

00568
1
29

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

FACULTAD DE QUIMICA



MANUAL DE DISEÑO DE EQUIPO ROTATORIO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS
(INGENIERIA QUIMICA)

P R E S E N T A

JORGE LUIS AGUILAR GONZALEZ

MEXICO, D. F.

1990.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.

**MANUAL DE DISEÑO DE
EQUIPO ROTATORIO**

INDICE GENERAL

	PAG.
CAPITULO 1. INTRODUCCION	1.1
CAPITULO 2. INTRODUCCION A LOS COMPRESORES	2.1
CAPITULO 3. COMPRESORES RECIPROCANTES	3.1
CAPITULO 4. COMPRESORES DINAMICOS	4.1
CAPITULO 5. INTRODUCCION A LAS BOMBAS	5.1
CAPITULO 6. BOMBAS CENTRIFUGAS	6.1
CAPITULO 7. CONCLUSIONES	7.1

CAPITULO 2.

INDICE DE FIGURAS

2.01	Clasificación de compresores.	2.4
2.02	Diferentes etapas en el ciclo del compresor reciprocante.	2.8
2.03	Diagrama teórico P-V para un compresor reciprocante de dos etapas para descargar a 100 psig.	2.10
2.04	Etapas en la compresión para un compresor rotatorio de aletas deslizantes.	2.12
2.05	Tipos de tarjetas indicadoras obtenidas por cualquier compresor rotatorio con puertos fijos integrales.	2.14
2.06	Compresor rotatorio de anillo líquido típico.	2.15
2.07	Ciclo de operación de un compresor rotatorio de lóbulos rectos.	2.18
2.08	Secciones ilustrativas de un típico compresor rotatorio de lóbulo helicoidal.	2.21

2.09	Etapas en la compresión para un compresor rotatorio de lóbulo helicoidal típico.	2.22
2.10	Compresor centrífugo típico de una etapa con impulsor montado en voladizo.	2.25
2.11	Sección transversal de un compresor centrífugo multietapa.	2.26
2.12	Arreglos típicos de compresores centrífugos.	2.27
2.13	Sección transversal de un compresor dinámico de flujo axial.	2.28
2.14	Diagrama de variaciones de presión y velocidad dentro de un eyector a vapor manejando aire.	2.29
2.15	Arreglos típicos de eyectores con sus enfriadores y condensadores.	2.31
2.16	Tarjeta indicadora teórica que muestra los diferentes procesos de compresión.	2.33
2.17	Relación $(n-1)/n$ contra exponente adiabático.	2.35
2.18	Relación politrópica de temperaturas contra $(n-1)/n$.	2.36

2.19 Tarjeta indicadora teórica combinada de un compresor 2.38
reciprocante de dos etapas, con interenfriamiento
perfecto.

2.20 Gráfica para la estimación de potencia λ a la E. 2.44

CAPITULO 3.

INDICE CE FIGURAS

3.01	Compresor vertical de dos etapas, de cilindro abierto	3.9
3.02A	Compresor vertical de cilindro abierto, de dos etapas enfriado por aire.	3.9
3.02B	Sección transversal de la unidad mostrada en la figura 3.02A.	3.9
3.03A	Compresor horizontal enfriado por agua, para trabajo pesado.	3.10
3.03B	Compresor vertical de una etapa enfriado por agua.	3.11
3.03C	Compresor horizontal de una etapa enfriado por agua.	3.11
3.04A	Compresor con arreglo de cilindros en ángulo de dos etapas, enfriado por agua con interenfriador integrado con tubos aletados.	3.12
3.04B	Compresor con arreglo de tres etapas y tres cilindros en ángulo.	3.12

3.05	Compresor de dos etapas con cilindros horizontalmente opuestos.	3.13
3.06	Compresor accionado por motor sincrónico con arreglo típico duplex horizontal.	3.14
3.07	Compresor con arreglo integral a vapor.	3.14
3.08	Compresor con arreglo de cilindros opuestos (Las unidades menores en el rango de 500 a 2000 Hp operan a 1000 rpm aprox.)	3.15
3.09	Unidad con arreglo en V de un compresor con motor de combustión interna integral.	3.15
3.10	Compresor de 4000 Hp con motor de combustión interna integral.	3.16
3.11	Esquema de un compresor para trabajo pesado de cuatro cilindros horizontalmente opuestos, construido con único cigueñal, con potencias de 200 a 12000 Hp.	3.17
3.12	Compresores de gas multietapa y multiservicio de ocho cilindros, 3500 Hp, en una planta de amoníaco.	3.18
3.13	Compresor paquete enfriado por aire.	3.18

3.14	Compresor compacto completamente empacado para trabajo pesado, enfriado por agua.	3.19
3.15	Compresor empacado de alta velocidad accionado por motor eléctrico.	3.20
3.16	Compresor empacado para trabajo pesado accionado por motor a gas.	3.20
3.17	Válvula tipo dedo típica.	3.25
3.18	Válvula del tipo de canales amortiguados.	3.26
3.19	Válvula tipo hoja (mostrando el método de operación)	3.27
3.20	Válvulas de entrada y descarga tipo anillo.	3.27
3.21	Tarjeta identificadora de un cilindro de doble efecto.	3.29
3.22	Gráfica de calor cedido al agua de enfriamiento en la chaqueta y la cabeza del cilindro.	3.29
3.23	Arreglo típico de dos cilindros en tandem de acción simple opuesta.	3.43

3.24	Arreglo típico de un embolo de acción simple.	3.44
3.25	Cilindro típico de baja presión y alta capacidad.	3.45
3.26	Arreglo típico mostrando atrapador de barra de cola.	3.46
3.27	Cilindro tipo "Billet" de acero forjado.	3.46
3.28	Cilindro típico con camisa mojada.	3.46
3.29	Par típico de anillos de empaque mecánico.	3.50
3.30	Esquema de piezas espaciadoras clase 1, usada en compresores lubricados, y clase 2, usadas en compresores no lubricados.	3.50
3.31	Esquema de la operación con 3 etapas de control.	3.56
3.32	Indicador progresivo para operación con un número infinito de etapas de control.	3.58
3.33	Mecanismos típicos de descargadores.	3.58
3.34	Diagramas de operación con 5 etapas de control usando bolsas de claro.	3.59

3.35	Mecanismos típicos de válvulas para control por bolsas de claro.	3.60
3.36	Velocidad del sonido en el aire a nivel del mar.	3.64
3.37	Factor multiplicador de volumen desplazado contra presión en la línea.	3.67
3.38	Hoja de datos API-618.	3.74
3.39	Hoja de datos (formato abreviado).	3.96

CAPITULO 4

INDICE DE FIGURAS

- | | | |
|------|---|------|
| 4.01 | Arreglo serie tandem de dos carcazas horizontalmente partidas. Compresor de aire de doble succión en la primera etapa. | 4.11 |
| 4.02 | Vista de un compresor similar de la figura 4.01 con las carcazas abiertas. | 4.12 |
| 4.03 | Compresores de partición horizontal con un total de 16000 Hp en una planta catalitica. | 4.12 |
| 4.04 | Vista seccional de un compresor reforzador (booster) de partición vertical. Etapa simple en servicio de gas en un gasoducto. | 4.13 |
| 4.05 | Arreglo serie tandem de compresores de partición vertical. | 4.14 |
| 4.06 | Sección transversal de un compresor multietapa de partición vertical. | 4.15 |
| 4.07 | Instalación de un tren de diez compresores multietapa manejando gas natural. Las diez unidades están en un arreglo de siete etapas de compresión. | 4.16 |

- 4.08 Compresor centrifugo tipo "paquete" enfriado por agua. 4.17
- 4.09 Compresor centrifugo tipo paquete de cinco etapas. 4.18
- 4.10 Arreglo tipico de una unidad de carcaza multiple. 4.19
- 4.11 Trayectoria del flujo a traves de un compresor de carcazas multiples. 4.19
- 4.12 Curva caracteristica carga-capacidad de un compresor de carcaza multiple. 4.20
- 4.13 Curva tipica de funcionamiento global de un compresor de carcaza multiple. 4.21
- 4.14 Efecto del angulo del alabe sobre las caracteristicas de funcionamiento del compresor centrifugo. 4.26
- 4.15 Arreglo interno de un compresor de particion horizontal multietapa. 4.27
- 4.16 Detalle de varios sellos laberinticos y arreglo del piston de balance con respecto a los impulsores. 4.29

4.17	Rotor típico de siete etapas, mostrando tambor de balance a la izquierda.	4.29
4.18	Detalles de un cojinete radial de zapatas basculantes	4.36
4.19	Detalles de un cojinete de empuje tipo Kingsbury.	4.37
4.20	Sellado laberíntico de la flecha.	4.44
4.21	Sellos laberínticos sencillo e intercalado.	4.44
4.22	Inyección o extracción de gas a sellos laberínticos.	4.45
4.23	Sello de anillo de restricción.	4.46
4.24	Sello mecánico (o de contacto).	4.47
4.25	Sello de película líquida con casquillo cilíndrico.	4.48
4.25A	Sello de película líquida con casquillo de bombeo.	4.48
4.26	Diseños de impulsor. Abierto, semicerrado y cerrado.	4.54

4.27	Triangulo de velocidad de salida del impulsor.	4.55
4.28	Triangulo de velocidad de entrada al impulsor.	4.56
4.29	Triangulo de velocidad del impulsor.	4.57
4.30	Alabes radiales.	4.58
4.31	Alabes curvadas hacia adelante.	4.58
4.32	Alabes curvadas hacia atras.	4.59
4.33	Efecto de la forma del alabe a la salida del impulsor (curvas ideales).	4.60
4.34	Curva caracteristica de carga actual del compresor.	4.61
4.35	Perdidas por incidencia.	4.61
4.36	Triangulo de velocidad actual de salida del impulsor.	4.63
4.37	Caracteristicas adimensionales.	4.63
4.38	Tipos de mapas de comportamiento dimensional.	4.64
4.39	Mapa tipico de comportamiento dimensional.	4.68

4.40	Rango de flujo, margen de surge y turndown.	4.70
4.41	Rango de flujo, carga y eficiencia de una etapa con difusor con vanos, contra otra de difusor sin vanos.	4.71
4.42	Efecto del número de Mach sobre el comportamiento de etapa.	4.73
4.43	Eficiencia pico contra velocidad específica.	4.82
4.44	Predicción de la reducción en el coeficiente de fricción de película, cuando se maneja gas natural en lugar de aire.	4.84
4.45	Relación entre la velocidad específica y la forma del disco del impulsor.	4.86
4.46	Surge del sistema.	4.89
4.47	Distribución de velocidades en el impulsor.	4.91
4.48	Efecto de la incidencia en la acumulación de la capa límite.	4.93
4.49	Partes del impulsor de un compresor centrífugo.	4.94

4.50 Tipos de curva del sistema. 4.96

4.51 Efecto de la rotación de las aletas guía sobre las 4.100
características de un compresor de velocidad cte.

CAPITULO 5

INDICE DE FIGURAS

5.01	Clasificación de bombas.	5.4
5.02	Campo de cobertura aproximada para los tipos principales de bombas.	5.5
5.03	Bomba típica de una etapa, tipo voluta, de succión en el extremo.	5.7
5.04	Bomba típica tipo difusor.	5.7
5.05	Impulsor cerrado de álabes rectas, de succión sencilla.	5.8
5.06	Impulsores tipo abierto típicos.	5.8
5.07	Impulsor semiabierto (abierto con cubierta parcial)	5.8
5.08	Impulsor de flujo axial.	5.9
5.09	Impulsor abierto de flujo mixto.	5.9

5.10	Partes de un impulsor de doble succión.	5.10
5.11	Vista seccional de una bomba de flecha vertical con succión en el extremo, de doble voluta.	5.11
5.12	Sección transversal de una bomba de succión lateral con carcaza de doble voluta.	5.12
5.13	Bomba con carcaza de partición axial, succión lateral, impulsor de doble succión.	5.12
5.14	Bomba de una etapa, partición axial y succión inferior	5.12
5.15	Bomba de doble carcaza multietapa, con partición radial, succión superior.	5.13
5.16	Bomba de succión en el extremo y modificaciones.	5.14
5.17	Bomba multietapa y modificaciones.	5.15
5.18	Bomba vertical (sección de línea y cabezal)	5.16
5.19	Bomba horizontal tipo voluta de simple etapa,	5.17

doble succión.

5.20	Bomba vertical humeda de pozo, con tazón tipo difusor.	5.18
5.21	Forma de la curva carga-capacidad para varias bombas.	5.21
5.22	Bomba reversible (Gradner-Denver Co.)	5.22
5.23	Bomba magnética herméticamente cerrada. (Eastern Ind.)	5.24
5.24	Bomba de remolino, sección esquemática (Allis Chalmers)	5.25
5.25	Bomba de rotor inclinado.	5.28
5.26	Bomba de turbina regenerativa, funcionamiento esquemático.	5.30
5.27	Bomba de engrane externo.	5.34
5.28	Bomba de engrane interno.	5.36
5.29	Bomba de lobulo simple.	5.37

5.30	Bomba de doble l6bulo.	5.37
5.31	Bomba de triple l6bulo.	5.37
5.32	Bomba de l6bulo interno.	5.37
5.33	Bomba de tornillo de rotor simple.	5.39
5.34	Bomba de tornillo multiple, arreglo de boble extremo.	5.40
5.35	Bomba de tornillo multiple, arreglo de extremo sencillo.	5.40
5.36	Bomba de disco y tornillo.	5.41
5.37	Bomba de piston circunferencial externo.	5.42
5.38	Bomba de piston circunferencial interno.	5.42
5.39	Bomba de aletas flexibles.	5.42
5.40	Bomba de recubrimiento flexible.	5.42
5.41	Bomba de tubo flexible.	5.43
5.42	Principio de operaci6n de la bomba de vacio de anillo liquido NASH.	5.44

5.43	No existe.	
5.44	Eficiencia de la bomba en función de la velocidad específica y el tamaño.	5.50
5.45	Eficiencia volumétrica.	5.53
5.46	Relación "r".	5.53
5.47	Compresibilidad de algunos líquidos.	5.55
5.48	Extremo del líquido de una bomba recíprocante horizontal.	5.60
5.49	Extremo del líquido de una bomba recíprocante vertical	5.61
5.50	Extremo de transmisión de potencia de una bomba recíprocante vertical.	5.63
5.51	Extremo de transmisión de potencia de una bomba recíprocante horizontal.	5.64
5.52	Relación entre los diferentes conceptos de potencia para bombas rotatorias.	5.65

5.53	Variación de Qd, Q y S con Ptd, a N y viscosidad constantes.	5.68
5.54	Variación de Qd, Q y S con N a Ptd y viscosidad constantes.	5.68
5.55	Variación de Qd, Q y S con la viscosidad a N y P constantes.	5.69

CAPITULO 6
BOMBAS CENTRIFUGAS

6.01	Equilibrio de fuerzas radiales a flujo de diseño.	6.8
6.02	Desequilibrio de fuerzas radiales al operar a capacidad reducida.	6.9
6.03	Magnitud de la reacción radial F.	6.9
6.04	Carcaza de doble voluta y efecto en el equilibrio de la reacción radial.	6.10
6.05	Esquema de una bomba con carcaza tipo difusor radial.	6.11
6.06	Carcaza de difusor cónico.	6.11
6.07	Bomba con montaje de carcaza tipo pie.	6.12
6.08	Bomba con montaje de carcaza en línea de centros.	6.13
6.09	Bomba con montaje de carcaza tipo ménsula.	6.14
6.10	Bomba vertical tipo enlatada.	6.14
6.11	Bomba vertical tipo pozo profundo.	6.15
6.12	Bomba con partición radial, extracción posterior.	6.18
6.13	Curvas típicas de bombas centrifugas, tipo voluta o difusor radial.	6.19

6.14	Curva típica de una bomba tipo turbina regenerativa.	6.19
6.15	Curva típica de una bomba de álabes radiales, alta velocidad y difusor cónico.	6.20
6.16	Velocidad específica y forma típica de diferentes diseños de impulsor.	6.21
6.17	Impulsores tipo cerrado, abierto y semlabierto.	6.22
6.18	Impulsores de succión sencilla o doble.	6.23
6.19	Impulsores de flujo radial, axial y mixto.	6.23
6.20	Arreglo de empaquetadura típico.	6.27
6.21	Diferentes tipos de anillos de empaque.	6.28
6.22	Plan J para aplicaciones clogénicas (diseño de Sulzer-Bingham).	6.29
6.23	Esquema de definición del balanceo hidráulico en sellos mecánicos.	6.31
6.24	Sello mecánico no balanceado.	6.32
6.25	Sello mecánico balanceado.	6.33
6.26	Ilustración del dispositivo auxiliar de sellado.	6.34
6.27	Tapa de la caja del sello; A) Con casquillo de estrangulamiento y B) Plana.	6.35
6.28	Sello mecánico en fase vapor.	6.36

6.29	Planes de limpieza para sello primario.	6.41
6.30	Planes de limpieza para sellos secundarios.	6.42
6.31	Arreglo típico de cojinetes antifricción de bolas con lubricación por anillo de aceite.	6.46
6.32	Hoja de datos para bombas ANSI.	6.76
6.33	Hoja de datos para bombas API.	6.77
6.34	Tabla comparativa de bombas centrifugas.	6.84

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1

INTRODUCCION

Se ha definido como objetivo final de la ingeniería de proyectos el establecer, desarrollar y llevar a cabo los mecanismos para la realización de un proyecto dentro de límites aceptables de calidad, tiempo y costo. Claro está que estos tres parámetros son relativos y dependen de las necesidades de cada caso en particular, así que también queda comprendido dentro de las actividades de la ingeniería de proyecto el definirlos desde el principio como metas a alcanzar.

Los proyectos pueden ser de muy diversas clases y alcances, cubriendo gran cantidad de campos de aplicación. Sin embargo, cuando se trata de proyectos donde la ingeniería química tiene su más amplia y auténtica aplicación, los proyectos se limitan a aquellos relacionados con las plantas de proceso, incluyendo diseños básicos y de detalle, modificaciones y optimizaciones, mantenimiento y actualización, estudios de factibilidad, etc.

Al considerar el proyecto más completo de una planta de proceso, cubriendo desde la ingeniería conceptual y básica hasta la construcción y puesta en marcha, se encuentra que el costo de la ingeniería sólo representa una pequeña porción del costo total, sin embargo es en las diferentes etapas de ingeniería cuando se define la economía del proyecto global, ya que es cuando se toman las decisiones para la adquisición del equipo que repercuten inevitablemente en los costos de instalación, operación y mantenimiento. Es por lo tanto, un aspecto muy importante, que durante el desarrollo de la ingeniería se haga la selección del

mejor equipo que satisfaga las necesidades particulares del proyecto.

En el desarrollo del proyecto de una planta de proceso se deben realizar una serie de actividades relacionadas con el equipo requerido en la misma. Estas actividades comprenden principalmente:

- a) Diseño termodinámico.
- b) Determinación del tipo idóneo.
- c) Determinación del espacio requerido.
- d) Estimación del consumo de servicios.
- e) Especificación.
- f) Selección.
- g) Revisión y obtención de datos finales de diseño del fabricante.

Existen otras actividades al respecto, pero en un momento dado podrían quedar englobadas en alguna de las indicadas.

Dado que es de capital importancia, como se dijo antes, el cumplir con un programa de proyecto en cuanto a tiempo y considerando además que la definición completa del equipo es un antecedente necesario para el desarrollo de la ingeniería de varias especialidades, como son civil, eléctrica, tuberías, etc., las actividades mencionadas arriba se deben realizar de una manera oportuna.

Debido a lo anterior es deseable que el grupo de ingeniería responsable del equipo cuente con herramientas que le permitan, o le auxilien en el desempeño de sus actividades de la manera más eficiente posible, tanto en calidad como en tiempo. Así que de esta manera es como surge la necesidad de manuales de diseño que

concentren la información principal de una manera práctica y accesible y que además contengan los detalles sobresalientes y las diversas alternativas que se pueden seleccionar, así como sus implicaciones. Cabe mencionar que las principales firmas de ingeniería en el mundo invierten gran cantidad de recursos en la elaboración, actualización y mejora de estos documentos.

El presente manual de diseño de equipo rotatorio cuenta con los capítulos correspondientes a los dos grupos de equipo rotatorio (o turbomaquinaria) más empleados en la industria de proceso, como son los Compresores y las Bombas. Dentro del manual de diseño de equipo rotatorio, además, también estarían las Turbinas de Vapor, Turbinas de Gas, Motores Eléctricos y Generadores y Motores de Combustión Interna.

Cabe mencionar que se ha escogido a las Bombas para ser tratadas en este manual debido a la cantidad de aplicaciones que tienen, principalmente las Bombas Centrifugas, a las cuales se les dedica un capítulo especial.

También se escogieron los Compresores, que además de ser de frecuente aplicación en las plantas de proceso, representan probablemente los equipos rotatorios de mayor costo y complicación en cuanto a su diseño, especificación y selección, pues presentan una multitud de opciones. En este caso además del capítulo de Compresores en general se presentan capítulos especiales para cada uno de los dos tipos principales de compresor, los reciprocantes y los centrifugos, ya que son de gran aplicación y presentan características muy particulares.

Se debe mencionar que los equipos tratados en este Manual presentan una diferencia básica que tiene que ver con su costo principalmente, y es el hecho de que en general las bombas cuentan con repuesto, mientras que los compresores (especialmente en aplicaciones de proceso) no y la operación de la planta depende del correcto funcionamiento de ellos, por lo que son catalogados como equipos críticos o de "servicio especial" como lo define el API.

En el presente Manual se hace una recopilación de la principal información técnica publicada respecto a los equipos cubiertos, la cual fue procesada, ordenada y complementada con experiencias prácticas, eliminando con esto la dificultad que usualmente se presenta cuando se trata de obtener una referencia para el desarrollo de actividades relacionadas a estos equipos en un proyecto y que enfrenta al ingeniero a una multitud de artículos y publicaciones que tratan los diferentes tópicos desde muy diversos puntos de vista y profundidad y en ocasiones se dan criterios opuestos para un mismo detalle en diferentes publicaciones. Esto hace que el encontrar una respuesta satisfactoria en ocasiones consume demasiadas horas-hombre.

Este Manual pretende presentar la información de una manera ordenada, agrupándola por temas específicos, lo cual ahorrará tiempo y esfuerzo durante la práctica. Asimismo se presenta también lo básico de los aspectos teóricos con objeto de proporcionar un toque formativo que contribuya al enriquecimiento de la experiencia personal y la adquisición de una visión más

practica respecto a estos equipos.

