalmente su significado y sus implicaciones técnico-económicas.

Por lo tanto es necesario que el ingeniero abandone el papel pasivo que en ocasiones asume en relación con problemas técnicos económicos y humanos que plantea su profesión y adaptar en cambio una actitud creativa para llevar a una solución correcta de todos los problemas que se le presenten, para beneficio de la industria.

Por tales motivos en el presente se ha hecho una evaluación técnica y económica antes de la adquisición del equipo. En este se realizaron los cálculos termodinámicos con la finalidad de corroborar la información de los diferentes proveedores y se ha puesto un gran interés en que proporcione la mayor información técnica posible, con es: el peso molecular, la relación de calores específicos, la eficiencia volumétrica la capacidad del equipo la potencia requerida, el alcance de suministro, etc. Esto con la finalidad de poder valorar todo el equipo periférico y equipos auxiliares; entre los cuales están: las botellas eliminadora de pulsaciones, sistema de lubricación, tablero de control, etc.



## CONCLUSIONES



También se ha hecho una comparación de la información suministrada por los fabricantes, donde se ha podido ver las ventajas y desventajas de uno y otro

Cuidando los conceptos fundamentales tales como que el equipo pueda cumplir con las condiciones de operación, se dé el alcance de suministro requisitado y por ende dando una mayor confiabilidad en el funcionamiento, menos gastos de mantenimiento, menos paros no programados; lo cual se verá reflejado en un menor gasto de reparación y pérdidas de producción.

Es importante recalcar que los compresores son "trajes a la medida", por tal razón los proveedores deben de suministrar toda la información necesaria a fin de que ésta sea corroborada por el ingeniero que hace la evaluación.

El método de cálculo indicado en el presente, no es único, pero tiene ventajas que otros métodos no tienen (Método de Mollier), ya este último requiere un diagrama para cada mezcla de gases a comprimir, es por esta razón que no es muy usado en el cálculo de compresores de proceso, ya que por lo general estos manejan siempre mezclas de diferentes gases.





**- APENDICES -**

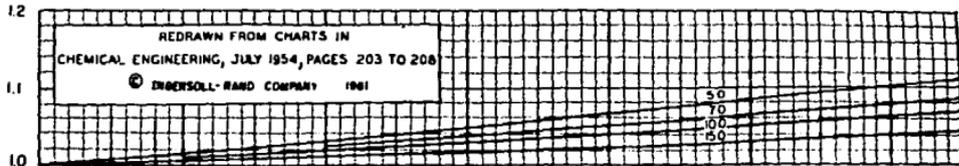


APENDICE "A" (CONSTANTES FISICAS DE LOS GASES).