En resumen el objetivo principal de este Manual es el de contribuir al mejor desarrollo de proyectos de ingeniería para plantas de proceso en cuanto al cumplimiento de los fines de la Ingeniería de Proyectos, tendiente a realizar las actividades relacionadas con el equipo rotatorio dentro de los límites de calidad, tiempo y costo aplicables.

CAPITULO 2

INTRODUCCION A LOS COMPRESORES

INTRODUCCION A LOS COMPRESORES

Propósito de la Compresión.

La compresión de un gas persigue un objetivo básico que es la entrega del gas a una presión mayor que la que originalmente tenía. La presión original puede variar desde valores absolutos muy bajos (del orden de micrones de agua) hasta varios cientos de libras por pulgada cuadrada. La elevación de presión también es muy variable pudiendo ser desde unas cuantas libras por pulgada cuadrada hasta varios miles de estas. Asimismo los volúmenes manejados pueden llegar a ser desde unos cuantos hasta cientos de miles de pies cúbicos por minuto.

La compresión puede tener varios propósitos entre los cuales se podrían citar los siguientes:

- Transmitir energía o potencia, como sucede en un sistema de aire comprimido para operar herramienta neumática.
- Para suministrar aire de combustión.
- Para transportar y distribuir gas, como en los casos de gasoductos y redes municipales de distribución de gas.
- Para circular algún gas a través de un proceso o sistema.
- Para producir las condiciones propicias para que se lleve a cabo alguna reacción química.
- Para producir y mantener niveles de presión reducidas realizando la eliminación de algún gas indeseable que fuga, fluye, se produce o simplemente está en el sistema.

Métodos de compresión.

Los métodos usados para lograr la compresión de un gas son cuatro, dos de ellos son de clase intermitente y los otros dos son de

clase continua. Estos cuatro metodos consisten en:

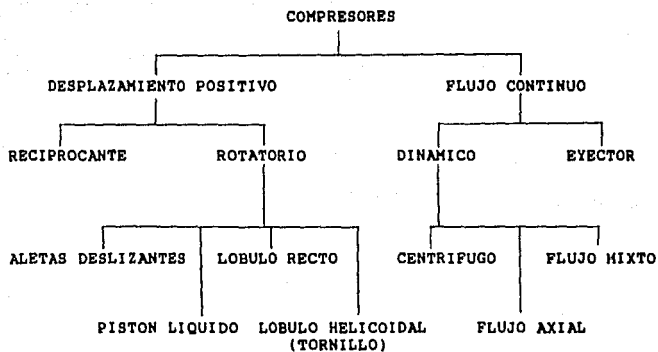
1.- Encerrar cantidades sucesivas de gas en algún tipo de encapsulado, reducir el volumen con el consiguiente incremento de la presión y después empujar o forzar al gas hacia afuera del encapsulado.

2.- Entrampar cantidades sucesivas de gas en algún tipo de encapsulado y transportarlo, sin cambio de volumen hacia la descarga, entonces comprimir al gas contra el flujo de descarga y finalmente forzar al gas hacia afuera del encapsulado.

3.- Compresión mediante la acción mecánica de impulsores que rotan rápidamente o rotores con alabes que imparten velocidad y presión al gas (la velocidad del gas adicionalmente es transformada en presión en difusores o alabes estacionarios).

4.- Arrastrar al gas en un chorro de alta velocidad del mismo gas o uno diferente o inclusive un liquido (el fluido de arrastre mas comunmente usado es vapor de agua) y después la velocidad de la mezcla es transformada en presión en un difusor antes de salir del equipo.

Los compresores que usan los metodos 1 y 2, incluidos en la clase de compresion intermitente, son conocidos como compresores de desplazamiento positivo. Los que emplean el método descrito en 3, son los conocidos como compresores dinámicos y pueden ser axiales o centrifugos. Los que emplean el método 4 son los conocidos como eyectores o eductores.



2.01 Clasificación de compresores.

Tipos de Compresores.

Los tipos principales de compresores se indican en la clasificación mostrada en la figura 2.01 y son definidos enseguida.

Las unidades de desplazamiento positivo son aquellas en las que volúmenes sucesivos de gas son confinados en un espacio cerrado y conducidos hacia un puerto de mayor presión.

Compresores Recíprocos. Son máquinas de desplazamiento positivo, en los cuales el elemento que comprime y desplaza al gas es un pistón o émbolo que tiene un movimiento recíproco dentro de un cilindro.

Compresores Rotatorios de Desplazamiento Positivo. Son máquinas en las que la compresión y desplazamiento del gas son efectuados por la acción positiva de elementos rotantes.

Compresores de Aletas Deslizantes. Son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales las aletas axiales se deslizan radialmente en un rotor montado excéntricamente en una carcasa cilíndrica. El gas atrapado entre las aletas es comprimido y desplazado.

Compresores de Pistón Líquido. Son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales se usa agua o algún otro líquido como pistón para comprimir y desplazar al gas.

Compresores de dos Impulsores de Lóbulo Recto. Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos lóbulos rectos compañeros que "embonan" uno en el otro, entrapan al gas y lo llevan de la entrada a la descarga. En estos ejes no hay compresión interna en la máquina.

Compresores de Lóbulos Helicoidales o Espirales. Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos rotores se intercalan (cada uno de forma helicoidal) y comprimen y desplazan al gas. Estos equipos son conocidos también como compresores de tornillo

Compresores Dinámicos. Son máquinas de flujo continuo, en las cuales el elemento que rota rápidamente acelera al gas conforme pasa a través de éste, convirtiendo la velocidad en presión parcialmente en el elemento rotante y parcialmente en alabes o difusores estacionarios.

Compresores Centrifugos. Son máquinas dinámicas en las cuales uno o mas impulsores rotantes, usualmente cubiertos en los lados

aceleran al gas. El flujo principal del gas en el impulsor es radial.

Compresores Axiales. Son máquinas dinámicas en las cuales la aceleración del gas es obtenida por la acción del rotor, con álabes asegurados en el extremo de los mismos, en este caso el flujo del gas es axial (paralelo al eje de rotación de los álabes).

Compresores de Flujo Mixto. Son máquinas dinámicas con impulsores que combinan algunas de las características de los tipos axial y centrífugo.

Eyectores. Son equipos en los que el uso de vapor o algún gas a alta velocidad provoca el arrastre del fluido manejado, después la velocidad de la mezcla es transformada en presión en un difusor.

Principios de Operación.

Cada compresor está constituido por uno o más elementos básicos. Un solo elemento o un grupo de elementos operando en paralelo, constituye un compresor de una etapa.

Muchos problemas de compresión involucran consideraciones que van más allá de la capacidad práctica de una sola etapa de compresión, por ejemplo, una relación de compresión muy grande (relación de compresión = presión de descarga/presión de succión) puede causar que la temperatura de descarga sea demasiado alta, involucrando problemas de diseño de equipo que no puedan resolverse al menos comercialmente. Es por esto que resulta necesario, a veces, combinar varios elementos o grupos de elementos en serie, en unidades multietapa, en las cuales se tendrán dos o más etapas de compresión. En estos casos frecuentemente el gas es enfriado entre

las etapas con objeto de reducir la temperatura y volumen del flujo a la siguiente etapa de compresión.

Se debe notar que cada etapa de compresión es un compresor básico en sí y que es dimensionado para que opere en serie con uno o más compresores básicos y que aún cuando todos ellos operan con la misma fuente de potencia (sobre la misma flecha) cada uno sigue siendo un compresor separado.

En los párrafos siguientes se hará una descripción introductoria, que delinie los principios de operación de cada uno de los tipos principales de compresor. Para algunos tipos se profundizará más adelante.

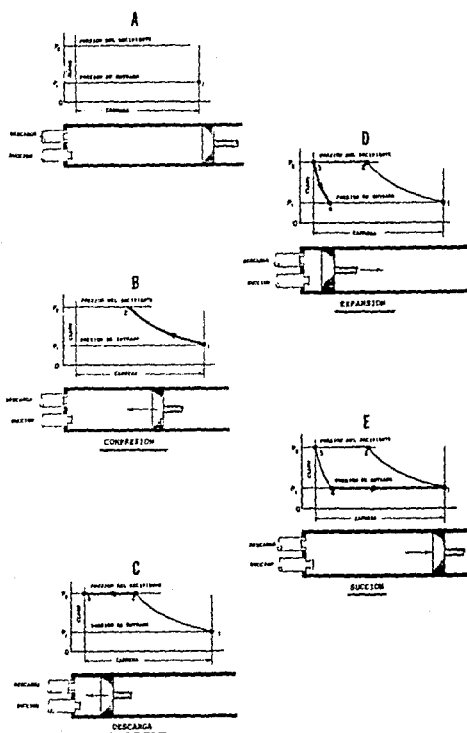
El Compresor Reciprocante. El elemento básico del compresor reciprocante es un simple cilindro, en el cual la compresión se lleva a cabo solo de un lado del pistón (acción simple). Una unidad en la cual se lleva a cabo la compresión a ambos lados del pistón (acción doble o doble efecto) consta de dos elementos de simple efecto, los cuales operan en paralelo en una sola fundición o cuerpo.

Los compresores reciprocantes usan válvulas cargadas automáticamente por resortes que abren únicamente cuando existe la presión diferencial apropiada a través de la válvula misma. Las válvulas de entrada o admisión abren cuando la presión dentro del cilindro es ligeramente inferior a la presión de entrada. Las válvulas de descarga abren cuando la presión en el cilindro es ligeramente superior a la presión de descarga.

Etapas en el Ciclo de Compresión de un Compresor Reciprocante.

Las diferentes etapas que conforman un ciclo de compresión en un

compresor recíprocante se muestran ilustrativamente en la figura 2.02



2.02 Diferentes etapas en el ciclo del compresor recíprocante.

El diagrama A muestra el elemento básico con el cilindro lleno de aire a la presión atmosférica (de entrada). En el diagrama teórico P-V, el punto 1 es el que representa el punto de partida para la compresión, ambas válvulas en esta posición se encuentran cerradas.

En el diagrama B se ilustra el viaje del pistón desde el extremo derecho hacia la izquierda, realizando así la compresión del gas, lo cual ocasiona que la presión se incremente desde P1 (presión de succión) hasta P2 (presión de descarga). En esta etapa del ciclo ambas válvulas todavía permanecen cerradas.

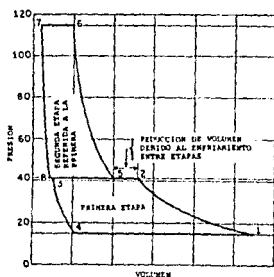
En el diagrama C el movimiento del pistón continúa hacia la izquierda pero la presión no se incrementa más allá del valor de P2 ya que la válvula de descarga se abre y el compresor comienza a entregar el gas comprimido al cabezal de descarga, este proceso se muestra en la trayectoria de 2 a 3 en el diagrama P-V, de esta forma el pistón continúa su viaje hasta el extremo izquierdo.

En el diagrama D el pistón inicia su viaje hacia la derecha, justo en ese momento la presión de la cámara disminuye ligeramente y la válvula de descarga se cierra, realizándose una expansión del gas atrapado en el claro (volumen remanente de gas en el cilindro cuando se encuentra el pistón en su posición extrema izquierda). La expansión del gas en el diagrama P-V se representa por la línea de 3 a 4 y se realiza con el consiguiente movimiento del pistón hacia la derecha.

En el diagrama E se muestra que el pistón continúa su viaje hacia la derecha pero dado que se ha alcanzado la presión P1 en el punto

4 un desplazamiento diferencial adicional hacia la derecha ocasiona que se abra la válvula de admisión forzando la entrada de aire al interior del cilindro hasta que se alcanza la posición extrema derecha. Esto se muestra en el diagrama P-V por medio de la línea que va del punto 4 al 1 con la cual se cierra el ciclo de compresión de la máquina tipo reciprocante, ya que en la posición 1 las válvulas cierran iniciándose el ciclo nuevamente.

En un compresor sencillo de dos etapas los cilindros son dimensionados de acuerdo a la relación de compresión, resultando que la segunda etapa se presenta de tamaño menor debido a que el gas ya ha sido parcialmente comprimido y enfriado (caso común pero no estrictamente necesario) y por lo tanto ocupa menos volumen que el que tenía a la entrada de la primera etapa, esto se presenta en el diagrama P-V de la figura 2.03.



2.03 Diagrama teórico P-V para un compresor reciprocante de dos etapas para descargar a 100 psig.

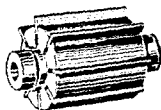
En la mencionada figura las condiciones antes del arranque son los puntos 1 y 5 para la primera y segunda etapa respectivamente, después de la compresión las condiciones son 2 y 6, la entrega del gas corresponde a las trayectorias de 2 a 3 y de 6 a 7, la expansión del gas atrapado en los claros de los cilindros se realiza en los trayectos de 3 a 4 y de 7 a 8 y por último la succión o llenado de las etapas se lleva a cabo de 4 a 1 y de 8 a 5, cerrando el ciclo.

Las gráficas que describen el comportamiento de un compresor recíprocante en la forma como se ha ilustrado en la figura 2.03 son conocidas como "tarjetas indicadoras (indicator card) del compresor". La mostrada concretamente en la figura 2.03 es una tarjeta indicadora teórica.

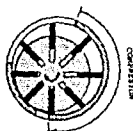
Compresor de Aletas Deslizantes. Este compresor rotatorio presenta como elemento básico, una carcasa cilíndrica con sus correspondientes tapas y el conjunto del rotor. Cuando opera a su presión de diseño, la tarjeta teórica indicadora de este compresor es idéntica a la del compresor recíprocante, sin embargo existe una diferencia importante. La unidad recíprocante tiene válvulas cargadas con resortes que abren automáticamente cuando existe una pequeña presión diferencial entre el exterior y el interior del cilindro. Las válvulas de descarga por lo tanto abren tan pronto se alcanza la presión del punto 2 (ver figura 2.02 diagrama B) y la válvula de entrada se abre tan pronto se alcanza el punto 4, aunque puede existir alguna pequeña variación en la presión de

descarga en cualquier momento sin afectar apreciablemente la forma de la tarjeta indicadora.

La máquina de aletas deslizantes, sin embargo, no cuenta con válvulas. El tiempo en el ciclo, cuando la entrada y descarga abren esta determinado por la localización de los puertos sobre los cuales las aletas pasan (ver figura 2.04). El puerto de entrada es normalmente amplio y está diseñado para admitir gas hasta el punto en que la "bolsa" entre dos aletas es lo mas grande posible; el espacio o bolsa entonces debe ser cerrado cuando el segundo alabe de cada bolsa pasa por el extremo del puerto de admisión.



ROTOR CON ALETAS DESLIZANTES
NO REFALICAS



EL GAS ES GRADUALMENTE COMPRIMIDO
CONFORME LAS BOLSAS SE HACEN MENORES



CONFORME EL ROTOR GIRA
EL GAS ES ATRAPADO EN LA
BOLSA FORMADA POR LAS ALETAS



EL GAS COMPRIMIDO ES EMPUJADO
HACIA EL PUERTO DE DESCARGA

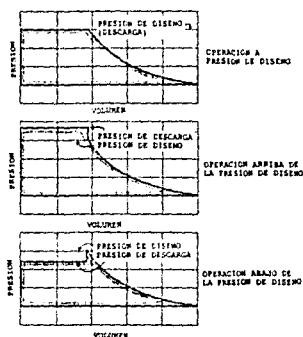
2.04 Estapas en la compresión para un compresor rotatorio de aletas deslizantes.

El volumen de la bolsa comienza a disminuir conforme el rotor gira y el gas es entonces comprimido. De esta manera la compresión continúa hasta que el puerto de descarga es alcanzado por el primer Alabe de la bolsa. De esta forma el compresor siempre comprime hasta el valor de diseño sin importar cual es la presión del receptor de descarga. El valor de la elevación de presión o compresión es independiente de las presiones de succión o descarga ya que únicamente depende de la relación de volúmenes entre máximo y el mínimo, de la bolsa o espacio entre aletas sucesivas.

El hecho de que siempre se comprima hasta el valor de diseño provoca una distorsión en el diagrama P-V, para los casos en que la presión de descarga sea menor que el valor fijado como de diseño.

Para aclarar lo anterior se puede ver la figura 2.05 en la cual se muestran en forma ilustrativa las características de operación de una unidad rotatoria de aletas deslizantes cuando descarga contra una presión igual a la de diseño (ver diagrama superior), a una presión mayor que la de diseño (diagrama intermedio) y menor que la de diseño (diagrama inferior). Esto es aplicable a cualquier unidad rotatoria con puertos fijos de compresión interna sin válvulas.

Mientras que el compresor recíprocante muestra una tarjeta identificadora similar a la de la figura 2.05 diagrama superior, sin importar los cambios que haya en la presión de descarga, el compresor rotatorio de puertos fijos requerirá una potencia ligeramente mayor a presiones diferentes a la de diseño como queda representado por los pequeños triángulos que se presentan en los extremos de la línea de compresión.



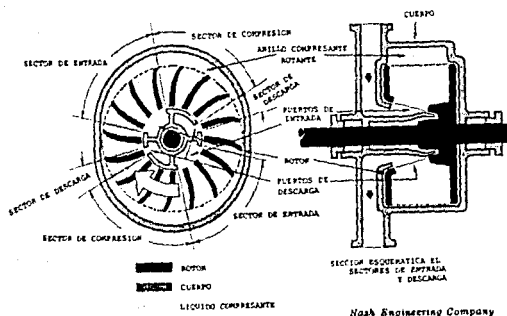
2.05 Tipos de tarjetas indicadoras obtenidas por cualquier compresor rotatorio con puertos fijos integrales.

Para relaciones de compresión elevadas o para mayor economía se hace necesario, también en este caso, el uso de etapas múltiples. Como en el caso de los compresores recíprocos, la segunda etapa es otra unidad básica de compresión diseñada para operar en serie con la primera, con una presión de entrada mayor y una capacidad volumétrica menor.

La combinación de las tarjetas indicadoras de las dos etapas resulta en un diagrama similar al mostrado en la figura 2.03.

Compresor de Anillo Líquido. En este tipo de unidades, la unidad de compresión básica usa un rotor con álabes múltiples curvadas hacia adelante que giran con respecto a un cono central que contiene los puertos de entrada y salida, los cuales conducen continuo de líquido, haciéndolo girar dentro de una carcasa

elíptica.



2.06 Compresor rotorario de anillo liquido tipico.

Los elementos básicos son: Carcaza, tapas o cabezas y rotor, ver figura 2.06. Una cierta cantidad de liquido es atrapada entre álabes adyacentes debido a la forma de la carcaza, lo cual crea un pistón de liquido. Los puertos en el cono central son fijos y contruidos en el propio elemento. No existen válvulas.

La forma elíptica de la carcaza esta dada usualmente por medio de dos casquetes (sweeps) excéntricos, los cuales son colocados diametralmente opuestos, con lo que se consigue el balanceo de cargas radiales.

Por cada revolución, se completan dos ciclos de compresión en cada camara del rotor. La compresión se realiza dentro de las bolsas o espacios que quedan entre los álabes del rotor, durante el viaje de dichos espacios desde el puerto de succión hasta el puerto de descarga. La tarjeta identificadora teórica para esta máquina es ilustrada en la figura 2.05 (parte superior). La localización de

los puertos debe diseñarse y contruirse para cada relación de compresión específica, las características de operación tenderán a ser como se muestra en la figura 2.05 (diagrama central e inferior) cuando la presión actual de descarga sea mayor o menor que la presión de descarga de diseño.

El enfriamiento de este tipo de unidades es directo en lugar de ser a través de las paredes de una carcaza o cilindro. El líquido adicional de enfriamiento es alimentado a la carcaza, donde entra en contacto directo con el gas que se está comprimiendo, el exceso de líquido es descargado con el gas y posteriormente separado de este en un separador convencional con mamparas o de tipo centrífugo. Debido al contacto íntimo entre el gas y el líquido, la temperatura final de descarga puede ser mantenida en valores cercanos a la de entrada del agua o líquido del pistón, sin embargo el gas a la descarga estará saturado del líquido compresante a la temperatura de descarga.

La cantidad de líquido que puede pasarse a través del compresor no es una variable crítica y puede variarse para obtener los resultados de enfriamiento deseados. La unidad puede manejar vapores saturados, gases con arrastres de líquidos y ocasionalmente también materiales extraños. Este tipo de unidades no son dañadas aún si una cantidad importante de líquido penetra inadvertidamente en la succión, como podría suceder a otro tipo de compresor.

Solo se requiere lubricación a los cojinetes que son localizados generalmente fuera de la carcaza. El gas o aire que se está comprimiendo queda por lo tanto libre de aceite. El líquido en sí

actúa como lubricante, medio de sello y de enfriamiento de la caja de empaques.

Se pueden conseguir mayores relaciones de compresión con el uso de etapas adicionales en la misma unidad o bien colocando máquinas en serie.

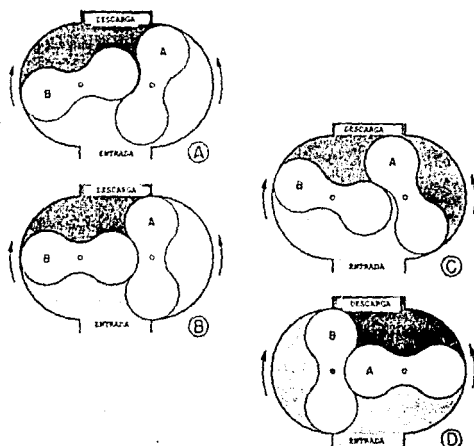
Compresor de Dos Impulsores de Lóbulo Recto. En esta máquina de desplazamiento positivo el elemento principal consta de una carcasa con dos rotores simétricos o impulsores, los cuales presentan una forma característica semejante a un cacahuete. Sin embargo existen compresores de estos que tienen tres lóbulos. Ambos rotores son mantenidos en fase para llevar a cabo la compresión por medio de engranes directores externos (timing gears) y rotan en direcciones opuestas.

Durante la operación de este tipo de compresores no hay compresión o reducción de volumen dentro del compresor, los rotores solamente desplazan al gas, transportándolo desde la succión hasta la descarga. La compresión se lleva a cabo por la tendencia a contraflujo del gas en la línea de descarga hacia el compresor en el momento en que el puerto de descarga se descubre. El desplazamiento del gas hacia el sistema de descarga se presenta entonces. Este tipo de unidades tampoco cuenta con válvulas.

En este tipo de compresores no hay contacto entre los rotores de tal forma que el sellado es solo por medio de claros muy estrechos, por lo que no se requiere de lubricación en la cámara del gas.

Un impulsor es accionado directamente y el otro es conducido como se dijo antes por medio de engranes directores. Debido a que ambos

rotores realizan la misma cantidad de trabajo, los engranes directores manejan el 50% de la potencia que el accionamiento entrega.



2.07 Ciclo de operación de un compresor rotatorio de lóbulos rectos.

La operación de este tipo de unidades puede visualizarse en los diagramas de la figura 2.07 donde el sombreado claro representa el gas a la presión de entrada, mientras que el obscuro representa al gas a la presión de descarga.

En el diagrama A, la cámara del lóbulo A está llena de gas a la presión de succión y la succión en sí terminará pronto. El lóbulo B está entregando gas a la presión de descarga.

En el diagrama B, el lóbulo A ha cerrado la entrada a su correspondiente cavidad pero aún no ha pasado el borde del puerto de descarga. El lóbulo B se encuentra todavía descargando.

En el diagrama C, el lóbulo A ha pasado el borde del puerto de descarga permitiendo con esto que el gas de la descarga penetre a la cámara, comprimiendo al gas que se encuentra dentro. El otro lado del lóbulo A está iniciando el ciclo de succión. En esta etapa el lóbulo B se encuentra todavía descargando.

En el diagrama D, el lóbulo A se encuentra en plena etapa de descarga en un lado, mientras que el otro se encuentra en plena etapa de succión. El lóbulo B ha concluido la fase de descarga para su primera cámara y la etapa de succión para su segunda cámara está a punto de rebasar el borde del puerto de descarga.

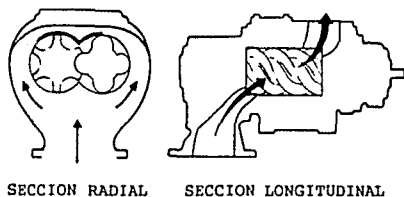
A través del ciclo anteriormente descrito, los rotores han girado 90 grados. En los siguientes 90 grados se completará un ciclo similar, realizando en este ciclo el lóbulo B lo que en el anterior realizó el lóbulo A y viceversa, de tal forma que en una revolución hay cuatro fases de entrega de gas a la descarga. La tarjeta identificadora teórica es un rectángulo.

Algunos diseños pueden manejar cantidades considerables de líquido arrastrado con el gas a la succión, si embargo otros deben ser protegidos contra esto. Por lo general este tipo de unidades son enfriadas por aire. Es factible obtener relaciones de compresión mayores con adecuados arreglos de máquinas en serie.

Compresor de Lóbulo Helicoidal o Espiral. Estas son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo que constan de un conjunto de dos rotores de forma helicoidal. Los elementos fundamentales de este tipo de máquinas son la carcasa con los dos rotores. En este caso los lóbulos de los dos rotores son diferentes entre sí, uno de ellos, el principal, es el macho que es conducido directamente por el accionador, este rotor tiene una forma que ajusta dentro de la cavidad del rotor hembra o rotor de compuerta. Aproximadamente del 85 al 90% de la potencia es usada por el rotor principal, mientras que el rotor de compuerta sólo requiere de 10 al 15%.

Existen dos tipos de compresores de lóbulos helicoidales, uno de ellos usa engranes directores (timing gears) para mantener ambos rotores adecuadamente en fase, este tipo no requiere lubricación y el sellado es por claros muy estrechos. El segundo tipo usa un baño de aceite, en el que se encuentran inmersos los rotores, el cual tiene como funciones lubricar, sellar y enfriar al gas que se está comprimiendo, en este tipo los engranes directores pueden a veces omitirse, sobre todo en unidades pequeñas.

Estas unidades realizan la compresión internamente. La relación de compresión de diseño está determinada por la localización del puerto de descarga y por el ángulo de enrollamiento de los lóbulos. No se cuenta con válvulas en este tipo de compresores. Los rotores pueden o no tener el mismo número de lóbulos, por lo general el principal cuenta con menos lóbulos que el de compuerta, de tal forma que debe girar a mayor velocidad.



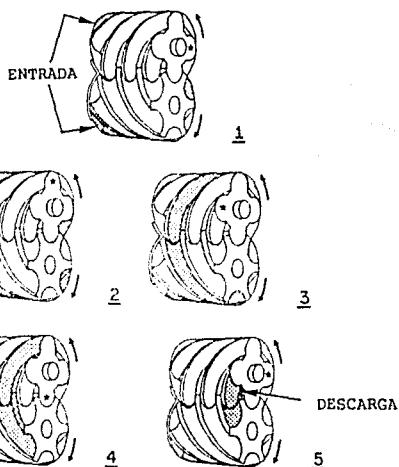
2.08 Secciones ilustrativas de un típico compresor rotatorio de lóbulo helicoidal.

Los diseños varían en el ángulo de la espiral y en el contorno de los lóbulos. La operación de un diseño dado se muestra en las figuras 2.08 y 2.09. La figura 2.08 muestra dos secciones transversales, ilustrando en la sección radial el área de entrada en un extremo. La sección longitudinal muestra el flujo de gas a través de la máquina.

En la figura 2.09 las porciones sombreadas muestran al gas que está siendo comprimido etapa por etapa, cuando se considera sólo una cavidad del rotor de compuerta y el correspondiente lóbulo del rotor principal durante una revolución de éste.

Las etapas de operación quedarían descritas como sigue:

1.- La cavidad del rotor compuerta está completamente abierta y se llena con el gas de entrada. La cavidad en el rotor principal está abierta a la entrada pero todavía no se ha llenado en su longitud total.



2.09 Etapas en la compresión para un compresor rotatorio de lóbulo helicoidal típico.

2.- La cavidad del rotor compuerta se ha cerrado y la correspondiente del rotor principal está llena pero aún abierta a la entrada.

3.- Ambos lóbulos se han movido y se encuentran juntándose ambas

cavidades, las cuales empiezan a reducirse.

4.- Las cavidades espirales llegan a ser mas pequeñas. El gas por lo tanto esta siendo comprimido y desplazado en dirección axial hacia el extremo de la descarga. A través de la secuencia de 1 a 4 la cubierta en el extremo de la descarga ha estado sellando el extremo de la cavidad.

5.- La descarga ha quedado descubierta a la cavidad y el gas comprimido esta siendo descargado.

Mientras estas 5 etapas estan sucediendo en una cavidad, las otras cavidades estan siguiendo el mismo ciclo.

El diagrama P-V para estas unidades es similar al de un compresor reciprocante si la relacion actual de compresión es igual a la de diseño. Si la relacion actual de compresión varia, la unidad sobre o subcomprimirá (ver figura 2.05) el efecto sobre la eficiencia es menor, considerando un amplio rango de relaciones de compresión.

Los compresores de lóbulos helicoidales pueden manejar cantidades razonables de liquido de arrastre, aunque los limites varian con cada diseño.

En este caso también es posible lograr mayores relaciones de compresión arreglando dos máquinas (elementos básicos) en serie. Ocasionalmente las dos etapas se pueden arreglar en la misma carcasa conectándolas co pasajes internos.

El compresor Dinámico

La compresión en cualquier compresor dinámico depende de la transferencia de energía al gas de un conjunto de alabes o paletas que se encuentran girando. El rotor realiza esta transferencia de energía cambiando el momentum (cantidad de movimiento) y presión del gas. El momentum, relacionado a la energía cinética, es entonces convertido a energía de presión disminuyendo la velocidad del gas en un difusor estacionario o bien en otro conjunto de alabes.

La designación centrífugo es usada cuando el flujo del gas es radial y la transferencia de energía es primordialmente debida a la acción centrífuga del impulsor sobre el gas.

La denominación axial aplica cuando el flujo del gas es paralelo a la flecha del compresor y la transferencia de energía es causada por la acción de una determinada cantidad de filas de alabes montadas sobre el rotor, cada una de estas hileras rotantes es seguida por una hilera de alabes estacionaria, sujeta a la carcasa.

La designación flujo mixto, es usada para denominar un equipo donde el flujo de gas es en una dirección entre axial y radial.

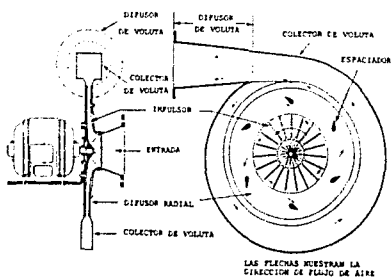
Aunque los compresores son de construcción diferente la misma teoría de diseño aerodinámico es aplicable a los tres tipos.

Los compresores dinámicos no presisan de lubricación interna y por lo tanto proporcionan gas libre de aceite en general, a excepción de los casos en los que existe fuga de aceite desde los sellos.

Los cojinetes de la flecha son por lo general externos a la carcasa.

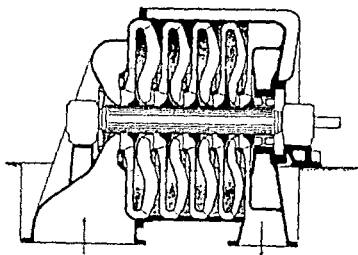
Compresor Tipo Centrifugo.

El compresor centrifugo básico tiene un impulsor con alabes radiales usualmente curvadas hacia atrás, que a menudo se encuentran encerradas entre dos tapas (shrouds). El gas es forzado a través del impulsor por la acción mecánica de un giro rápido de los albes del impulsor. La velocidad ganada por el gas es convertida en presión, parcialmente en el impulsor y parcialmente en los difusores estacionados que siguen al impulsor, la porción de energía de presión producida dentro del impulsor depende en si del diseño del mismo. La figura 2.10 ilustra las secciones tanto radial como longitudinal de un compresor centrifugo de simple etapa con alabes radiales, el cual utiliza un difusor y un colector tipo voluta.



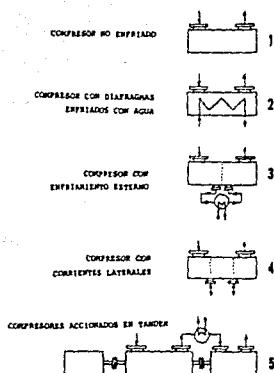
2.10 Compresor centrifugo tipico de una etapa con impulsor montado en voladizo.

Los compresores centrifugos de etapa múltiple utilizan mas de un impulsor arreglados en serie, cada uno con un difusor radial y un canal de retorno que separa, además, a impulsores sucesivos. El número de impulsores por carcasa depende de muchos factores, pero usualmente el limite se considera ocho o diez como máximo. La figura 2.11 ilustra una sección de un compresor típico multietapa sin enfriamiento.



2.11 Sección transversal de un compresor centrifugo multietapa.

Los compresores centrifugos, debido a sus características intrínsecas, son factibles de muchos arreglos, los principales se muestran en la figura 2.12.

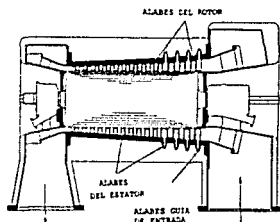


2.12 Arreglos típicos de compresores centrífugos.

Compresor de Flujo Axial.

Los compresores dinámicos de flujo axial son máquinas esencialmente de alta capacidad y velocidad, de características diferentes de las unidades centrífugas, una ilustración de un compresor axial se muestra en la figura 2.13. Cada etapa consta de dos hileras de álabes, una de ellas rotante y la otra estacionaria. Los álabes del rotor imparten velocidad y presión al gas conforme el rotor gira, la velocidad es posteriormente también convertida en presión en la hilera de álabes estacionarios. Con frecuencia aproximadamente la mitad de la elevación de presión se genera en los álabes del rotor, sin embargo esta relación depende del diseño particular de cada fabricante y es representada por la característica conocida como porcentaje de reacción de etapa y en cierta medida determina el número de etapas requeridas. La figura

2.13 muestra una unidad multietapa. Dado que el flujo es primordialmente axial no existe una acción apreciable de remolino.



2.13 Sección transversal de un compresor dinámico de flujo axial.

Compresor de Flujo Mixto.

Un tercer tipo de diseño resulta ser un caso intermedio entre los dos anteriores, el cual combina detalles de cada uno de los otros dos, es el compresor de flujo mixto. La aplicación de este tipo no es tan frecuente como la de los otros dos, debido a lo excesivamente largo que resulta ser cada etapa, esto mismo ocasiona que este tipo de compresores no se encuentre en diseños multietapa.

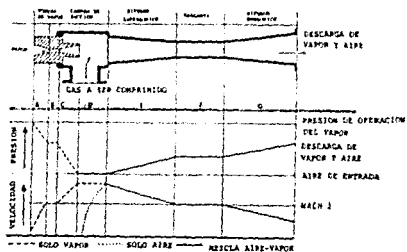
El Eyector.

Un eyector consiste básicamente de una tobera para manejar el vapor motriz o fluido de arrastre, de relativamente alta presión que descarga un chorro de alta velocidad a través de una cámara de succión en un difusor tipo venturi. El gas, cuya presión se desea incrementar, es arrastrado por el chorro hacia la cámara de succión. La mezcla en este punto tiene una alta velocidad y se encuentra a una presión ligeramente inferior a la presión del gas inducido. La compresión tiene lugar conforme la energía de

velocidad de la mezcla se va transformando en energía de presión en el difusor.

Los eyectores son principalmente usados para comprimir a partir de presiones inferiores a la atmosférica (vacío) hasta presiones positivas cercanas, también, a la atmosférica. Pueden, sin embargo, involucrar compresión hasta niveles mas altos de presión, en cuyo caso estos equipos son conocidos como "compresores térmicos". Aun cuando los principios de operación son los mismos para ambos tipos, las velocidades alcanzadas y las características desarrolladas son diferentes.

Cuando se usa como fluido motriz un líquido, se presenta un tercer tipo, que igualmente opera bajo los mismos principios. Este tipo es conocido como eductor y sus consideraciones particulares de aplicación son diferentes.



2.14 Diagrama de variaciones de presión y velocidad dentro de un eyector a vapor manejando aire.

En la figura 2.14 se ilustra un eyector que emplea como fluido

motriz vapor y en el cual el fluido inducido es aire. En esta figura se pueden visualizar los principios de operación. Los cambios en presión y velocidad se muestran ilustrativamente para cada una de las secciones del aparato. Los cambios de temperatura siguen muy de cerca a la curva de presión. El número de Mach igual al la unidad corresponde a la velocidad del sonido en el medio que esta fluyendo, para este ejemplo es aproximadamente 1000 ft/seg. Las siguientes notas se refieren a la figura 2.14.

A.- La velocidad subsónica del vapor es incrementada hasta Mach 1 en una tobera convergente, mientras que la presión disminuye.

B.- Es un sección de estabilización de presión y de la velocidad a Mach 1.

C.- La velocidad del vapor es incrementada hasta valores supersónicos en una tobera divergente conforme la presión sigue disminuyendo.

D.- Dado que la cámara de succión se encuentra a una presión inferior a la del aire, éste fluye hacia la cámara y es arrastrado por la corriente de vapor.

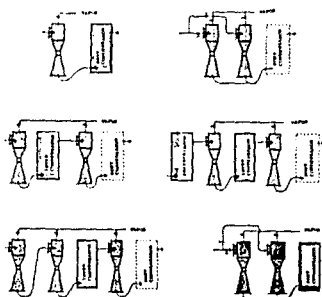
E.- La presión de la mezcla supersónica se incrementa en un difusor de converción hasta que la velocidad disminuye al valor de Mach 1.

F.- Esta es una sección de estabilización a presión constante y velocidad Mach 1 igualmente constante.

G.- La presión de la mezcla es incrementada mientras que la velocidad disminuye a un valor subsónico.

Los eyectores pueden ser arreglados tanto en serie, para lograr presiones de descarga mayores, como en paralelo, para lograr capacidades mayores. Cuando dos o mas eyectores a vapor son

colocados en serie, para formar un arreglo multietapa, es usual, si la temperatura del agua disponible es lo suficientemente baja, interponer un condensador entre etapas sucesivas con objeto de condensar el vapor motriz usado en el eyector precedente, así como algún otro componente condensable que pudiera estar presente en el gas que está siendo comprimido. Esto reduce considerablemente el consumo de vapor y el tamaño del eyector de la etapa siguiente, ya que la masa de la mezcla remanente a ser manejada es mucho menor.



2.15 Arreglos típicos de eyectores con sus enfriadores y condensadores.

La figura 2.15 muestra arreglos típicos, en la cual los condensadores mostrados, como es el caso general, pueden ser tanto barométricos como de superficie.

Los eyectores no tienen partes móviles, lo que reduce considerablemente los requerimientos de mantenimiento. Los eyectores desde luego, pueden manejar líquidos arrastrados en la corriente de gas, aunque no deben ser expuestos a un flujo estable

de líquido, y el líquido debe estar en forma de neblina ya que de no ser así la capacidad del eyector se reduce prácticamente a cero.

CICLOS DE COMPRESION

Dentro de los aspectos de mayor interés como usuario o ingeniero de aplicación de compresores se tiene en la determinación tanto del comportamiento, como de los requerimientos de potencia, servicios auxiliares y espacio para la instalación, de tal forma que éstos serán los puntos que se mencionarán en seguida, comenzando con las consideraciones más elementales, tales como los diferentes enfoques, desde el punto de vista termodinámico, para determinar el comportamiento y la potencia requerida.

Ciclos de Compresión.

En la práctica, básicamente son dos los enfoques sobre el proceso o ciclo de compresión que se consideran, los cuales son aplicables tanto a compresores de desplazamiento positivo como dinámicos. Un tercer proceso también es usado, pero dado que es una modificación, que involucra una eficiencia para representar un comportamiento más cercano a las condiciones actuales, no es en realidad un ciclo básico. Aún cuando ninguno de los dos procesos es comercialmente alcanzable, son de mucho uso como una base de cálculo y comparaciones.

Compresión Isotérmica.

Esta es obtenida por definición cuando la temperatura del gas que está siendo comprimido se mantiene constante conforme la presión se incrementa. Esto requiere de una continua remoción del calor generado en la compresión, este es el caso en que la compresión

sigue la ecuación 2.01:

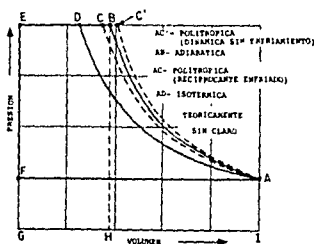
$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = cta \quad 2.01$$

Compresión Adiabática.

Este proceso es alcanzable cuando no existe en absoluto remoción o adición de calor al gas durante la compresión. En este caso el comportamiento se describe con la ecuación 2.02.

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad 2.02$$

donde k es la relación de calores específicos Cp/Cv.



2.16 Tarjeta indicadora teórica que muestra los diferentes procesos de compresión.

La figura 2.16 muestra los ciclos de compresión isotérmico y adiabático para un compresor recíprocante de manera teórica con un claro igual a cero, en una base P-V para una relación de compresión de 4. El área ADEP representa el trabajo requerido en una base isotérmica; el área ABEP en una base adiabática. Desde luego el área isotérmica es considerablemente menor que la correspondiente adiabática y sería de mayor economía de compresión. Sin embargo, no es posible comercialmente remover el

calor de compresión tan rápido como es generado, por lo tanto este ciclo no es una base de trabajo tan lógica como el proceso adiabático, Sin embargo los compresores son diseñados para remover tanto calor como sea posible para, de esta forma, acercarse lo mas posible al comportamiento isotérmico.

La compresión adiabática tampoco es posible de alcanzar completamente, dado que prácticamente siempre hay pérdidas de calor en alguna parte del ciclo, mientras que hay ganancia en otra. No obstante el ciclo de compresión adiabática es el que mas se aproxima al funcionamiento actual de la mayoría de los compresores reciprocantes y es generalmente la base a la cual son referidos estos compresores.

Para describir el comportamiento de las unidades dinámicas, sin embargo, se usa el ciclo politrópico, donde la relación P-V se describe de acuerdo a la siguiente ecuación 2.03.

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad 2.03$$

El exponente n es determinado experimentalmente para una máquina dada y puede ser mayor o menor que el exponente adiabático k. En las unidades de desplazamiento positivo y los compresores dinámicos enfriados internamente n es menor que k. En las unidades dinámicas sin enfriamiento n es usualmente mayor que k debido a la fricción interna del gas. Aún cuando n actualmente es un valor cambiante durante la compresión, un valor promedio o efectivo es usado y es determinado de la información experimental.

Adicionalmente a las curvas de compresión isotérmica y adiabática mostradas en la figura 2.16, las líneas punteadas muestran las curvas de compresión politrópica para una unidad reciprocante con enfriamiento en los cilindros (AC) y para una unidad dinámica no

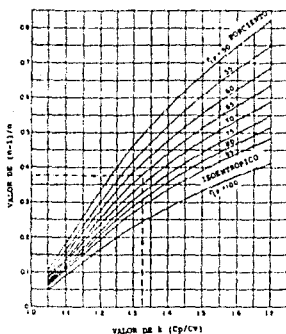
enfriada (AC').

Debe notarse que termodinámicamente el proceso es isentrópico o el adiabático es reversible, mientras que el proceso politrópico es irreversible, así mismo que todos los compresores operan en base a un proceso teórico de flujo estable.

Aunque el exponente n es requerido a veces la cantidad $(n-1)/n$ es más frecuentemente necesitada, y puede obtenerse por medio de la ecuación 2.04, pero deberá conocerse (o contar con el dato aproximado de) la eficiencia politrópica (η_p) a partir de ensayos previos. El valor de k de cualquier gas o mezcla de gases puede ser conocido o calculado.

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \times \frac{1}{\eta_p} \quad 2.04$$

Donde (η_p) es la eficiencia politrópica de compresión. La figura 2.17 resuelve la ecuación 2.04 gráficamente.

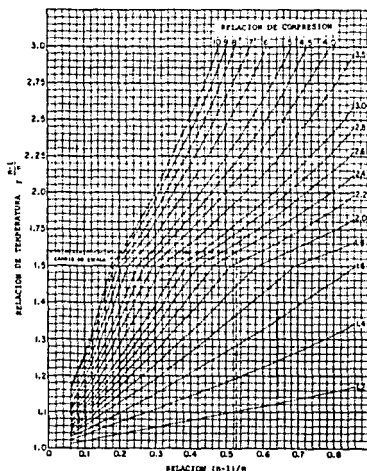


2.17 Relación $(n-1)/n$ contra exponente adiabático.

Los valores de n o de $n-1/n$ pueden ser determinados a partir de datos de prueba, si las presiones de entrada y salida así como las correspondientes temperaturas son conocidas. La ecuación 2.05 puede ser aplicada para tal propósito.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = r^{\frac{n-1}{n}} \quad 2.05$$

Esta ecuación puede ser utilizada para estimar la temperatura de salida cuando n o $n-1/n$ es conocida, para esto ultimo la figura 2.18 es util cuando el objetivo es obtener resultados aproximados.