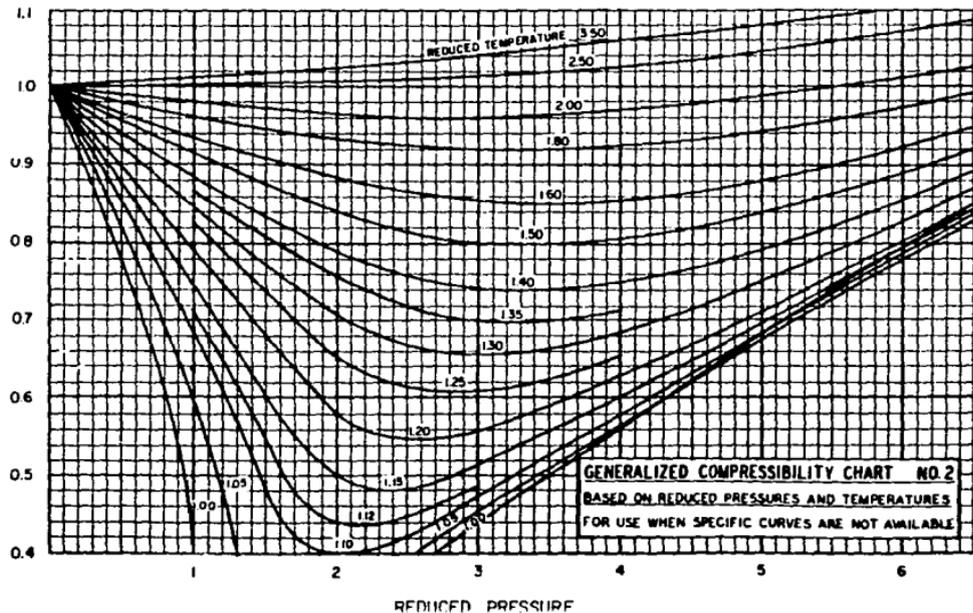
COMPLETO	FORMULA	PESO MOLECULAR	C <sub>p</sub> Y K A 1.01235 BARS Y 0 °C		CONSTANTES CRITICAS		MC <sub>p</sub> A 0 °C	MC <sub>p</sub> A 25 °C	MC <sub>p</sub> A 100 °C
			C <sub>p</sub>	K	P <sub>c</sub> (BARS)	T <sub>c</sub> (°K)			
ACETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.036	1.6345	1.243	61.4	308.3	42.56	43.72	47.62
AIRE	N - O <sub>2</sub>	28.966	1.6048	1.400	37.7	132.4	29.11	29.11	29.11
AMONIACO	NH <sub>3</sub>	17.032	2.0323	1.317	112.8	405.5	34.61	35.08	37.25
BENCENO	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.108	0.9429	1.128	49.0	562.2	73.65	82.09	105.05
1,2-IBUTADIENO	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54.088	1.3934	1.124	45.0	443.7	75.37	80.17	93.71
1,3-IBUTADIENO	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54.088	1.3615	1.128	43.3	425.4	73.65	79.72	95.75
N-BUTANO	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.120	1.5625	1.101	38.0	425.2	90.84	97.83	117.83
ISOBUTANO	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.120	1.5433	1.102	36.5	408.1	89.70	97.10	118.08
N-BUTENO	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.104	1.4160	1.117	40.2	419.6	79.45	85.74	103.31
ISOBUTENO	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.104	1.4872	1.111	40.0	417.9	83.44	89.03	105.66
BUTILENO	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.104	1.4687	1.112	41.0	428.6	82.41	87.86	103.88
DIOXIDO DE CARBONO	CO <sub>2</sub>	44.019	0.8223	1.299	73.8	304.2	36.19	37.04	39.80
MONOXIDO DE CARBONO	CO	28.010	1.0467	1.397	35.0	132.9	29.32	28.97	28.83
CLOPO	CL <sub>2</sub>	70.914	0.4731	1.330	77.2	417.2	33.55	33.85	35.03
ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.068	1.6462	1.202	48.8	305.4	49.50	52.88	62.72
ALCOHOL ETILICO	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46.069	1.5240	1.135	63.8	516.3	70.21	73.49	84.10
ETILENO	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.052	1.4562	1.256	50.3	282.4	40.85	43.58	51.42
N-HEXANO	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.172	1.5416	1.067	30.1	507.4	132.85	143.24	172.90
HELIO	He	4.003	5.200	1.667	2.3	5.2	20.82	20.82	20.82
HIDROGENO	H <sub>2</sub>	2.016	14.3649	1.404	13.0	33.33	28.96	28.66	28.41
ACIDO SULFHDRIICO	H <sub>2</sub> S	34.076	0.9797	1.333	90.1	373.5	33.38	33.53	34.58
METANO	CH <sub>4</sub>	16.042	2.1637	1.316	46.1	190.6	34.71	35.80	39.62
ALCOHOL METILICO	CH <sub>3</sub> OH	32.042	1.3398	1.241	60.9	512.6	42.93	45.08	51.11