2.18 Relación politrópica de temperaturas contra $(n-1)/n$.

Como se ha dicho antes k y n pueden tener valores bastante diferentes. En el pasado ha existido la tendencia a usar indistintamente estos símbolos para representar la relación de

calores específicos, lo cual es incorrecto y la diferencia entre ellos debe ser cuidadosamente observada.

Determinación de las Etapas de un Compresor.

Todos los elementos básicos de compresión, sin importar el tipo, tienen ciertas limitaciones en cuanto a sus condiciones de operación. Cuando cualquier limitación esta involucrada, se hace necesario el uso de etapas de compresión múltiples, esto es, realizar la elevación de presión requerida en dos o mas elementos básicos de compresión diseñados para operar en serie con otros, en la misma máquina.

Las limitaciones en cuanto al número de etapas varia con el tipo de compresor, pero las mas importantes incluyen las siguientes:

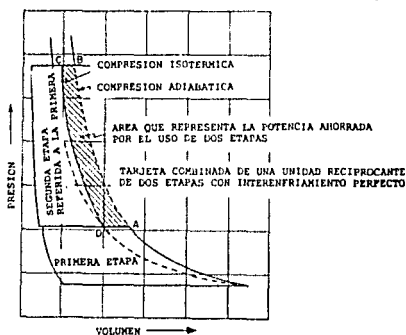
- 1.- Temperatura de descarga.- Todos los tipos.
- 2.- Elevación de presión o presión diferencial- Para las unidades dinámicas y la mayoría de los tipos de desplazamiento positivo.
- 3.- Relación de compresión.- Unidades dinámicas.
- 4.- Efecto de claros.- Unidades reciprocantes. (esto restringe también la relación de compresión).
- 5.- Consideraciones de ahorro energético.

Una unidad reciprocante requiere de cilindros separados para cada etapa con interenfriamiento del gas. La figura 2.19 muestra los diagramas P-V combinados para un compresor de aire de dos etapas que comprime aire hasta 100 psig. Se pueden añadir etapas adicionales en la misma forma si es que se requiere una presión de descarga mayor. En una unidad reciprocante todos los cilindros son comunmente colocados en un bastidor único y son accionados por un

único cigüeñal.

Como se hizo notar con anterioridad el ciclo isotérmico es la forma mas económica de realizar la compresión, en cuanto a consumo de potencia. El enfriamiento del gas después de una compresión parcial, hasta la temperatura original de succión (regreso a la condición itérmica) reducirá el consumo de potencia en la segunda etapa. El Area ABCD representa el trabajo economizado respecto a la compresión en una sola etapa de manera adiabática.

Los compresores rotatorios de desplazamiento positivo pueden, en algunos casos, combinar dos etapas de compresión en una misma carcaza, pero es mas frecuente en este tipo de unidades el uso de dos máquinas separadas cuando se requiere de dos etapas de compresión, ambas unidades son adecuadamente dimensionadas para los requerimientos individuales, con enfriamiento entre las etapas. A menudo estas unidades son acopladas a un accionador común. El diagrama P-V sera como el ilustrado en la figura 2.19.



2.19 Tarjeta indicadora teórica combinada de un compresor recíprocante de dos etapas, con interenfriamiento perfecto.

Los compresores dinámicos en la mayoría de los casos presentan varias etapas en una misma carcasa, normalmente no hay interenfriamiento entre las etapas ya que están contenidas en un mismo cuerpo, aunque separadas por diafragmas y difusores internos, los cuales algunas veces son enfriados por agua. En algunas ocasiones el gas es extraído para ser conducido a través de cambiadores de calor para lograr interenfriamiento entre secciones del mismo cuerpo, constituida cada una de éstas por varias etapas. Frecuentemente para unidades grandes se usan dos carcasas (máquinas separadas) en serie para cubrir el rango entero de compresión, cada máquina equipada con varias etapas de compresión, y con interenfriamiento externo entre ellas, éstas son usualmente acopladas en tandem al accionador.

El grado al cual el enfriamiento entre etapas es llevado depende en gran medida de los costos de energía y de las propiedades termodinámicas del gas, principalmente del punto de rocío en cada nivel de presión.

Potencia Requerida.

Los requerimientos de potencia de cualquier compresor es una base primordial para la selección del tipo y el dimensionamiento del accionador, asimismo es la base para la selección y diseño de los componentes del compresor mismo. Los requerimientos actuales de potencia se relacionan a un ciclo teórico de compresión a través de la eficiencia de compresión, la cual ha sido determinada por medio de pruebas a máquinas similares con anterioridad. La

eficiencia de compresión es la relación teórica de la potencia entregada al gas (gas horsepower) a la potencia real entregada, como se usa normalmente en la industria no incluye las pérdidas mecánicas por fricción, las cuales se adicionan después, ya sea por medio de un factor de eficiencia mecánica o agregando las pérdidas mecánicas actuales determinadas previamente para el tipo de máquina en cuestión. La eficiencia mecánica de los compresores de desplazamiento positivo se encuentra en el rango de 88 a 95%, dependiendo del tamaño y el tipo específico de la unidad. Para los compresores dinámicos comunmente se agrega la potencia actual perdida por fricción en los cojinetes y sellos. Las unidades dinámicas, usualmente, presentan pérdidas hidráulicas relativamente pequeñas que a menudo no son tomadas en cuenta cuando el propósito es una estimación. Las máquinas de desplazamiento positivo son comparadas al ciclo adiabático, mientras que las unidades dinámicas generalmente usan una base politrópica para su estimación.

En el calculo de la potencia, el factor de compresibilidad debe ser considerado, dado que su influencia es importante para muchos gases, principalmente a altas presiones.

Estimación de la Potencia Requerida.

A.- Compresores de Desplazamiento Positivo.

Para este tipo de compresores es general usar una base referida al volumen de entrada. Es importante diferenciar entre un volumen a codiciones de entrada en una base ideal (V_{i1}) con respecto a una base real (V_{r1}), entre las dos bases se tiene la siguiente relación

a las condiciones de presión y temperatura de entrada (P_1 y T_1).

$$V_{r1} = V_{p1} Z_1 \quad 2.06$$

La fórmula básica de potencia teórica de etapa simple es desarrollada a partir del diagrama indicador P-V, considerando el que el área neta representa el trabajo requerido para entregar y comprimir al gas.

Base adiabática.

Refiriéndose al ciclo adiabático mostrado en la curva de la figura 2.16, el área neta se encuentra que es:

$$\text{Area ABHI} + \text{Area BEGH} - \text{Area AFGI}$$

Usando el cálculo y el álgebra y aplicando las propiedades termodinámicas se obtiene:

$$P_{r(ad)} = \frac{P_1 V_1}{2.29} \times \frac{k_1}{k-1} \times \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times \frac{Z_1 + Z_2}{2 Z_1} \quad 2.08$$

Una base frecuentemente usada para V_{r1} es 100 CFM a las condiciones de entrada, en cuyo caso la fórmula se convierte en:

$$P_{rad/100} = \frac{P_1 V_1}{2.29} \times \frac{k_1}{k-1} \times \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times \frac{Z_1 + Z_2}{2 Z_1} \quad 2.09$$

Otra forma que es de mucho uso en la industria, es el empleo de gráficas generalizadas en base a un volumen de entrada de un millón de pies cúbicos en 24 horas o sea MMCFD. En este caso solamente se considera al gas como ideal a una presión de 14.7 psia y a la temperatura de succión. La capacidad actual del

compresor debe ser referida a estas condiciones antes de calcular la potencia final. Hay algunas variaciones con respecto a esta base en ciertas industrias, de tal forma que se debe tener cuidado con el manejo de estos términos. ver figura 2.20.

$$P_{r(ad)} / \text{MMCFD} = 43.67 \times \frac{k}{k-1} \times \left(\gamma^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad 2.10$$

Esta ecuación se encuentra resuelta gráficamente en la figura 2.20 y su uso está regido por las siguientes consideraciones:

-BHP/MMCFD

-Solo para compresores recíprocos.

-Para unidades de 200 Hp y mayores.

-Las curvas A, B, y C de la figura 2.20 están basadas en volumen de entrada a 14.7 psia y temperatura a las condiciones de entrada. Para obtener BHP/100 CFM a las condiciones de entrada se debe multiplicar BHP/MMCFD de cada etapa por su correspondiente presión de entrada en términos absolutos y dividir entre 1000.

-Calcular cada etapa por separado y sumar todos los resultados después para obtener la potencia total.

-Estos datos no aplican a compresores de sistemas de transmisión de gas natural (gasoductos).

-Se debe consultar al fabricante en los casos en que las relaciones de compresión sean menores que 1.4.

Correcciones que deben aplicarse.

-El factor de compresibilidad se asume que es igual a la unidad.

-Los volúmenes a manejar en cada etapa deben ser corregidos a la temperatura actual y el contenido de humedad a la entrada de esa etapa en particular.

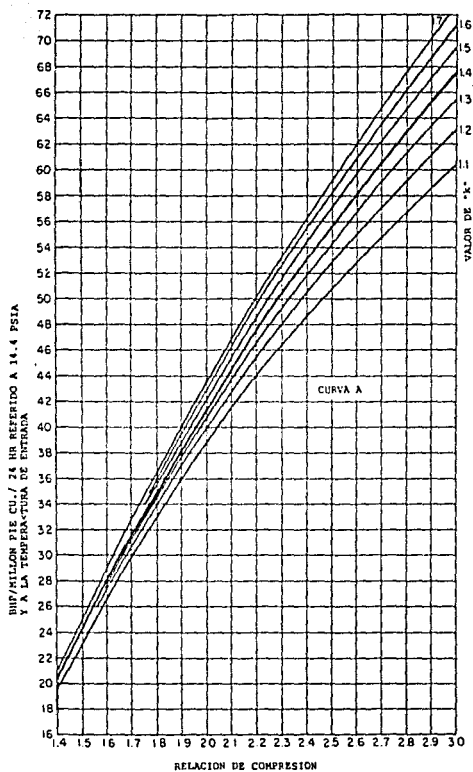
-Se debe estimar y aplicar algún valor para la caída de presión interetapa cuando se usen interenfriadores. Para propósitos de estimación se puede considerar una reducción de la presión teórica de entrada a la etapa superior en un 3%.

-Las presiones teóricas interetapa pueden ser obtenidas como sigue:

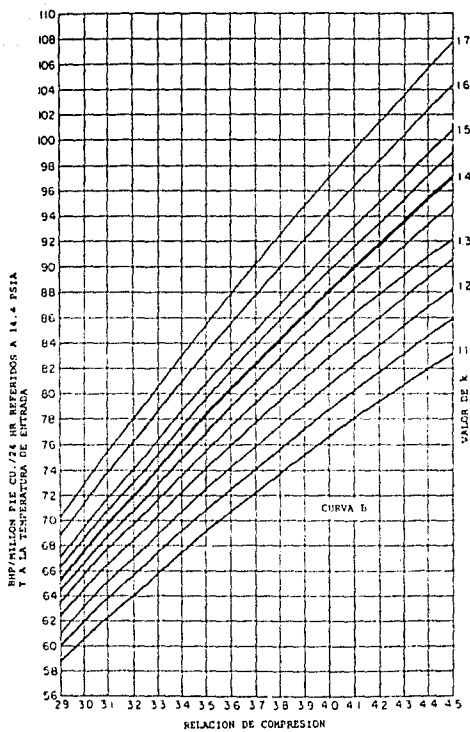
- 1.- Obtener la relación de compresión total (r_t).
- 2.- Obtener la relación teórica por etapa (r_s), para lo cual se obtiene la raíz de orden n de la relación de compresión total r_t , donde el orden de la raíz n es el número de etapas previstas.
- 3.- Multiplicar r_s por la presión absoluta de entrada a la etapa considerada, para obtener la presión de descarga de dicha etapa.

-La corrección a la presión de entrada esta dada en la curva D y la corrección por densidad relativa se proporciona en la curva E. Estos son valores multiplicadores del valor de potencia para obtener la potencia corregida.

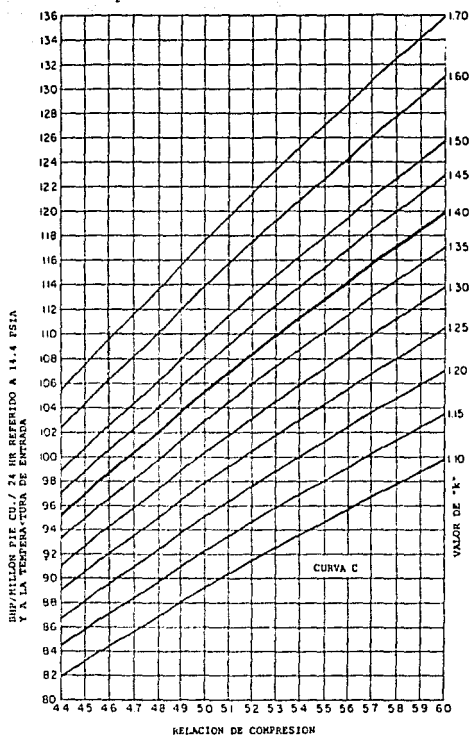
-También se puede hacer una corrección por compresibilidad, obteniéndose el valor $(Z_1 + Z_2)/2Z_1$. Debe notarse que para obtener Z_2 primero se debe determinar de forma aproximada la temperatura de descarga.



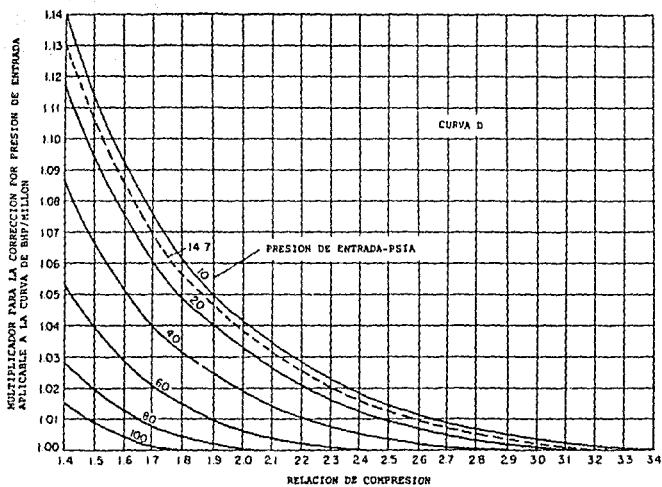
2.20 Gráfica para la estimación de potencia.



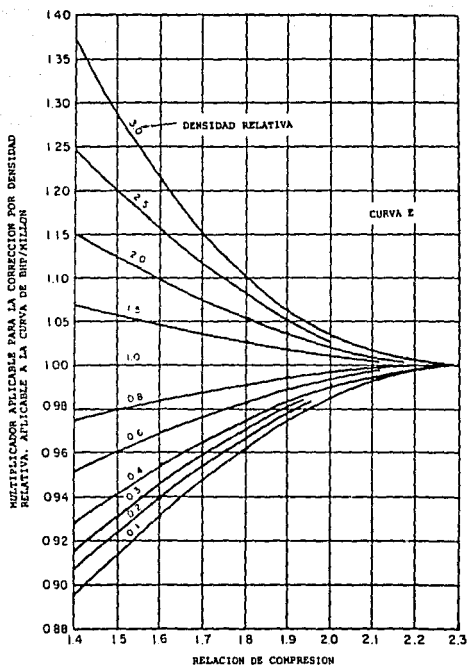
2.20 Gráfica para la estimación de potencia. (Cont)



2.20 Graafica para la estimación de potencia. (Cont)



2.20 Gráfica para la estimación de potencia. (Cont)



2.20 Gráfica para la estimación de potencia. (Cont)

Base isotérmica.

Dado que el ciclo isotérmico se basa en que no exista cambio en la temperatura durante la compresión, el calor es removido continuamente conforme es generado y no hay, teóricamente, ganancia en las múltiples etapas. Por lo tanto la ecuación 2.11 mostrada mas adelante se mantiene igual para cualquier número de etapas, considerando a r como la relación de compresión total o global. Esta ecuación se deriva de manera similar a la correspondiente para el caso adiabático.

$$P_{T(isc)} = \frac{P_1 V_{r1}}{2.29} \ln r \times \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad 2.11$$

En las ecuaciones anteriores se indicó, para mostrar la desviación de las leyes de los gases ideales, que se debe considerar el factor de compresibilidad (Z). Esto involucra la determinación de dicho factor tanto a las condiciones de succión como de descarga. Dado que el factor de compresibilidad es dependiente de la presión y la temperatura, puede ser conocido a las condiciones de entrada, sólo es necesario investigar la presión y temperatura críticas, para que con la ayuda de las gráficas correspondientes sea determinado.

A las condiciones de descarga, es necesario en un principio estimar primero la temperatura de descarga. Aunque partiendo de la premisa de comportamiento isotérmico, puede ser determinado sin dificultad.

Para el caso adiabático la temperatura de descarga se determina primeramente; con una suposición de condiciones ideales, esto es un caso 100% adiabático, la cual es una estimación inicialmente

buena para usarse en la determinación del factor de compresibilidad.

La compresión adiabática se lleva a cabo a entropía constante de tal forma que si se cuenta con un diagrama de Molliere para el gas en cuestión, la temperatura teórica de descarga puede ser leída directamente en él. de otra forma puede ser calculada por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = r^{\frac{k-1}{k}} \quad 2.12$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1; \quad \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = X \quad 2.13$$

$$\frac{T_2}{T_1} = X + 1 \quad 2.14$$

$$T_2 = T_1 (X + 1) \quad 2.15$$

Nota: En las ecuaciones anteriores tanto la presión como la temperatura son absolutas.

Existen otros factores que afectan el comportamiento y por lo tanto la potencia requerida para accionar a un compresor y estos son principalmente el peso molecular, la densidad relativa y la densidad actual a condiciones de operación, estas propiedades afectan principalmente a la eficiencia.

En las páginas anteriores se ha mencionado que existen límites prácticos en cuanto a la relación de compresión alcanzable en una

sola etapa de compresión, para salvar este obstáculo se emplean equipos de múltiple etapa con enfriamiento del gas entre estas. La potencia mínima teórica con interenfriamiento perfecto y sin pérdida interetapa se obtiene haciendo que la relación de compresión sea la misma en cada etapa, y esta dada por la relación indicada en la ecuación 2.16

$$r_s = (r_t)^{1/n}$$

2.16

Donde n es el número de etapas.

CAPITULO 3

COMPRESORES RECIPROCANTES

COMPRESORES RECIPROCANTES
DEFINICIONES EN COMPRESORES RECIPROCANTES

COMPRESOR RECIPROCANTE. Es una máquina de desplazamiento positivo en la cual la compresión y el elemento que se desplaza es un pistón que presenta un movimiento recíprocante o alternativo dentro de un cilindro.

SIMPLE EFECTO. Se refiere a cilindros en los que la compresión tiene lugar solo durante una de las dos carreras que describe el pistón en cada revolución.

DOBLE EFECTO. Se refiere a cilindros en los que la compresión tiene lugar durante las dos carreras que describe el pistón en cada revolución.

DESPLAZAMIENTO DEL PISTON. Es el volúmen neto desplazado por el pistón a la velocidad de diseño de la máquina, generalmente se expresa en CFM.

EMBOLO ABIERTO (TRUCK PISTON). Se refiere a máquinas donde no hay barras del pistón (pistón rod) y éste cuenta con una cruceta para transformar el movimiento del cigüeñal a la forma lineal.

TIPO CRUCETA (CROSS HEAD). Se refiere a máquinas que tienen una cruceta separada con una barra del pistón que la conecta a él.

CILINDROS ENFRIADOS POR AIRE. Son aquellos cuyo enfriamiento se lleva a cabo exclusivamente por medio de la radiación de las cabezas y barril usualmente aletados.

CILINDROS ENFRIADOS POR AGUA. Son aquellos que son equipados con chaqueta en cabeza y/o cilindros a través de las cuales se circula agua constantemente.

PRESION MAXIMA PERMISIBLE DE TRABAJO. Es la presión máxima continua de operación para la cual el fabricante ha diseñado el compresor, (o cualquier parte a la cual el término sea referido, tal como un cilindro individual) cuando maneja el gas especificado a la temperatura especificada (como referencia ver presión de descarga nominal y ajuste de válvula de seguridad y presión de diseño).

PRESION DE DISEÑO. Es un término también frecuentemente usado para denotar la presión máxima permisible de trabajo (de acuerdo al API el término presión de diseño al igual que temperatura y velocidad de diseño, deben ser evitados en las especificaciones del comprador/usuario ya que estos términos sólo deben ser usados por el fabricante).

PRESION DE DESCARGA NOMINAL (RATED). De cualquier elemento del compresor es la presión mayor de operación continua para cumplir con las condiciones especificadas por el comprador para el servicio dado. La presión de descarga de selección siempre es

menor que la presión máxima permisible de trabajo al menos 10% o 15 psi, lo que sea mayor. Al respecto el API Std. 618, establece que la presión máxima permisible de trabajo debe exceder a la presión de descarga nominal al menos 10% o 25 psi, lo que sea mayor.

AJUSTE DE VALVULAS DE SEGURIDAD. Esta presión no debera nunca exceder la presión máxima permisible de trabajo.

NOTA. Los cilindros no siempre son instalados para operar a su presión individual nominal de descarga . Otras limitaciones diferentes de la presión máxima permisible de trabajo del cilindro se encuentran, por ejem., en el control y la presión apropiada de ajuste de la válvula de seguridad, y puede estar sustancialmente abajo de la presión máxima permisible para ese cilindro en particular.

VELOCIDAD MAXIMA PERMISIBLE (RPM). Es la velocidad mas alta a la cual el diseño del fabricante permitirá la operación continua asumiendo que sean instalados mecanismos de regulación y protección por sobrevelocidad de acuerdo a la recomendación del fabricante.

VELOCIDAD DE DISEÑO. Es la misma que la velocidad máxima permisible. Otro término equivalente es velocidad máxima continua (segun API618).

VELOCIDAD NOMINAL (RPM). Es la velocidad mas alta que se requiere para cumplir con las condiciones de servicio especificados. Es

importante notar que la velocidad de selección o nominal puede coincidir con la velocidad máxima permisible, aun cuando un margen entre ambos sería una recomendación adecuada, la velocidad máxima aceptable puede ser limitada a un valor fijado por el cliente en base a su experiencia para una aplicación dada.

VELOCIDAD DE DISPARO. Es la velocidad a la cual el equipo de protección por sobrevelocidad es ajustado para funcionar. Normalmente es fijada como 110% de la velocidad nominal o máxima continua.

VELOCIDAD MINIMA. Es la velocidad mínima fijada por el fabricante a la cual se tiene una operación satisfactoria del sistema de lubricación propuesto.

POTENCIA NOMINAL (RATED HORSEPOWER). Es la potencia que continuamente se debe suministrar al compresor a la velocidad nominal y la capacidad actual a las condiciones de presión y temperatura especificadas para todas las máquinas, excepto las unidades integrales de accionamiento por vapor, es la potencia requerida en la flecha del compresor. No incluye pérdidas en el accionamiento o en el equipo de transmisión entre accionamiento y compresor, cualesquiera que estas sean.

CONSIDERACIONES MECANICAS DE COMPRESORES RECIPROCANES. El entendimiento fundamental de los principios y características del equipo de compresión es un aspecto muy importante para poder llegar a hacer una adecuada aplicación del equipo a los problemas

de la planta, lo cual nos lleva a estudiar en esta sección las características fundamentales de los compresores recíprocos.

CARACTERÍSTICAS. El compresor recíproco al igual que los otros tipos de compresor de desplazamiento positivo es una máquina de "volumen constante y presión variable".

Los compresores recíprocos continúan siendo los más eficientes construidos actualmente para la mayoría de las aplicaciones. Pueden ser equipados con accesorios de control muy precisos para mantener su eficiencia aún a cargas parciales (entrega reducida o reduced capacity output).

Pueden ser construidos para manejar casi cualquier gas comercial, haciendo la selección adecuada de materiales para evitar los problemas de corrosión.

Los cilindros generalmente son lubricados, aún cuando también para muchas aplicaciones se emplean no lubricados.

Debido a su característica recíproca, los pistones y otras partes, así como algunas partes rotatorias desbalanceadas, se presentan fuerzas inerciales, las cuales pueden tender a mover alternativamente (shake) la unidad. Esto hace necesario proporcionar un montaje que estabilice la instalación. El grado de este requerimiento depende del tipo y tamaño del compresor involucrado, así que un dato que se debe solicitar al proveedor con objeto de determinar las características de la instalación, es precisamente la manifestación global de tales fuerzas inerciales, es decir, las "fuerzas o cargas desbalanceadas globales" (overall unbalanced loads). Este tipo de compresores son diseñados

normalmente para instalarse en edificios, pero pueden ser preparados para instalación en exteriores. Los gases que manejan los compresores reciprocantes normalmente deben ser limpios, por lo que se recomienda el uso de filtros de succión. Normalmente no pueden manejar satisfactoriamente los líquidos que sean arrastrados en la corriente de gas, aunque los vapores no son un problema, siempre que no exista la posibilidad de condensación dentro de los cilindros (el cual es el caso general). El problema de los líquidos es que tienden a destruir la lubricación y causar desgaste excesivo.

Los compresores reciprocantes entregan un flujo pulsante de gas, el cual algunas veces puede ser una desventaja, sin embargo, el uso de amortiguadores de pulsación pueden usualmente eliminar este problema.

CLASIFICACION. Los fabricantes diseñan los compresores para llenar ciertas necesidades definidas de los usuarios, los cuales han llevado a clasificar primordialmente en dos grupos a los compresores reciprocantes, siendo estos de servicio moderado (moderated duty) y unidades de servicio pesado (heavy duty).

Los compresores de trabajo moderado son diseñados para operación confiable durante un razonable periodo de vida útil, pero no deben ser instalados donde se requiere una operación continua a plena carga, lo que significa que en ese caso el mantenimiento será mayor que lo normal. Dentro del tipo de servicio moderado hay dos grupos. Uno es el tipo vertical y con émbolo abierto (trunk piston) con cilindros lubricados desde el bastidor.

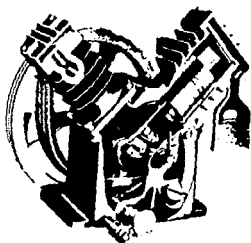
Este es mas frecuentemente enfriado por aire y opera a velocidades

superiores en relación a su tamaño en el tipo para servicio pesado (heavy duty). Estos factores resultan en una temperatura de operación del cilindro superior y por lo tanto, una mayor rapidez de formación de depósitos en valvulas y otras partes. La otra clase consiste en máquinas mas grandes de diseño con cruceta y barras de pistón para trabajo pesado, pero que operan a velocidades superiores a los niveles normales. Pueden ser ofrecidos a velocidades inferiores pero su diseño originalmente se basó en una necesidad de los campos de manejo de gas y petróleo, de unidades compactas, semiportátiles y bien balanceadas para montarse en un patin que pudiera ser "empaquetada" y conectada directamente a un accionamiento a gas (turbina de gas, por ejem.). El diseño de paquete sin el enfriamiento usual, tipo radiador y alta velocidad significa generalmente mayores temperaturas de operación y mayor mantenimiento.

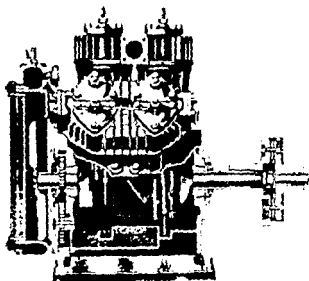
Las máquinas para trabajo pesado, son del tipo cruceta y barra de pistón con lubricación de cilindros separada y bien controlada, cilindros enfriados por agua y velocidad de operación menor. Están permanentemente instalados en una buena cimentación o sistema de soportes aislados y operan a plena carga por años con una atención mínima.

ARREGLOS. Existen muchos tipos de arreglo, los cuales han sido desarrollados teniendo en mente las diferentes necesidades de los usuarios.

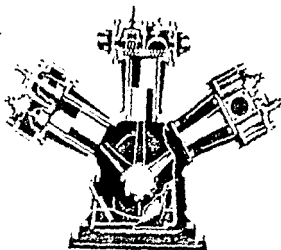
El tipo ilustrado en la fig. 3.01 es una unidad de cilindro múltiple de simple efecto enfriado por aire. Estas máquinas se



3.01 Compresor vertical de dos etapas, de cilindro abierto



3.02A Compresor vertical de cilindro abierto, de dos etapas
enfriado por aire.



3.02B Sección transversal de la unidad mostrada en la figura

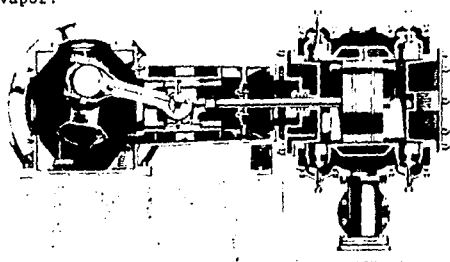
3.02A.

3.9

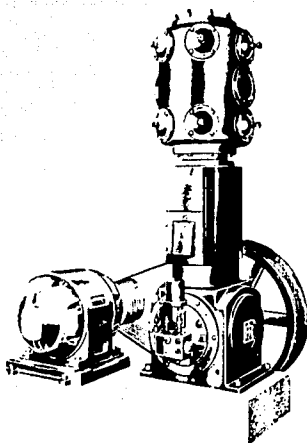
pueden encontrar para servicios hasta de 6000 psig.

En las figuras 3.02A y 3.02B se ilustran máquinas mayores con enfriamiento con aire, el interenfriador es de tubos aletados del diseño aireaire, lo común es que sea de diseño seccional. Estas dos máquinas son típicas de la clase de "trabajo moderado" y se entiende que no son adecuados para operar de manera continua a plena carga. La selección adecuada es importante en función de la aplicación. Los motores eléctricos son los accionamientos predominantes para este tipo de máquinas, sin embargo, se usan también motores de combustión interna a diesel o a gasolina.

En las figuras 3.03A, 3.03B y 3.03C se muestran tres casos típicos de compresores enfriados por agua, para trabajo pesado continuo del tipo en línea recta (straightline). Cuando se requieren etapas múltiples, los arreglos 3.03A y 3.03C presentan cilindros en tandem, con interenfriadores montados en la parte superior o inferior de los cilindros. La figura 3.03C es un diseño con accionamiento recíprocante a vapor integral. El cilindro de potencia se localiza entre el bastidor (frame) y el cilindro de compresión. A este tipo de unidades se les conoce comúnmente como caballos de vapor.



3.03A Compresor horizontal enfriado por agua, para trabajo pesado. 3.10



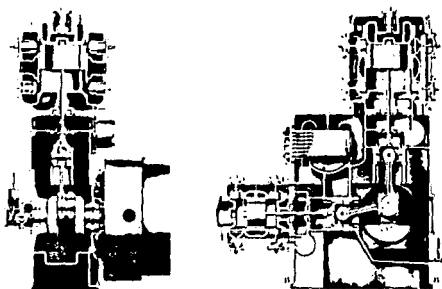
3.03B Compresor vertical de una etapa enfriado por agua.



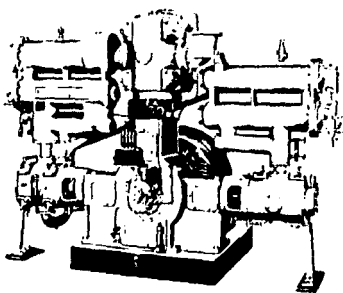
3.03C Compresor horizontal de una etapa enfriado por agua.

Existen también arreglos con cilindros en ángulo, de los cuales se presentan como típicos los mostrados en las figuras 3.04A y 3.04B. En algunos casos este tipo de compresores pueden tener dos cilindros arreglados en V, orientados a 45 grados separados de la vertical. Otros arreglos incluyen 3 o 4 cilindros arreglados radicalmente alrededor de la flecha, todos operando con

accionamiento del mismo cigueñal. La figura 3.04B es una unidad de 3 cilindros de este tipo.



3.04A Compresor con arreglo de cilindros en ángulo de dos etapas, enfriado por agua con interenfriador integrado con tubos aletados.

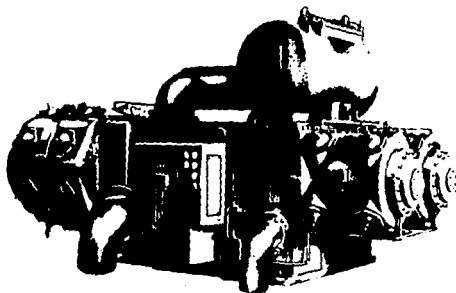


3.04B Compresor con arreglo de tres etapas y tres cilindros en ángulo.

Las unidades de 2 etapas son normalmente usados para presiones de hasta 125 psig. Las máquinas multietapa como la de la fig. 3.04B son diseñados para presiones de hasta 500 psig y algunas otras

especiales son disponibles para presiones tan altas como 6000 psig.

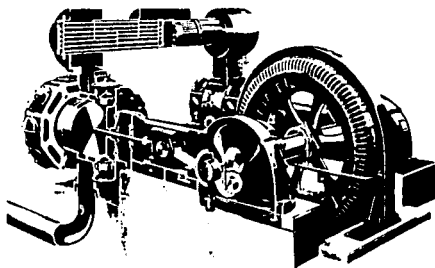
La unidad mostrada en la fig. 3.04A es del tipo L, esta construida con capacidad hasta de 1250 Hp en un arreglo doble y también se tiene disponible en un diseño horizontalmente opuesto tal como se muestra en la fig. 3.05. Estas unidades de diseño extremadamente compacto son usados primordialmente para servicio de suministro de aire de planta a 100 psig. El accionamiento normal para este tipo de unidades es el motor eléctrico síncrono directamente acoplado.



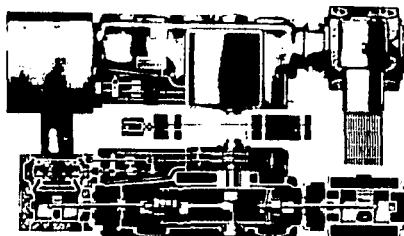
3.05 Compresor de dos etapas con cilindros horizontalmente opuestos.

En las figuras 3.06 y 3.07 se presenta con arreglos típicos horizontales. Otros diseños disponibles incluyen la ubicación de dos cilindros en tandem en cada uno de los bastidores de la fig. 3.07 o el uso de diseño de 4 esquinas similar al mostrado en la fig. 3.08. Los cilindros en cada carcasa pueden ser para la compresión del gas o puede ser un cilindro de potencia de vapor en

cada carcaza para accionar la unidad. Fig. 3.07.



3.06 Compresor accionado por motor sincrónico con arreglo típico duplex horizontal.

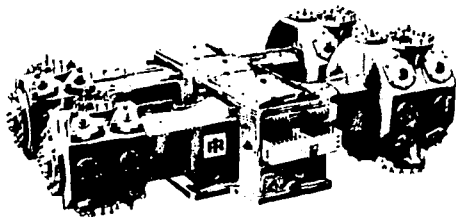


3.07 Compresor con arreglo integral a vapor.

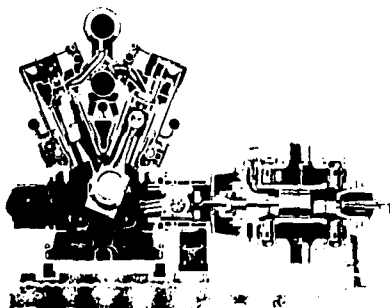
Las unidades son usadas casi exclusivamente para descargar a 125 psig, pero pueden ser construídas para presiones muy altas con diseños especiales. En este caso nuevamente el accionamiento típico es el motor eléctrico sincrónico.

Las figuras 3.09 y 3.10 ilustran compresores de gas del tipo L o en V. Este arreglo esta también disponible en tamaños menores, como por ejemplo, unidades accionadas por motor diesel. Los

cilindros del compresor se construyen adecuados para casi cualquier presión deseada.

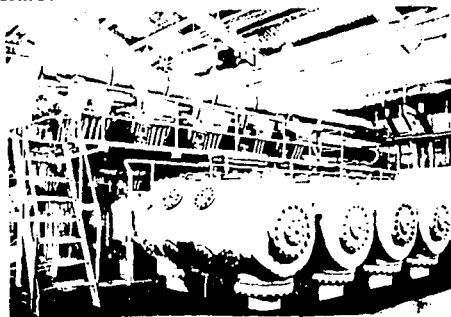


- 3.08 Compresor con arreglo de cilindros opuestos (Las unidades menores en el rango de 500 a 2000 Hp operan a 1000 rpm aprox.)



- 3.09 Unidad con arreglo en V de un compresor con motor de combustión interna integral.
- Los compresores con arreglo horizontalmente opuesto son de un diseño para trabajo pesado y de mucha flexibilidad usando cilindros múltiples. Todos los cilindros son impulsados por un cigueñal común. Este diseño es el mas frecuentemente usado para

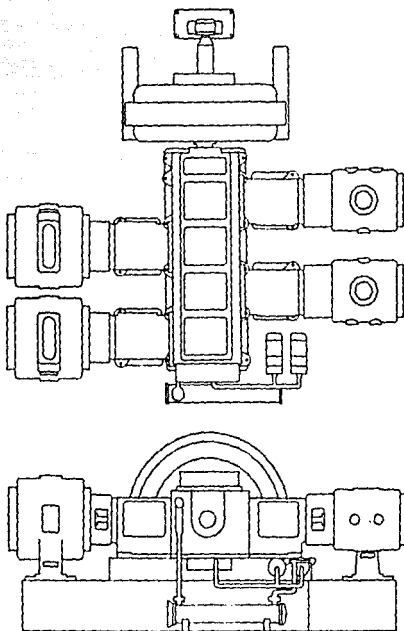
aplicaciones de compresores especiales o de proceso. El motor sincrónico es el accionamiento prevalectante, aunque el motor y turbinas de vapor con reductor de engranes también son usados. Las figuras 3.11 y 3.12 muestran ejemplos ilustrativos de este tipo de máquinas.



3.10 Compresor de 4000 Hp con motor de combustión interna integral.

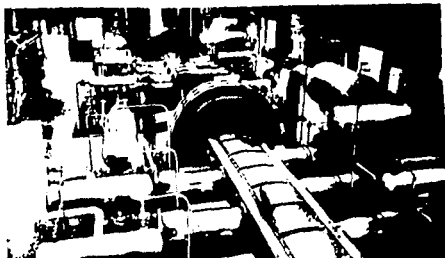
Dentro del tipo de compresores de grupo empacado, existen dos categorías: La primera es resultado de requerir unidades compactas y la conveniencia en hacer la instalación permanente. La otra es resultado de requerir unidades compactas portátiles y con flexibilidad de ajuste a las condiciones de operaciones cambiantes.

Dentro de la primera categoría se encuentran las instalaciones de gasolinera con unidades pequeñas montadas sobre el tanque, además de unidades mayores enfriadas por aire o enfriados por agua para servicio pesado. La unidad incluye el compresor y su control de capacidad, motor, arrancador, filtro de admisión, interenfriador (si es necesario), postenfriador, separador de condensados y

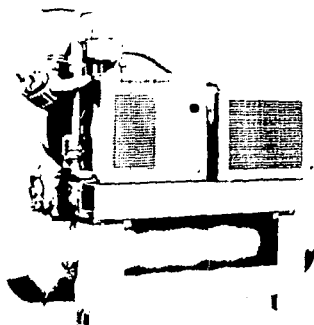


3.11 Esquema de un compresor para trabajo pesado de cuatro cilindros horizontalmente opuestos, construido con único cigueñal, con potencias de 200 a 12000 Hp.

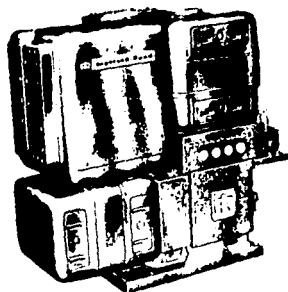
tanque recibidor. Todo esto con tubería de interconexión y construido en una unidad compacta y fácilmente manejable. Estas unidades estarán listas para arrancar requiriendo para instalarlas depositarlas simplemente en piso o sobre una cimentación sencilla y hacer las conexiones a la corriente, líneas de aire de descarga (y el suministro de agua, si es usada), tales unidades se muestran como ilustración en las figuras 3.13 y 3.14. Este tipo de unidades se encuentran disponibles en el mercado hasta aproximadamente 150 Hp.



3.12 Compresores de gas multietapa y multiservicio de ocho cilindros, 3500 Hp, en una planta de amoniaco.



3.13 Compresor paquete enfriado por aire.

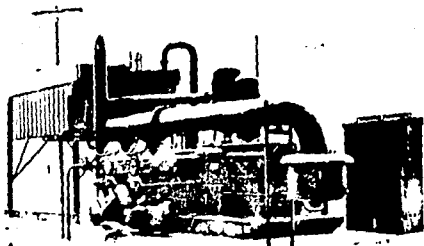


3.14 Compresor compacto completamente empacado para trabajo pesado, enfriado por agua.

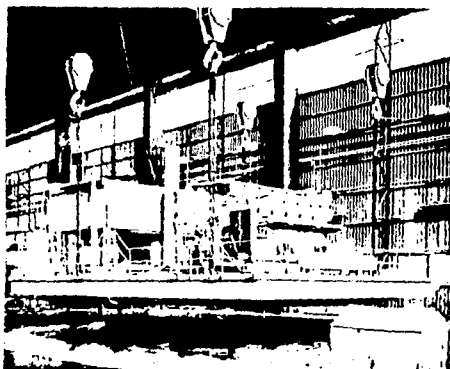
La segunda categoría se encuentra tipificada por las unidades mostradas en las figuras 3.15 y 3.16. Estas incluyen accionamiento por turbinas de gas, acopladas al compresor directamente o a través de bandas y un radiador completo para el sistema de enfriamiento de agua del accionador y del compresor.

FUNDAMENTOS DE DISEÑO

Como usuario de compresores, no es necesario que uno dedique al estudio de los fundamentos de diseño en profundidad, sin embargo, si hay ciertos aspectos que cualquier usuario debe entender para poder realizar una adecuada selección, operación y mantenimiento de las unidades, de tal forma que aquí se presentan los aspectos fundamentales de las partes principales de los compresores recíprocos.



3.15 Compresor empacado de alta velocidad accionado por motor eléctrico.



3.16 Compresor empacado para trabajo pesado accionado por motor a gas.

BASTIDOR Y ENGRANAJE

Sin importar si la potencia del compresor es fraccional o si se trata de una unidad de 12,000 Hp, los factores básicos que guían al diseñador del bastidor y del engranaje son dos. El primero es la potencia máxima que debe ser transmitida por la flecha y engranaje a los pistones de los cilindros. El segundo factor es la carga impuesta al bastidor o partes del mismo, por la presión diferencial entre los dos lados de cada pistón. Esto último es frecuentemente llamado "carga del perno" (pin load), debido a que esta fuerza total es aplicada sobre la cruceta y el perno del cigueñal directamente. Este es el factor que determina en gran medida el tamaño de los cojinetes, la barra conectora (connecting rod) y el bastidor, así como también la tornillería entre cada cilindro y el bastidor.

Existen otros factores involucrados, pero los indicados anteriormente son los fundamentales. Cada bastidor tiene como límite un cierto valor de potencia máxima de diseño (a una velocidad dada) y por lo tanto puede transmitir una "carga de perno" (pin load) máxima. Se debe hacer notar que estos son los límites de trabajo para propósitos de diseño. Estos no representan los límites físicos de resistencia del compresor, sino que son el conjunto de condiciones máximas que el diseñador establece para asegurar una operación confiable con un mínimo de desgaste y un factor liberal de seguridad. Cada una de las máquinas mostradas en las figuras 3.01 a 3.16 presenta sus propias condiciones límite fijas.

CILINDROS

La eficiencia del compresor depende por entero del diseño del cilindro, particularmente del diseño de las válvulas. La eficiencia no puede ser alta, a menos que el área de válvulas sea suficiente para permitir que el gas entre y salga del cilindro sin restricción indebida. La ubicación de válvulas para permitir el libre flujo de gas hacia adentro y fuera del cilindro, también es de gran importancia.