## CONTINUA APENDICE "A" (CONSTANTES FISICAS DE LOS GASES).

COMPIESTO	FORMULA	PESO MOLECULAR	C <sub>p</sub> Y K A 1.01235 BARS Y 0 °C		CONSTANTES CRITICAS		MC <sub>p</sub> A 0 °C	MC <sub>p</sub> A 25 °C	MC <sub>p</sub> A 100 °C
			C <sub>p</sub>	K	P <sub>c</sub> (BARS)	T <sub>c</sub> (°K)			
NITROGENO	N <sub>2</sub>	28.016	1.0467	1.397	126.2	126.2	29.32	28.97	28.74
N-OCTANO	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.224	1.5349	1.050	24.9	568.8	175.33	189.39	228.04
OXIGENO	O <sub>2</sub>	32.00	0.9196	1.396	50.8	154.8	29.34	29.21	29.61
N-PENTANO	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	1.5541	1.080	33.7	469.7	112.12	120.83	145.36
ISOPENTANO	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	1.5248	1.082	33.8	460.4	110.02	119.02	144.76
PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.094	1.5516	1.139	42.5	369.8	68.42	73.85	89.58
PROPILENO	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.078	1.4202	1.162	46.1	364.8	59.76	63.96	76.15
BIOXIDO DE AZUFRE	SO <sub>2</sub>	64.060	0.6029	1.275	78.9	430.7	38.62	39.43	42.11
TOLUENO	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92.134	1.0224	1.097	41.1	591.8	94.21	104.16	131.24
AGUA	H <sub>2</sub> O	18.016	1.8715	1.328	221.2	647.4	33.72	33.42	33.09
GAS NATURAL	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	19.27	1.799	1.316	46.2	211.1	34.66	35.90	37.60



COMPRESSION FACTOR  $Z = \frac{PV}{RT}$



APENDICE "B" (CARTA GENERALIZADA DE COMPRESIBILIDAD).



**- BIBLIOGRAFIA -**



## **BIBLIOGRAFIA**



- Atlas Copco.

Manual.

Banelly-Valdemoro.

Madrid, España, Diciembre 1988.

- Compressed Air and Gas

Handbook.

John P. Rollins.

4<sup>th</sup> Edition.

- H. F. Rase y M. H. Barrow.

Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso.

7a. Edición.

C.E.C.S.A., Febrero 1981.

- Huang, Francis F.

Ingeniería Termodinámica.

4a. Edición.

Compañía Editorial Continental, S. A. de C. V., México.

- Hydrocarbon Processing.

Julio 1994, Vol. 73 No. 7, Revista Mensual.

Allen Parkway, Houston Texas, U.S.A.

- Lelan, T. Blanck, Anthony J. Tarquin.,

Ingeniería Económica.

3a. Edición

McGraw Hill, México, Enero 1993.



## **BIBLIOGRAFIA**



- Lubrication, Shaft-Sealing And Control - Oil Systems for Special - Purpose Applications.  
American Petroleum Institute, (A.P.I. - 614).

2<sup>nd</sup> Edition.

Washington , D.C., U.S.A., January 1984.

- Mataix, Claudio.

Mecánica de Fluidos

2a. Edición.

HARLA México, 1982.

- Metallic Materials Specification.

Handbook

Robert B. Ross.

2a. Edition.

John Wiley & Sons, Inc.

New York, U.S.A.,

- Moring Faires, Virgil / Max Simmang, Clifford.

Termodinámica.

6a. Edición.

U.T.E.H.A., México.

- Reciprocating Compressors for General Refinery Services.

American Petroleum Institute (A.P.I. - 618).

3<sup>rd</sup> Edition.

Washington , D.C., U.S.A., February 1986

- Richard, N. Greene.

CRANE, Compresores, Selección, Uso y Mantenimiento.

1a. Edición.

McGraw Hill, México, Octubre 1993.



## BIBLIOGRAFIA



- Robb, Luis A.

Diccionario de Inglés para Ingenieros.

1a. Edición.

C.E.C.S.A., México, 1991.

- Rogers & Mayhew

Engineering Thermodynamics Work & Heat Transfer.

4<sup>th</sup> Edition.

Longman Scientific & Technical.

England, 1992.

- II Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera.

Instituto Mexicano del Petróleo.

1978

- Severs, W. H. y Dogler H. F.

Energía Mediante el Vapor de Agua, Aire y Gas.

Reverté, España, 1973.

- V. Kadambi, Manohar Prasad.

Conversión de Energía , Vol. 2,

Editorial LIMUSA, S.A., México, 1984.

- V. Kadambi, Manohar Prasad.

Conversión de Energía , Vol. 3.

Editorial LIMUSA, S.A., México, 1984.

- Wark, Kenneth.

Termodinámica.

1a. Edición en español. (Cuarta Edición).

Editorial Interamericana, México, 1984.