El método de enfriamiento de los cilindros también es importante y debe ser consistente con el servicio de que se trate, dado que el grado de enfriamiento durante la compresión influye fuertemente tanto a la eficiencia como los requerimientos de mantenimiento.

El cilindro y todas sus partes deben diseñarse para la presión máxima a la que estarán expuestos, usando aquellos materiales que resulten ser los más económicos, proporcionando una adecuada resistencia y una vida de servicio mayor bajo las condiciones de diseño. Un buen diseño debe proporcionar accesibilidad y facilidad de mantenimiento.

VALVULAS

Las válvulas de un compresor recíprocante son accesorios ubicados en los cilindros que permiten el flujo de gas a través de ellos en una sola dirección, ya sea hacia adentro o hacia afuera del cilindro y deben ser una o más para la admisión, al igual que para la descarga en cada cámara de compresión.

Los diseños antiguos fueron de operación mecánica y positiva pero conforme las velocidades de operación han aumentado, estos diseños se han hecho inadecuados. Aproximadamente en 1910, fueron

Introducidas las válvulas planas de tipo plato ligero y automáticas. Esto permitió velocidades de rotación mayores y en la actualidad, salvo contadas excepciones, todos los compresores recíprocos utilizan algún tipo de válvulas automáticas, las cuales se abren exclusivamente por la diferencia de presión a través de la válvula y no hay dispositivos mecánicos positivos involucrados. Se usan resortes para ayudar a la válvula a cerrar. Cada válvula debe abrir y cerrar una vez por cada revolución del cigüeñal. Las válvulas en un compresor que opera a 700 rpm solo durante 8 horas cada día y 250 días anuales, habrá abierto y cerrado, sólo por diferencia de presión a través de la válvula, 42000 veces por hora, 336000 veces por día o 84000000 veces anuales. Estas válvulas dispondrán de menos de 1/10 de segundo para abrir, dejar pasar al gas a través de ella y cerrar. Las válvulas deben hacer esto con un mínimo de resistencia o desperdicio de potencia.

Las válvulas deben tener un pequeño claro para evitar una reexpansión excesiva durante la carrera de succión y la correspondiente reducción en la eficiencia volumétrica.

Las válvulas deben ser herméticas bajo condiciones severas de presión y temperatura. Finalmente deben ser resistentes al desgaste bajo muchas clases de abuso.

El diseñador debe esforzarse en conseguir muchas características en la válvula, procurando lograr lo siguiente en cuanto a diseño y materiales:

DISEÑO

1. Buena aerodinámica de flujo
2. Espacio o claro pequeño
3. Silencioso
4. Facilidad de servicio y mantenimiento
5. Intercambiabilidad de partes, duplicando las originales

MATERIALES

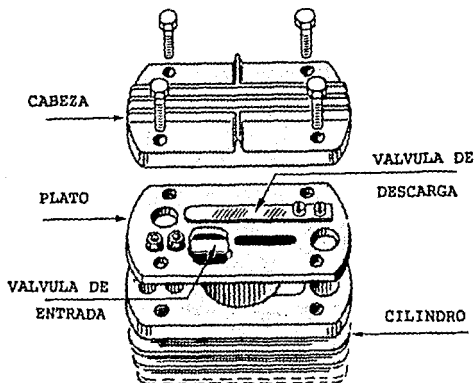
1. Resistencia a la corrosión
2. Alta resistencia al impacto
3. Resistencia al uso
4. Resistencia a la fatiga

Existen cuatro diseños básicos de válvula usados en los diferentes compresores. Estos son: De dedo, canal, hoja y anillo o anular. Dentro de estas clases puede haber variaciones en los detalles de diseño, dependiendo en gran medida de la velocidad de operación y el tamaño de válvula requerida.

La figura 3.17 muestra una válvula de dedo típica antes de ensamblarse. Este tipo de válvula es usado para máquinas enfriadas por aire pequeñas de trabajo moderado. Un extremo de la laminilla que constituye el "tapon" de la válvula está fijo, mientras que el otro extremo se levanta cuando la válvula abre. El levantamiento está limitado por salientes fundidos o maquinados en las cabezas o cilindros.

Las válvulas de canal típicas son mostradas en la figura 3.18. Este tipo usa una serie de canales separados de acero inoxidable

como válvulas y un conjunto de muelles, la contraparte de la válvula esta constituida por una serie de guías que permiten el correcto posicionamiento de la válvula cuando cierra y crea un efecto de amortiguamiento al formarse un colchon de aire entre el canal y la guía, cuando la válvula abre.

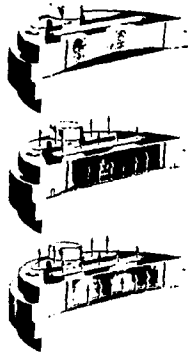


3.17 Válvula tipo dedo típica.

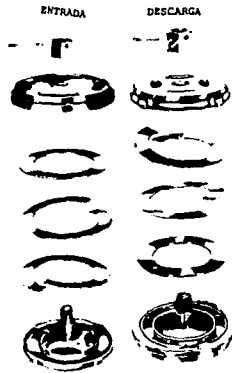
Las válvulas tipo hoja presentan una configuración similar a las de canal. Está constituida por una franja plana de acero que abre contra una placa que limita el viaje, la cual esta arqueada de tal manera que la válvula se flexiona con un máximo en el centro únicamente. En este caso, la válvula misma es su propio resorte. Ver la figura 3.19.



3.18 Válvula del tipo de canales amortiguados.



3.19 Válvula tipo hoja (mostrando el método de operación)



3.20 Válvulas de entrada y descarga tipo anillo.

En la figura 3.20 se ilustran los conjuntos de válvulas para admisión y descarga del tipo de anillo o anular.

El ejemplo presentado cuenta con un solo anillo, sin embargo los tamaños mayores pueden tener dos, o en algunos casos, tres anillos concéntricos. La válvula presentada fue la primera que se construyó con acolchonamiento, el cual se realiza por el aire atrapado en el canal circular a través del cual se desplaza la válvula, eliminando con esto una fuente principal de rotura de la válvula y muelles.

Los tipos de válvula de dedo y hoja normalmente se usan para presiones menores de 500 psig, mientras que las válvulas de canal se usan para presiones de hasta 1500 psig. Las del tipo anular se encuentran disponibles para cualquier presión de descarga y con diseños especiales hasta 60000 psig o presiones mayores.

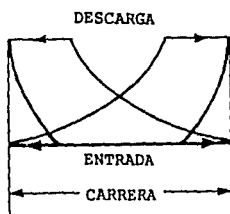
Un único diseño de válvula no puede ser el mejor para cualquier tamaño de cilindro, compresor, velocidad y presión, de tal forma que el diseñador debe escoger tipos y tamaños para hacer su mejor aplicación.

AREA DE LEVANTE Y VELOCIDAD DEL AIRE

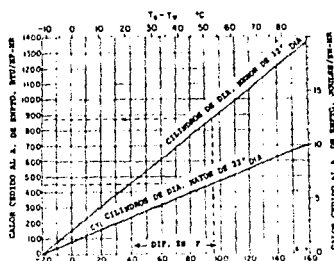
El área de levante de válvula es el Área neta mínima de flujo del gas entre el plato de la válvula y su asiento cuando la válvula se encuentra totalmente abierta. Esta es usualmente, también, el Área de flujo mínima que se tiene en la máquina.

La velocidad del aire es un término usado en la industria que se usa para denotar la velocidad promedio del gas fluyendo a través del Área de levante de la válvula. Se asume que ésta se encuentra

abierta durante la carrera completa y que el pistón se mueve a velocidad constante, aunque en realidad el pistón tiene una velocidad cuya gráfica (de velocidad contra carrera) se aproxima a una curva sinoidal y la velocidad del aire varía ampliamente, desde cero hasta un máximo y luego a cero nuevamente, a través de la carrera del pistón. La velocidad del aire entonces es únicamente una velocidad de selección (rating), para fines de estandarización el área de la válvula de admisión es la que se usa en el cálculo.



3.21 Tarjeta identificadora de un cilindro de doble efecto.



3.22 Gráfica de calor cedido al agua de enfriamiento en la chaqueta y la cabeza del cilindro.

La figura 3.21 que muestra la gráfica indicadora de un compresor recíprocante, se puede interpretar, considerando sólo la del lado izquierdo como representativa de un compresor de simple efecto, mientras que al considerar los dos lados, tenemos la representación de un compresor de cilindros de doble efecto. En esa gráfica se puede apreciar el movimiento del cilindro y el flujo de gas a través de las válvulas por la dirección de las flechas, también se puede ver que el gas fluye a través de la válvula de entrada de sólo un extremo del cilindro durante una carrera del pistón, mientras que durante la carrera del pistón en sentido contrario el gas fluye por la válvula de descarga.

Un compresor de doble efecto es en cada extremo en sí un compresor separado con sus válvulas propias y su patrón de flujo.

Para obtener la velocidad del aire, el método más simple consiste en considerar la velocidad promedio del pistón y multiplicar esta por la relación del área neta del pistón al área de levante total de la válvula de entrada en cada lado.

Considerando:

V = velocidad del aire ft/min

A = el área neta (in²) de las caras del cilindro que son usadas durante una revolución (dos carreras). En un compresor de simple efecto únicamente el área de una cara es usada, mientras que en uno de doble efecto se usan ambas caras para la compresión.

a = es el área total de levante de la válvula de admisión para un extremo del cilindro (in²).

S = es la velocidad promedio (ft/min) obtenida por la multiplicación de rpm por el doble de la carrera (ft).

$$V = \frac{A}{a} S \quad (3.01)$$

La ecuación 3.01 da un valor promedio de la velocidad de gas que es nominalmente inferior al actual, el valor exacto se obtendría si la válvula de entrada fuera abierta exactamente al inicio de la carrera, lo cual implica una eficiencia volumétrica del 100%.

El valor obtenido por la ecuación 3.01 es uno que a pesar de ser mas realista, según su originador (I.R.) es el único fabricante que la utiliza y el método mas apegado a la lógica es a través del uso de la ecuación 3.02 que cumple perfectamente los propósitos de comparación y evaluación y en dicha ecuación se tienen las siguientes definiciones:

V = velocidad del gas promedio a través de la válvula de admisión (ft/min.)

D = desplazamiento del cilindro completo, (ft³/min)

a = área de levante de todas las válvulas de admisión del cilindro (in²).

$$V = \frac{144 D}{a_1} \quad (3.02)$$

ENFRIAMIENTO DEL CILINDRO

El calor en un cilindro proviene del trabajo de compresión mas la fricción del pistón y los anillos con las paredes del cilindro y del empaque del vástago con éste. El calor generado por estos efectos puede ser considerable, particularmente cuando la relación

de compresión es moderada o alta. Especialmente en estos casos se pueden desarrollar temperaturas de operación indeseablemente altas.

La mayoría de los compresores usan algún método para disipación del calor generado, con lo cual se reducen tanto la temperatura de las paredes del cilindro como la temperatura final del gas.

Existen varias ventajas que resultan de enfriar los cilindros, al menos algunas de los cuales son aplicables a todos los compresores, excepto casos excepcionales muy raros.

1. La disminución de la temperatura de las paredes y las cabezas de los cilindros reduce las pérdidas en capacidad y potencia por unidad de volumen, debido al precalentamiento del gas de succión durante la carrera de succión. Esta reducción de temperatura ocasionará que se tenga una mayor masa de gas en el cilindro lista para ser comprimida.
2. La reducción de la temperatura de las paredes y cabezas de los cilindros removerá más calor del gas durante la compresión, disminuyendo así la temperatura final y reduciendo el consumo de potencia.
3. Una reducción en la temperatura del gas y en el metal que circunda las válvulas dará por resultado un mejor clima de operación de estas partes, resultando en vidas de servicio mayores y reduciendo la posibilidad de formación de depósitos.
4. Una reducción de la temperatura de las paredes de los cilindros promueve una mejor lubricación resultando en una vida mayor, reduciendo los requisitos de mantenimiento.

5. El enfriamiento, particularmente con agua, mantiene una temperatura mas uniforme alrededor del perimetro del cilindro, lo cual reduce la eventual formación y excentricidad del cilindro.

Los diseños de cilindros pueden ser clasificados de manera muy general como no enfriados, enfriados por aire, enfriados por agua y de enfriamiento estancado.

CILINDROS NO ENFRIADOS

Los cilindros no enfriados son usados en dos distintas aplicaciones. La primera es en sistemas de transmisión de gas natural y servicios similares, las relaciones de compresión son pequeñas (2.0 o menores) y los valores de K son también aptos para mantenerse en valores bajos. La temperatura de descarga bajo estas condiciones raras veces excedera 200 F y el enfriamiento del cilindro en este caso es necesario. Mas aún, la obtención de agua de enfriamiento limpia es a veces un problema y resulta ventajoso eliminarla. Estos cilindros son usualmente para presiones de hasta 1000 psig y no cuentan con camisas de enfriamiento, aun cuando se encuentren en operación de servicio pesado.

La segunda aplicación es en criogenia, donde las temperaturas de succión pueden ser tan bajas como 250 F bajo cero y la descarga no supera los 100 F bajo cero, en estos casos obviamente el enfriamiento convencional de cilindros es inutil.

CILINDROS ENFRIADOS POR AIRE

Los cilindros enfriados por aire son aquellos usados para servicios con relaciones de compresión moderadas o altas en máquinas tales como la mostrada en las figuras 3.01 y 3.02. La potencia por cilindro rara vez excederá 20 Hp. Se adicionan aletas a los cilindros y cabezas de estas unidades pequeñas para radiar una cantidad sustancial del calor generado. Las temperaturas de compresión estará en promedio en 300 F y alcanzará 400 F en casos extremos, por lo tanto las aletas (superficie extendida) son una ayuda limitada apenas justa. Estas unidades enfriadas por aire no son recomendadas para servicios de trabajo continuo o trabajo pesado.

CILINDROS ENFRIADOS POR AGUA

Los cilindros enfriados por agua constituyen los caballos de batalla de la industria y son usados donde exista disponibilidad de agua de enfriamiento. Estas unidades son casi invariablemente para trabajo pesado, ejemplos de este tipo de unidades son los ilustrados en las figuras 3.03A a 3.12. La determinación del calor que se debe eliminar por las camisas del cilindro en cada caso específico esta lejos de ser una ciencia exacta debido a cantidad de variables involucradas. Factores tales como tamaño de cilindro, velocidad de rotación, características del gas, espesor de pared, inclusión de camisas reemplazables o forros de cilindros secos, área efectiva de chaqueta de enfriamiento, diferencia de temperatura promedio entre el agua y gas, etc. todos estos

influyen en la cantidad de calor que puede transmitirse al agua. Sin embargo, existen algunas reglas generales que pueden usarse para propósitos de comparación, por ejemplo, el enfriamiento es mas efectivo en cilindros pequeños que en cilindros grandes. El enfriamiento es mas efectivo a bajas rpm que a altas. El enfriamiento es mejor a altas relaciones de compresión que a bajas. La variación de materiales de los cilindros y sus diseños influirán en la efectividad de las camisas. Los recubrimientos de cilindros haran menos efectivo en enfriamiento en relación a cilindros no recubiertos.

REQUERIMIENTO DE AGUA

A menudo es necesario en el diseño de instalaciones tener un valor razonablemente exacto de la cantidad de agua de enfriamiento requerida de tal forma que pueda ser previsto el suministro adecuado. Una base razonable es considerar los BTU rechazados del compresor al agua por unidad de potencia del compresor por unidad de tiempo (BTU/bHp Hr). Un valor usado ampliamente en la industria para cilindros de fierro fundido es 500 BTU/bHp Hr, pero pruebas de operación para estudiar esta materia hace algún tiempo indicaron que ese valor es bajo y que para casos razonablemente promedio para aire ($k = 1.4$) con relaciones de compresión entre 2.5 y 4 un valor promedio mas aproximado es 700 BTU/bHp Hr. Esto propone un circuito de enfriamiento abierto con agua a una temperatura de entrada de 70 F.

La figura 3.22 muestra los resultados de varias pruebas efectuadas en varios cilindros, donde se puede observar que para cilindros de diametro inferior a 12" son clasificados como pequeños, mientras

que los mayores de 22" son clasificados como grandes. En dicha figura se utiliza T_g como la temperatura promedio entre la inicial y la temperatura final del gas determinada en base adiabática y t_a es la temperatura promedio del agua, los datos de esta gráfica pueden ser usados si se requieren resultados un poco más precisos de los que se obtienen al usar los valores indicados anteriormente.

Los cilindros hechos de acero fundido o forjado presentan una reducción en la capacidad para rechazar calor, lo cual es debido principalmente a que presentan paredes de mayor espesor, se usan forros o camisas reemplazables de fierro fundido y las áreas de chaquetas de enfriamiento son menores.

Para estimación de capacidad de rechazo de calor se puede considerar la tabla siguiente, considerando exclusivamente los cilindros.

Cilindros de fierro fundido	700 BTU/bHp Hr
Cilindros de acero fundido	250 BTU/bHp Hr
Cilindros de acero forjado	200 BTU/bHp Hr
Tipo pistón sólido (plunger) de acero	125 BTU/bHp Hr

Siempre que sea posible la temperatura de entrada de agua debe ser de 15 a 20 F superior a temperatura de entrada del gas con objeto de prevenir condensación dentro de los cilindros, si es que el gas contiene humedad o algunos otros condensables. Esto es particularmente deseable para la segunda etapa o etapas superiores

en servicios de compresión de aire.

La temperatura de salida del agua no debe exceder 120 F, hay casos, sin embargo, en los que estos límites no son tomados en cuenta debido a condiciones locales o se usan sistemas de agua de enfriamiento externos.

En compresores multietapa el agua debe pasar, preferentemente, primero a través de los interenfriadores y después por las chaquetas de los cilindros, esta combinación da las condiciones ideales. El agua que se utilice debe ser limpia, libre de sedimentos y no incrustante, cuando no se tiene agua disponible de esas características se debe restringir el rango de elevación de temperatura con objeto de incrementar el flujo de agua con lo que se reducirá la incrustación y resultará en un mejor enfriamiento y menos problemas de limpieza de la chaqueta. La posibilidad de asentamiento también se verá reducida debido a la mayor velocidad de flujo de agua.

Un procedimiento aproximado para determinar la cantidad de agua que se requiere circular para lograr el enfriamiento de los cilindros se presenta a continuación, requiriéndose además el uso de ciertas suposiciones, lógicas en función del caso específico de que se trate.

Considerando solamente una aproximación al funcionamiento bajo condiciones adiabáticas (isoentrópicas) se tiene que para una unidad de masa (libra) de gas, considerando que q es el calor adicionado, Wt es el trabajo total adicionado y h el cambio de entalpia.

$$q + w_t = \Delta h \quad (3.03)$$

En un proceso isoentrópico, q es igual a cero, entonces:

$$w_t = \Delta h = h_2 - h_1 \quad (3.04)$$

si
$$c_p = \frac{dh}{dT} \rightarrow dh = c_p dT \quad (3.05)$$

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad (3.06)$$

y
$$w_t = c_p (T_2 - T_1) \quad (3.07)$$

Lo cual significa que el trabajo teórico isoentrópico para un proceso simple si se expresa en BTU es numericamente igual al incremento en calor sensible del gas entre la entrada y la salida. Este es el trabajo tanto para compresión como entrega.

Si se hiciera un analisis exclusivamente para la compresión, se tendria que :

$$w_c = c_v (T_2 - T_1) \quad (3.08)$$

No se deben confundir las dos cantidades ya que su diferencia esta en el calor especifico básico que es usado.

La unica diferencia entre el trabajo teórico y el actual esta en las perdidas mecánicas y de fricción del gas, así como otras pérdidas de compresión. Para un compresor recíprocante, los siguientes aspectos deben ser considerados en el cálculo del

balance de calor:

1. El calor irradiado del bastidor, cilindro, enfriadores y tubería a la atmósfera (usualmente 5% aprox.)
2. El calor transferido por conducción del bastidor a su cimentación.
3. El calor drenado de los baleros por el aceite de lubricación y enfriamiento, el cual es irradiado a la atmósfera o transferido al agua de enfriamiento.
4. El calor extraído por el agua de enfriamiento en las chaquetas del cilindro.
5. El calor extraído por el medio de enfriamiento de los interenfriadores, y
6. El calor extraído del compresor por el gas conforme este abandona el sistema.

El total de estos seis conceptos expresados en BTU deben ser numéricamente igual a la potencia entregada en la flecha (bHp) al compresor también expresado en BTU/hr (1 bHp, 2545 BTU/hr).

CILINDROS DE ENFRIAMIENTO ESTANCADO

Los cilindros enfriados por refrigerante estancado tienen chaquetas que se llenan con líquido que no se circula, el tipo de fluido depende de la aplicación en particular. El propósito principal es la igualación de temperatura alrededor del cilindro mas que conseguir un enfriamiento en sí. Este arreglo no es usado nunca donde existe una necesidad seria de enfriamiento.

Los cilindros son frecuentemente equipados con chaquetas que son

llenadas de aceite, las chaquetas se conectan a un arreglo de tubería para permitir la expansión térmica, en el caso de cilindros que manejan gas a baja temperatura, por ejemplo, en servicios de refrigeración, la chaqueta puede llenarse con anticongelante.

MATERIALES DE CONSTRUCCION - CILINDROS LUBRICADOS

UNIDADES ENFRIADAS POR AIRE

La construcción general de las máquinas enfriadas por aire se muestran en las figuras 3.01 y 3.02. Los cilindros son de simple fundición atornillados entre el bastidor y las cabezas. Las válvulas se montan entre la cabeza y el cilindro o en la cabeza en sí. Los pistones son del tipo émbolo abierto (trunk) y los anillos son de diseño de compresión automáticos con anillos especiales de control de aceite. Los materiales son casi exclusivamente de fierro fundido, aún para diseños especiales de alta presión. En esta área los diámetros de cilindros en la última etapa llegan a ser tan pequeños como 1/2" y las partes pueden ser especialmente tratadas térmicamente para obtener una resistencia extra y mejores características al desgaste.

UNIDADES TIPO CRUCETA (CROSSHEAD)

Estas unidades varían en tamaño desde 25 hasta más de 12000 Hp y operan a presiones desde 15 hasta 60000 psig o mayores. Los diseños para presiones arriba de 6000 psig llegan a ser especiales y no serán analizados al detalle.

MATERIALES DE CILINDROS

Aunque los materiales son seleccionados normalmente por resistencia, hay aplicaciones donde pueden ser determinantes algunos otros factores como choque térmico, choque mecánico y resistencia a la corrosión. Estos factores usualmente son cubiertos por las especificaciones del comprador.

El fierro fundido es generalmene usado para cilindros y cabezas cuando se usan hasta 1200 psig de presión de descarga, sin embargo, de acuerdo con el API Std. 618 no se debe usar fierro fundido para cilindros en servicios donde la presión de ajuste de la válvula de relevo sea superior a 1000 psig, esto representa presiones de descarga normales inferiores a 900 psig. El tamaño y complejidad del diseño puede requerir límites inferiores. Algunos proveedores usan fierro fundido especialmente formulado y tratado térmicamente en cilindros pequeños hasta 2000 psig, sin embargo, se debe verificar los requerimientos de cumplimiento con API.

El hierro nodular es usado en cilindros para presiones aproximadamente hasta 1500 psig aunque en cilindros pequeños puede ser usado hasta 2000 psig. El hierro nodular es un fierro fundido dúctil de alta resistencia a la tensión, especialmente procesado para producir el grafito en esferas en lugar de hojuelas o cristales.

Rara vez se usa en su condición tal como resultó de la fundición, ya que normalmente las propiedades son mejoradas por relevado de esfuerzos para mejorar la resistencia a la tensión y por recocido cuando se desea un máximo de ductilidad para mejorar la resistencia al impacto.

El API Std. 618 limita la aplicación de hierro nodular para

servicios hasta donde la presión de ajuste de la válvula de seguridad sea igual o inferior a 1000 psig, lo que significa presión de descarga de operación de 900 psig máximo aproximadamente, por lo que si dicha norma es aplicable a un caso particular, se debe observar este límite.

ACERO FUNDIDO.- Los cilindros de acero fundido según fabricantes, tienen su aplicación típica para servicios con presión de descarga entre 1200 y 2500 psig, sin embargo, el API 618 limita el uso de este material para servicios donde la presión de ajuste de la válvula de seguridad sea igual o menor de 2500 psig, lo que significa presiones de descarga de operación de 2270 psig máximo, por lo que para cada caso específico se deben hacer las consideraciones y estudios pertinentes.

Para unidades de diámetro pequeño puede resultar que por consideraciones económicas, sea más conveniente la aplicación de acero forjado para presiones superiores a 2000 psig. Algunos fabricantes, en aplicaciones para presiones inferiores a 1200 psig, utilizan el acero fundido solo como casos especiales para cubrir los requerimientos del cliente.

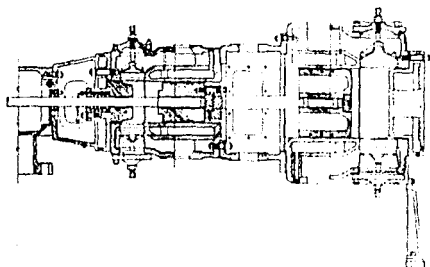
El acero forjado se aplica normalmente para presiones de ajuste de la válvula de seguridad superiores a 2500 psig según API, sin embargo algunos fabricantes como estándar suministran acero forjado para presiones de operación superiores a 2500 psig.

DISEÑO DE LOS CILINDROS

Los diseños típicos de cilindros de fierro fundido de tamaño moderado son mostrados en las figuras 3.03A a 3.09. El fierro

fundido es el material mas comen para los pistones, sin embargo, existen diseños donde el material usado es aluminio, especialmente en diámetros grandes, ya que en estos casos las fuerzas inerciales son altas. En casos especiales donde no es posible usar aluminio debido principalmente a la presencia de constituyentes corrosivos en el gas y donde el fierro fundido es indeseable debido a su peso y fuerzas de inercia desbalanceadas, se pueden usar pistones de ligeros de acero de construcción soldada con bandas de desgaste antifricción de metal-espreado.

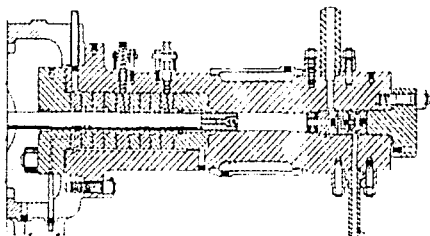
Los cilindros de hierro nodular tienen mismo diseño que los de fierro fundido.



3.23 Arreglo tipico de dos cilindros en tandem de acción simple opuesta.

Dentro de la variedad de diseños de cilindros que se tienen, se encuentran principalmente los de acción sencilla, en los cuales la compresión del gas se lleva a cabo solamente en un extremo del cilindro. Usualmente en el extremo del lado de la cabeza, sin embargo, puede ser también que la compresión se haga del lado cercano al cigueñal. Ejemplos de este tipo de diseños se muestran en las figuras 3.23 y 3.24; como puede observarse en dichas

figuras, se pueden tener dentro de este mismo tipo varios arreglos, por ejemplo, en la figura 3.23 se muestra un arreglo tipico con dos cilindros en tandem sobre la misma barra, donde los pistones de acción o efecto simple comprimen hacia lados opuestos. En la figura 3.24 se muestra un arreglo distinto donde el pistón es sólido.

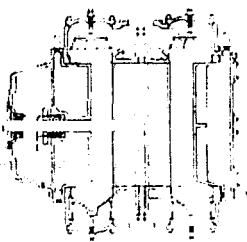


3.24 Arreglo típico de un embolo de acción simple.

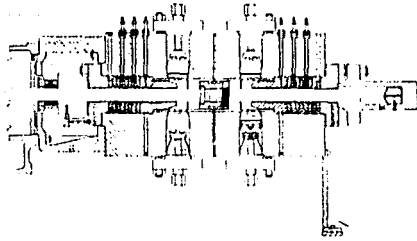
El arreglo en tandem de la fig. 3.23 y en general este tipo de arreglos, tienen el inconveniente de que el cilindro mayor debe ubicarse en el lado externo (del lado de las cabezas) con objeto de que se tengan facilidades para dar mantenimiento al cilindro (pistón) interno, que resulta ser el mas pequeño. En caso de que el cilindro interno sea el mayor, la construcción se complica y el mantenimiento también se dificulta mas. No tendría nada de especial la necesidad de colocar el cilindro mayor en el lado de los cabezales y el pequeño del lado del bastidor, si no resultará que el menor, en caso de etapas en serie, resulta ser la etapa superior, ya que el gas al haberse comprimido requiere menos volumen. Este hecho hace que el cilindro menor deba tener por un lado empaque diseñado para una presión diferencial entre la

presión de descarga y la atmosférica, mientras que el cilindro de baja no requiere empaque ni siquiera para el diferencial (entre la presión intermedia y la atmósfera).

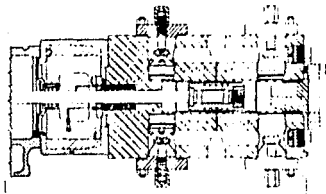
Otro diseño de cilindros que se puede tener es en los llamados de doble efecto, en los que la compresión tiene lugar en ambos lados del pistón (del lado del bastidor y del lado de la cabeza), se debe notar que el lado interno siempre tiene la barra del pistón corriendo dentro del cilindro, mientras que el lado de la cabeza no la tiene, sin embargo en algunos casos se usa una barra de cola para igualar la capacidad de ambos lados. En las figuras 3.25, 3.26 y 3.27 se muestran ejemplos típicos de este tipo de cilindros, de estos, el ejemplo de la figura 3.26 incluye barra de cola.



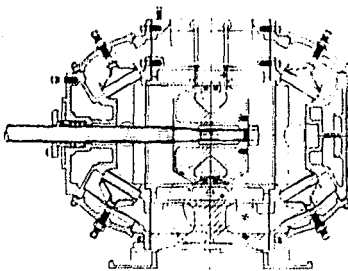
3.25 Cilindro típico de baja presión y alta capacidad.



3.26 Arreglo tipico mostrando atrapador de barra de cola.



3.27 Cilindro tipo "Billet" de acero forjado.



3.28 Cilindro tipico con camisa mojada.

CAMISAS DE LOS CILINDROS

Las camisas de los cilindros son insertos en el cuerpo principal del cilindro, de los cuales existen principalmente dos tipos, las camisas húmedas que se encuentran mostradas en la figura 3.28, en este tipo, las camisas forman la pared de presión así como la pared interior de la camisa de enfriamiento. La junta entre el cilindro y la camisa está localizada generalmente en los extremos, las camisas en su instalación o armado, son forzadas hacia su lugar (shrink fitted) y después encaradas hacia los extremos, en este tipo, las camisas deben ser de suficiente espesor para resistir la carga de la presión interna del cilindro.

El otro tipo de camisas es el tipo seco, los cuales solo recubren la pared del cilindro y no requieren resistir las cargas de esfuerzo interno. Este es el tipo más comúnmente usado. Las camisas secas son mostradas en las figuras 3.26 y 3.27, con propósito de comparación, se puede notar que los cilindros de la figura 3.25 es del tipo sin camisa. El material estándar usado por varios fabricantes para las camisas de recubrimiento es hierro fundido.

En caso de que se especifique, se pueden tener materiales y aleaciones resistentes al desgaste y a la corrosión.

Las camisas pueden usarse para recubrir y dar tolerancia al desgaste por uso o corrosión, principalmente cuando se usan cilindros de acero forjado o fundido, o inclusive para permitir preparaciones para aumentos futuros en capacidad.

Los materiales comunes son el hierro fundido (como se mencionó antes) y hierro nodular, grafito, aluminio, acero, carburo de tungsteno, etc.

Las camisas son usadas con frecuencia en cilindros de fierro fundido con objeto de hacer mas faciles las labores de reparaci3n y al cambiar las condiciones de operaci3n.

Las camisas de recubrimiento deben extenderse a lo largo de la longitud completa del cilindro, y deben ser preajustadas o forzadas en una localizaci3n (shrunk fitted).

Las camisas secas presentan algunas desventajas que b3sicamente son las siguientes:

Requieren mayores claros

Disminuyen la capacidad para un di3metro de cilindro daado

Reducen la efectividad de las chaquetas de enfriamiento

Son mas caras y consumen tiempo para reemplazarlas

CONEXIONES DE ENTRADA Y DESCARGA

Las conexiones roscadas son comunes para unidades pequenas, de hecho el API Std. 618 permite el uso de conexiones roscadas, soldadas o bridadas para tamaos de 1 1/2" o menores, sin embargo para usos industriales esta limitaci3n se aplica solo hasta 3/4", requiriendose para 1" y mayores forzosamente conexiones bridadas.

Se debe considerar que para servicios donde se manejan gases toxicos o inflamables, se requiere que las conexiones roscadas sean selladas con soldadura, de tal forma que para prevenir un facil mantenimiento conviene especificar conexiones bridadas. En las conexiones de compresores, para tamaos de 1" o 1 1/2", servicios de alta presi3n se requieren conexiones bridadas conforme ANSI B16.5

Las conexiones bridadas se deberán apegar completamente a lo requerido en los estándares ANSI con objeto de hacer compatible perfectamente las características de las conexiones del equipo con el material estandar que se use para la tubería externa. En cuanto a los empaques, existen diversos tipos, siendo el mas ampliamente usado, anillos de asbesto comprimido, sin embargo, para altas presiones o gases peligrosos o con alta tendencia a las fugas, se requiere usar anillos de asbesto con espiral metálica (generalmente de acero inoxidable) o juntas semiflexibles laminadas de metal con relleno adecuado al servicio específico de que se trate.

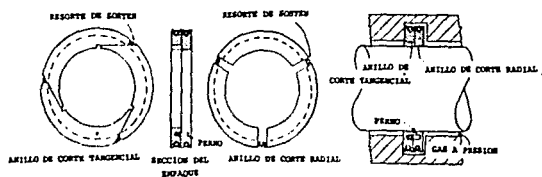
Las juntas de lengüeta y ranura (RTJ) generalmente utilizan empaques de anillos planos suaves de fierro, aunque en ocasiones se usa cobre.

EMPAQUETADURA DE LAS BARRAS

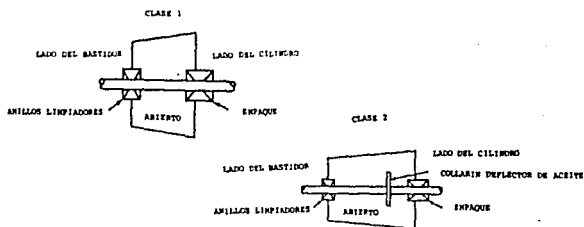
En los compresores tipo cruceta, algunas veces se usan empaques de material fibroso blando, o empaques mas permanentes de materiales semimetálicos preformados. El estandar casi sin excepción es el empaque mecanico flotante, autoajustable con el uso. Comunmente se elabora para cualquier tipo de gas, de materiales variados y es usado en servicios comerciales para presiones hasta 60000 psig o mayores. Existen numerosos diseños, pero con los mismos principios de operación. Ver figura 3.29.

Los materiales actualmente mas usados que resultan adecuados para la mayoría de las aplicaciones son carbón y teflón. La figura 3.29 muestra un arreglo típico y explica la operación. Un empaque actual tendrá de tres a ocho pares de tales anillos en una sola

cavidad o ensamble. Desde luego el número de pares depende de la presión y requerimientos de servicios. Este tipo de empaques requiere ser lubricado a menos que se suministre en materiales especiales antifricción.



3.29 Par típico de anillos de empaque mecánico.



3.30 Esquema de piezas espaciadoras clase 1, usada en compresores lubricados, y clase 2, usadas en compresores no lubricados.

En compresores no lubricados se requiere que los anillos de empaque sean enfriados por agua. En compresores lubricados la disipación de calor se lleva a cabo por la lubricación. En equipos pequeños es suficiente con el salpicado del bastidor, sin embargo, en unidades grandes se requieren arreglos especiales para provocar

una lubricación mas eficiente.

En compresores no lubricados se debe prevenir precisamente la lubricación y cualquier contacto del gas con el aceite. La figura 3.30 muestra un arreglo para compresores no lubricados donde se requiere de una pieza espaciadora y anillos rascadores de aceite para prevenir las fugas de aceite hacia el cilindro.

PRUEBAS HIDROSTATICAS

La prueba hidrostática de las partes sometidas a presión tiene una variedad de propósitos, siendo el primordial detectar fugas y porosidades de las fundiciones y localizar puntos débiles que en un momento dado pudieran fallar. Algunas partes tales como los cilindros y cabezas de las máquinas verticales pequeñas son de tan buen diseño respecto a esbeltez y otros aspectos estructurales que la resistencia a la presión es rara vez un factor controlante y algunos de estos compresores pueden no requerir prueba, sin embargo, el API618 requiere prueba hidrostática para todas las unidades, lo cual en estas unidades puede parecer que esta de más, sin embargo, para la detección de porosidades es una seguridad que no esta de más.

Las partes sometidas a presión deben probarse a 150% del valor de la presión máxima permisible de trabajo de éstos o 115 psig, la que resulte mayor.

CONTROL DE CAPACIDAD

Para cada unidad de compresión con sus cilindros individuales asociados existe una curva característica fija de potencia. Esta curva se eleva, alcanza un pico y luego cae conforme la relación

de compresión varia.

Muchos compresores son diseñados y operados a condiciones fijas en un proceso o ciclo de refrigeración dado. Sin embargo, existen otras tantas unidades diseñadas y operadas en una variedad de condiciones de presiones de succión y descarga o bien de capacidad inicialmente desconocida con exactitud. Estas situaciones son una realidad y una necesidad económica.

Para entender los factores que afectan las características de potencia se debe evaluar la potencia característica de la unidad a través de la ecuación 3.09.

$$BHP = (D \cdot E_v) (P_i) (BHP/MMCFD) / 10^4 \quad (3.09)$$

Se puede observar que en la ecuación 3.09 la única variable libre para control es la eficiencia volumétrica E_v , ya que el desplazamiento del cilindro (D) y la presión de succión (P_i) están fijas. La eficiencia volumétrica es función de la relación de compresión y del porcentaje de claro del cilindro, el cual puede ser variado de diversas maneras.

La entrega de un compresor requiere ser regulada (controlada) para adaptarse a las condiciones demandadas por el proceso. El punto de control puede ser la presión de descarga (el cual es el caso mas frecuente), la temperatura del fluido que se esta enfriando (en sistemas de refrigeración), la presión de succión de un sistema donde se esta realizando una evacuación, la dosificación de un peso o volumen constante al proceso, etc. El punto de control usualmente no influye en el tipo de control de capacidad usado

para el compresor reciprocante. Este es determinado más por el tamaño y tipo de unidad, tipo de accionamiento y cantidad y rango de control requerido. A veces es necesario combinar dos tipos de control.

CONTROL MANUAL

Casi todos los tipos de control pueden ser arreglados de manera que sean manualmente operados, hay muchos ejemplos donde los cambios en las condiciones de demanda son tan poco frecuentes y suficientemente lentos para permitir la operación manual.

DESCARGA PARA ARRANQUE

Prácticamente todos los compresores reciprocantes deben estar descargados en algun grado antes del arranque de tal forma que el par de arranque disponible del accionamiento durante la aceleración no sea excedido.

Esto frecuentemente se hace de manera manual pero en sistemas de control automático y en muchos otros se debe contar con descarga para arranque de manera automática. Los métodos para descarga automática son variados, siendo el mas frecuente el venteo hacia la atmósfera, también se puede lograr por medios que mantengan las válvulas de succión abiertas o agregando grandes claros de volumen a los cilindros. La descarga se puede conseguir también cerrando la admisión del compresor, lo cual es poco frecuente y es algo especial.

TIPOS BASICOS DE CONTROL

Los métodos básicos de control de capacidad son:

- a. Arranque y paro automático
- b. Velocidad constante
- c. Velocidad variable

El método de arranque y paro automático está prácticamente limitado sólo a unidades accionadas por motor eléctrico, aunque hay algunos casos donde turbinas de vapor o de gas pueden arreglarse de esta manera. El compresor opera a plena carga por un período determinado y después se detiene. Estas unidades mantienen una presión relativamente constante en un tanque recibidor. Ejemplos de ese tipo de control se tienen en sistemas de aire (compresores de gasolina), sistemas de refrigeración, sistemas de aire acondicionado, en estos dos últimos sistemas el objeto es controlar temperatura.

La aplicación de este tipo de control, sólo está limitado si se pueden instalar descargadores para arranque y si los arranques y paros no son muy frecuentes.

El método de control a velocidad constante puede ser aplicado a todos los tipos de compresores sin importar el tipo de accionamiento, el compresor opera a plena velocidad continuamente, cargando parte del tiempo y descargando total o parcialmente la otra parte. Dentro de este método hay varios tipos o mecanismos de control.

El método de velocidad variable es usado cuando el accionamiento es capaz de operar a una velocidad variable que sea relacionable a la demanda. Las unidades accionadas con turbina de vapor o de gas son adecuados para este método de control. A estas unidades

también a menudo se les agregan accesorios para control a velocidad constante.

Un cuarto método de control de capacidad se obtiene con frecuencia en algunas unidades por la combinación de arranqueparo, con alguno de los otros métodos, siendo típicamente combinado con el método a velocidad constante.

El funcionamiento de este sistema "Dual" se tiene cuando se esta haciendo de manera normal control a velocidad constante agregando dispositivos que detecten el tiempo en el que el compresor esta "descargando" o sea, operando a plena velocidad pero en vacío, y después de transcurrir un determinado periodo, actúa el otro sistema, es decir, el paro y nuevamente cuando hay demanda actuaría para arrancar la unidad, repitiendose el ciclo. Dependiendo de la demanda efectiva de gas del compresor puede ser que durante mucho tiempo no se actúe el sistema de control de arranqueparo o bien que se use frecuentemente.

El mecanismo de control a velocidad constante es probablemente el mas usado para la operación de compresores reciprocantes a nivel industrial y aunque se han aplicado para este propósito mecanismos de bloqueo de tubería de succión o bien estrangulamiento de la misma para lograr la variación de capacidad manejada, de acuerdo a la demanda del sistema, estos mecanismos producen altas ineficiencias y problemas operativos como sobrecalentamiento de la máquina. De tal forma que los mecanismos mas usados son "descarga por medio de las valvulas de entrada del compresor" y "uso de bolsas de claro o clearance pockets", los cuales pueden ser una o varias y de volumen constante o variable.

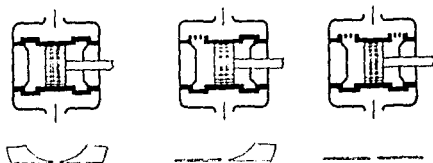
DESCARGA DE CILINDROS

Para cada unidad de compresión con sus cilindros individuales, existe una curva característica fija de potencia con respecto a la variación de la relación de compresión. Esta curva parte de un valor inicial, aumenta hasta un máximo y luego disminuye.

DESCARGA DE LAS VALVULAS DE SUCCION

Este es el mecanismo mas usado para el control de capacidad a velocidad constante y consiste simplemente en mantener las válvulas de entrada abiertas durante las carreras de succión y descarga, de tal forma que el gas que se toma durante la carrera de succión es regresado hacia atrás a través de las mismas válvulas de succión durante la carrera de descarga. En este sistema se tiene una buena economía al consumirse durante la operación en vacío sólo aproximadamente 15% de la potencia que se consume en la operación normal. Con el uso de descargadores en las válvulas de succión se tiene como máximo un conjunto de tres etapas de control de capacidad, esto es 100%, 50% y 0%.

Una ilustración de la operación con descargadores mostrando la tarjeta indicadora del compresor para cada etapa de control se muestra en la figura 3.31.



3.31 Esquema de la operación con 3 etapas de control.

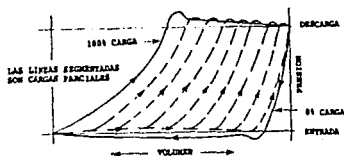
Se considera que no es buena práctica la utilización de mas de dos etapas (0 y 100%) en compresores que no son de fuerzas equilibradas, como sucede en el caso de cilindros en "línea". Cuando se opera a 50% de carga se tiene un alto torque cuando se presenta la carrera hacia un lado y torque muy bajo cuando se presenta la carrera en sentido contrario. Un compresor de etapa simple o múltiple con barras conectoras independientes por cilindro puede operar adecuadamente a media carga, ya que el efecto de desbalanceo puede ser contrarrestado adecuadamente.

Una mejora potencial en el sistema de control lo representaría uno con capacidad de control en un numero muy grande de etapas. Esto puede ser realizado con un mecanismo automático que permita que las válvulas se abran normalmente durante la carrera de succión y la mantenga abierta durante la carrera de descarga pero sólo un tiempo que sería proporcional a la capacidad que se desea controlar. Un sistema como este daría una variación suave en el flujo entregado a la descarga desde plena carga hasta operación en vacío. Un sistema como este requeriría en resumen:

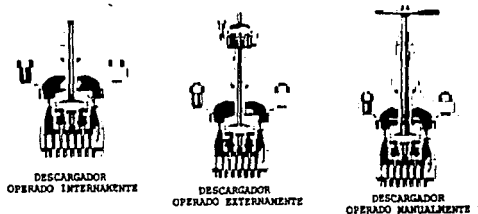
- a. Permitir que las válvulas de entrada se abran normalmente para llenar el cilindro
- b. Mantenerlas abiertas por un intervalo de tiempo determinado durante la carrera de compresión.
- c. Liberar las válvulas de entrada de tal forma que tenga lugar de compresión.

El funcionamiento de un sistema con reducciones progresivas de capacidad quedaría ilustrado a través del diagrama de la figura 3.32 (La operación de los descargadores puede ser manual o

automática operadas interna o externamente).



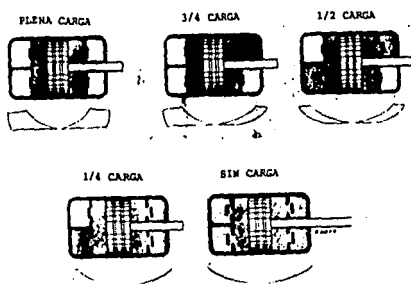
3.32 Indicador progresivo para operación con un número infinito de etapas de control.



3.33 Mecanismos típicos de descargadores.

Otro método de control de capacidad sería a través del uso de "bolsas de claro" clearance pocket. Este método también es usado con cierta frecuencia y en un cilindro de doble efecto, puede dar hasta cinco etapas de control. La operación de las clearance pockets es independiente de las válvulas de admisión y descarga. La operación de este sistema se basa en el hecho de que el claro en el cilindro tiene una fuerte influencia en la eficiencia volumétrica, de tal forma que el gas que queda en el claro durante la carrera de compresión, incrementa su presión y durante la carrera de succión se expande, sin permitir la entrada de aire hasta que no alcance una presión igual a la presión de succión.

Este método de control es ligeramente menos eficiente que el método que usa descargadores, ya que si hay trabajo de compresión, sobre el % de capacidad inútil, dado en este caso por el volumen de la bolsa de claro (clearance pocket), teniéndose un consumo de potencia al operar en vacío del orden del 15%.

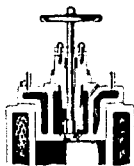


3.34 Diagramas de operación con 5 etapas de control usando bolsas de claro.

Una ilustración del funcionamiento de este tipo de sistemas se presenta en la figura 3.34 para un cilindro de doble acción equipado con clearance pockets de volumen fijo.

Debe notarse que se puede tener un control de capacidad constante desde 0 al 100% por el uso de bolsas de volumen variable. Tanto las bolsas de volumen variable como las fijas pueden ser de operación manual o automática.

En la figura 3.35 se presentan ejemplos típicos de mecanismos de control de bolsas de claro (clearance pockets).



VOLUMEN FIJO
ACTUADOR MANUAL



VOLUMEN VARIABLE
ACTUADOR MANUAL



VOLUMEN FIJO
OPERAC. EXTERNA

3.35 Mecanismos típicos de válvulas para control por bolsas de claro.

OTROS ASPECTOS RELACIONADOS

Consideraciones respecto a la tubería en sistemas que incluyen
compresores recíprocentes.

TAMANO

La tubería de o hacia un compresor recíprocante no debe ser
analizada exclusivamente por consideraciones de caída de presión
en régimen permanente, ya que estas son condiciones que no
prevalecen ni en la admisión ni en la descarga, sino que
normalmente prevalece un flujo pulsante con una frecuencia igual a
la velocidad de operación del compresor. Uno de los principales
problemas es amortiguar dichas pulsaciones de tal forma que no
crezcan dentro de la tubería.

La resonancia en la tubería de gas puede causar entre otras cosas,
excesiva caída de presión, incremento en el consumo de potencia,
reducción de la capacidad, fugas en los tubos de cambiadores de
calor y daño a válvulas. Además de que usualmente la resonancia

ocasiona severos problemas de vibración en tuberías y estructuras de soporte que con el tiempo pueden ocasionar fugas en juntas de tubería, roturas de éstas y algunos otros problemas.

CAMARAS DE PULSACION

Existen diversas clases de cámaras de amortiguamiento de pulsación que tienen por objeto minimizar o eliminar los efectos de la pulsación del flujo de gas.

Los fabricantes de compresores frecuentemente sobredimensionan las conexiones de entrada y salida con objeto de eliminar la posibilidad de pérdidas excesivas, debido a esto es necesario ser cuidadoso al especificar reducciones en las tuberías de entrada y salida, considerando solo el caso de régimen permanente. De los diferentes tipos de cámaras de pulsación probablemente el sistema mas simple es el uso de botellas de volumen (volume bottles), las cuales no son otra cosa que recipientes a presión sin baffles que se instalan muy cerca de las conexiones de descarga y/o succión y son dimensionadas empíricamente por los fabricantes de compresores.

Cuando una botella de volumen se coloca a la entrada de una etapa superior (la primera si es que hay enfriamiento a la succión) puede también funcionar como separador de condensados.

Otro método de lograr una botella de volumen puede ser simplemente el manifold o cabezal de conexión de varias entradas o descargas de cilindros que operan en paralelo y sirve para todos los cilindros que son conectados.

Otro método mas sofisticado lo constituye el propio amortiguador de pulsación, el cual es comercialmente construido para dicho

propósito.

Un amortiguador de pulsaciones es un accesorio normalmente constituido por un recipiente a presión con baffles. Estos equipos se diseñan normalmente para garantizar que las variaciones en presión no excedan mas/menos 2% de la presión absoluta de la corriente gaseosa. Esto se mantiene para las condiciones de diseño y no necesariamente para condiciones de presión y flujo variables. Los amortiguadores deben montarse lo mas cercano posible al cilindro.

El amortiguador de succión amortigua la onda de presión del cilindro hacia aguas arriba del sistema de tubería de admisión. El amortiguador de descarga debe amortiguar la onda de presión que va hacia aguas abajo en la tubería de descarga.

RESONANCIA EN TUBERIA DE AIRE

En este apartado se hace referencia principalmente a los compresores que manejan aire porque éste es un grupo de características especiales, dada su aplicación, sin embargo, estos aspectos pueden ser también aplicables a compresores manejando otro tipo de gases.

La mayoría de los compresores que manejan aire no usan amortiguadores de pulsación, ni en la succión ni en la descarga, lo cual los expone eventualmente a que se presente resonancia en sus tuberías de succión y/o descarga, aun cuando esto no es un caso frecuente, puede ocurrir. Para prevenir esta resonancia, que es la vibración sistemática de la columna de aire dentro de la

tubería, se deben evitar ciertas longitudes rectas en las tuberías tanto de succión como de descarga.

TUBERIA DE ADMISION CON UN EXTREMO ABIERTO

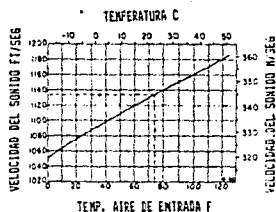
Una condición resonante en el extremo abierto de la tubería de succión, puede causar sobrecarga de aire al compresor y sobrecarga en el accionamiento, ruptura de válvulas y vibración, a menudo con resultados serios. La sobrecarga del aire al compresor debe entenderse como un sobrellenado del cilindro en la carrera de admisión y un incremento en la presión dentro del cilindro, a tal grado de ser muy superior a la presión atmosférica. La compresión entonces se inicia a este valor alto con el consiguiente incremento de potencia consumida.

Las distancias rectas en la succión que deben evitarse pueden ser predichas de acuerdo a lo siguiente:

Dentro de la tubería de admisión, la columna de aire pulsa de acuerdo a la velocidad del pistón con una longitud de onda que depende de la velocidad del sonido en el aire y las RPM del compresor. Se pueden desarrollar ondas fuertemente resonantes si la longitud total equivalente de la tubería es 1/4 o 3/4 de esta longitud de onda sonora, por lo que estas son las longitudes que deben evitarse con un margen adecuado.

La velocidad del sonido varía con la temperatura, tal como se muestra en la figura 3.36.

$$V_s = (144 \text{ g k p } V_e)^{1/2} = (k \text{ g R' T})^{1/2} \quad (3.10)$$



3.36 Velocidad del sonido en el aire a nivel del mar.

Dado que las temperatura ambiente puede variar entre un valor mínimo y un máximo, es conveniente evitar longitudes en una banda tanto hacia arriba como hacia abajo de los valores teóricos que deben ser evitados.

TABLA 3.01 VALORES DE LONGITUD TOTAL EQUIVALENTE QUE DEBEN EVITARSE EN TUBERIAS

	A 1/4 DE LONGITUD DE ONDA	A 3/4 DE LONGITUD DE ONDA
Limite inferior	0.17 long.onda	0.67 long. onda
Limite superior	0.33 long.onda	0.83 long. onda

La longitud de onda de un cilindro de doble efecto puede ser obtenida usando la ecuacion 3.11

$$\lambda = \frac{60a}{2n} \quad (3.11)$$

donde λ = longitud de onda (ft)

a = Velocidad del sonido (ft/seg)

n = rpm

Considerando la velocidad del sonido estandar en aire, de 1135 ft/seg, la cual se considera a 75 F, tenemos que:

$$\lambda = \frac{34050}{n} \quad (3.12)$$

Para un cilindro de efecto simple (o uno de doble efecto con un extremo descargado), la longitud de onda será el doble. Este principio también es usado para verificar la resonancia en estas condiciones, es decir, con un extremo descargado, además de hacerlo para la condición a plena carga.

Las ecuaciones presentadas antes (ecuaciones 3.11 y 3.12) son aplicables solo cuando se tiene una única admisión de aire a un solo cilindro y el tubo es de tamaño uniforme desde la entrada.

Los cálculos para la línea de descarga, otros gases o presión de succión diferente de la atmosférica se pueden hacer utilizando el mismo procedimiento, tomando en cuenta el valor adecuado de la velocidad del sonido en el gas (a) a las condiciones particulares.

LONGITUD EQUIVALENTE DE TUBERIA

La longitud equivalente a tubería contenida en los pasajes de entrada y el extremo del cilindro hacia el cual esta fluyendo el gas o aire, debe restarse de los límites de longitud superior e inferior, de tubería que deben evitarse. Esto dará la longitud actual de tubería desde la brida de entrada al cilindro al extremo de la tubería de entrada. Los filtros de aire normalmente no alteran la longitud de tubería, a menos que tengan grandes

volumenes interiores entre los elementos y la brida. Todas las curvas deben ser medidas sobre sus líneas de centros para propósitos de longitud permisible.

La longitud equivalente de tubería (L) dentro del cilindro depende del volumen del cilindro en sí y de los pasajes. La ecuación 3.13 ha sido desarrollada empíricamente para estimar esto:

$$V = \frac{2.58 \pi D^2 S}{4} = 2.03 d^2 S \quad (3.13)$$

Donde V = vol. equivalente de pasajes y del cilindro en sí (ft³)

D = diametro del cilindro (ft)

S = carrera del pistón

Y la longitud equivalente quedaria definida por medio de la ecuación 3.14 en función del volumen equivalente.

$$L = \frac{\lambda}{360} \times \tan^{-1} \left(\frac{2\pi V}{A \lambda} \right) \quad (3.14)$$

Donde L = longitud equivalente dentro del cilindro y pasajes (ft)

L = longitud de la onda de presión (ft)

A = área de la tubería en ft²

\tan^{-1} = ángulo expresado en grados cuya tangente es el término de la derecha.

TUBERIA DE DESCARGA

La resonancia en la tubería de descarga puede causar sobrecarga del accionamiento, pérdida de capacidad, ruido intolerable en el

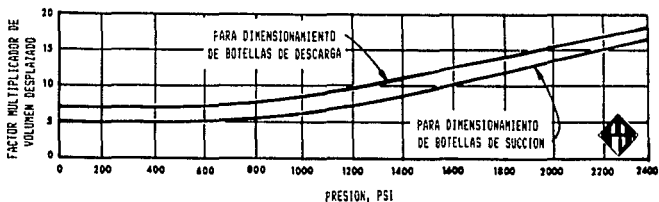
recibidor y daño en los tubos del postenfriador. Los efectos pueden ser tan importantes que puede llegarse a presentar vibración destructiva. No es posible predecir cuando esto puede ocurrir, aunque usualmente se puede sugerir una solución.

Es conveniente consultar al fabricante enviándole un croquis de la tubería desde el compresor hasta el recibidor, así como un reporte completo.

CONTROL DE PULSACION DE GAS

Como un método para prevenir la resonancia en las tuberías de gas se puede contar con el control de pulsaciones.

Se han probado varios métodos industriales como un esfuerzo de obtener una "regla de dedo" razonable para el dimensionamiento de botellas de volumen sin mamparas (pulsación) de succión y descarga.



3.37 Factor multiplicador de volumen desplazado contra presión en la línea.

De los métodos empleados no hay dos que hayan dado la misma respuesta. Aun más parece de gran utilidad contar con un método corto y de fácil manejo para juzgar cuando es adecuado en tamaño propuesto. Esta es precisamente la intención de la figura 3.37 que se presenta a continuación, la cual proporciona un factor

multiplicador del volumen desplazado en función de la presión en la línea.

La figura 3.37 da los valores para un único cilindro, cuando más de un cilindro es conectado en paralelo, el volumen al que se aplica el multiplicador es la suma de los volúmenes desplazados.

Una vez que se ha determinado el volumen requerido, las dimensiones de diámetro y largo requieren de algo más de juicio. Algunos criterios generales son que los cabezales sean tan cortos y de diámetro tan grande como puedan ser consistentes con la presión de operación, limitaciones de espacio y apariencia.

Una buena regla general es dimensionar el cabezal con un diámetro de 1.5 veces el diámetro interior del mayor de los cilindros conectados a él, sin embargo, esto no es siempre práctico, particularmente cuando se encuentran involucrados cilindros de gran diámetro.

Los diámetros interiores del tubo o carcaza deben ser usados en el dimensionamiento de los cabezales. Esto es particularmente importante en operaciones a alta presión y en unidades pequeñas, donde el espesor de pared puede representar un porcentaje considerable del área transversal. La longitud mínima del cabezal se determina de la distancia al centro del cilindro y el diámetro de la tubería. Se deben considerar algunas adiciones al mínimo así determinado para permitir el refuerzo con silletas y para la soldadura de las tapas.

Es común cerrar los extremos del cabezal con tapas preformadas soldables (welding caps) las cuales adicionan tanto volumen como longitud. La tabla 3.02 da las longitudes y volúmenes aproximados

de tapas estandar.

TABLA 3.02. LONGITUD Y VOLUMEN DE TAPAS ESTANDAR.

DIA. TUBO	CROULA ESTANDAR		EXTRA FUERTE		DOBLE EXTRA FUERTE	
	VOLUMEN, PULG CU	LONGITUD, PULG	VOLUMEN, PULG CU	LONGITUD, PULG	VOLUMEN, PULG CU	LONGITUD, PULG
4"	24.2	2 1/2	20.0	2 1/2	15	3
6"	77.3	3 1/2	65.7	3 1/2	48	4
8"	148.5	4 11/16	122.3	4 11/16	120	5
10"	295.6	5 3/4	264.4	8 3/4		
12"	517.0	6 7/8	475.0	6 7/8		
14"	684.6	7 13/16	640.0	7 13/16		
16"	967.6	9	911.0	9		
18"	1432.6	10 1/16	1363.0	10 1/16		
20"	2026.4	11 1/4	1938.0	11 1/4		
24"	3451.0	13 7/16	3313.0	13 7/16		

HOJAS DE DATOS

El objetivo de llenar una hoja de datos para un compresor recíprocante, como para cualquier otro equipo, es presentar de una manera condensada los principales detalles que describen al equipo y su funcionamiento. Tiene la virtud de presentar los datos de manera estandarizada, de tal forma que después de haber manejado unas pocas veces las hojas de datos, uno sabe con rapidez donde encontrar tal o cual característica que requiere para su implementación en el proyecto.

La hoja de datos del compresor recíprocante debe tener un arreglo lógico que agrupe las diferentes características relacionadas entre sí, un ejemplo típico de hoja de datos se presenta en la figura 3.38, la cual es el formato presentado en el API-Std-618 "Reciprocating Compressors for General Refinery Services", sin embargo, cada firma de ingeniería y los diferentes fabricantes tienen su propio formato, el cual en esencia es igual al formato API, aún cuando incluya o elimine algún parámetro que se considera

especial de acuerdo a su experiencia.

Para servicios no criticos, normalmente con repuesto (spare), tales como compresores de aire de planta o instrumentos, se emplean formatos abreviados mostrados como ilustración en la figura 3.39.

La hoja de datos cuenta con identificación de las partes que deben ser llenadas por el cliente y las que debe completar el fabricante.

Las secciones que llena el comprador principalmente describen el servicio y condiciones ambientales y de operación para las cuales se requiere el equipo en cuestión, incluye además la definición de las diferentes opciones que pueden tenerse con objeto de que el equipo se ajuste a las prácticas y presupuesto del cliente. Es muy importante tener siempre en mente la situación de la compañía y las condiciones y filosofía de operación y mantenimiento de cada instalación en particular, ya que una simple X aplicada en la hoja de datos en un lugar incorrecto puede encarecer innecesariamente al equipo o puede limitar al equipo una vez ya instalado.

La sección que llena el vendedor describe fundamentalmente al equipo, dando los datos de diseño y constructivas del compresor que permiten al usuario detectar si el equipo cubrirá satisfactoriamente el servicio y en un momento dado permite la comparación entre diferentes equipos propuestos para el servicio.

El cliente, entre otros aspectos, debe especificar el tipo de accionamiento y los detalles correspondientes y quién lo suministrara, también el alcance de suministro de equipos y accesorios requeridos, así como los detalles esperados para el

control de la unidad. También debe especificar las alarmas y paros requeridos, así como el alcance detallado de la instrumentación requerida, esto es especialmente importante en unidades paquete.

El cliente debe especificar asimismo los requerimientos específicos que tenga en cuanto a pintura y preparación para embarque.

Aun cuando se marque como responsabilidad del cliente, a veces es mas conveniente que el fabricante especifique el tipo de empaque, los detalles constructivos de la transmisión y el sistema de lubricación.

Por último, y en este caso se requiere especial cuidado, el cliente debe especificar las pruebas requeridas del equipo y si requiere atestiguarlas. Las pruebas normalmente son opciones caras, que si bien proporcionan la seguridad de que la mayoría de los problemas potenciales del equipo aparezcan en el taller del fabricante cuando cualquier retraso o ajuste requerido del equipo es menos crítico en un momento dado, sin embargo pueden encarecerlo innecesariamente.

La descripción del equipo que haga el fabricante al completar las hojas de datos, incluye desde el cálculo de propiedades termodinámicas, dada una composición especificada por el cliente, hasta la determinación del diseño termodinámico y mecánico completo de la unidad. Debera proporcionar características de comportamiento a cargas parciales y a la capacidad considerada como de garantía (la que corresponde a la operación del compresor la mayor parte del tiempo a las condiciones mas críticas, según lo especifique el comprador en la hoja de datos). También debe proporcionar las características de comportamiento de cada etapa.

Como un punto importante para la evaluación debe proporcionar el consumo de servicios auxiliares y principalmente los detalles constructivos de la unidad en su conjunto y los detalles de diseño de cada etapa en particular.

Las hojas de datos presentadas como ilustración indican que la sección de materiales de construcción debe ser llenada por el fabricante, sin embargo, el comprador debe también participar en la elección de los materiales, principalmente los correspondientes a partes en contacto con el gas, ya que en un momento dado es quien conoce mejor las características del mismo en cuanto a corrosividad, etc. En la mayoría de los casos, los materiales son especificados desde la ingeniería básica y toman en cuenta la experiencia en el manejo de ese gas en particular a las condiciones de operación.

Las alternativas de materiales de construcción que el fabricante indique también deben estudiarse con detenimiento, ya que a veces si corresponden a una mejor solución.

Desde luego, los detalles de construcción, tipo, modelo etc. del accionamiento y reductor de velocidad cuando se usa y son suministrados por el fabricante, también deben estar perfectamente definidos en las hojas de datos. Puede ser necesario que además de la información asentada en la hoja de datos del compresor, se incluyan formatos específicos para el accionador, particularmente para turbinas de gas o de vapor, especialmente unidades grandes.

El sistema de lubricación también debe ser definido por el fabricante, aún cuando el comprador o usuario puede requerir un esquema determinado de acuerdo a su experiencia. En caso de

unidades grandes donde se incluyan reductores de velocidad y accionamientos para servicios especiales, puede hacerse necesaria la inclusión de hojas de datos para el sistema de lubricación.

El alcance de suministro de accesorios e instrumentación debe quedar claramente definido o confirmado por el fabricante en las hojas de datos. Es válido el incluir hojas anexas a los formatos estandar para aclarar mejor el alcance.

RECIPROCATING COMPRESSOR DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

JOB NO _____ ITEM NO _____
 PURCHASE ORDER NO _____
 INQUIRY NO _____
 DATE _____ REVISION _____
 PAGE _____ OF _____ BY _____

1	APPLICABLE TO <input type="radio"/> PROPOSALS <input type="radio"/> PURCHASE <input type="radio"/> AS BUILT	PURCHASE ORDER NO _____	DATE _____
2	FOR USER _____ SITE LOCATION _____	SERVICE _____	NO. REQD _____
3	NOTE <input type="radio"/> INDICATES INFO TO BE COMPLETED BY PURCH	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER WITH PROPOSAL	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER AFTER ORDER
4	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER PURCHASER AS APPLICABLE		
5	COMP. MFR _____ TYPE MODEL NO(S) _____	SERIAL NO(S) _____	
6	IMPR THROWS TOTAL NO. _____ NO. WITH CYLS. _____	NOMINAL FRAME RATING _____	BHP @ RATED RPM OF _____
7	DRIVER MFR _____	DRIVER NAMEPLATE HP/OPERATING RPM _____	BHP @ RATED RPM OF _____
8	DRIVE SYSTEM <input type="radio"/> DIRECT COUPLED <input type="radio"/> GEARED & COUPLED <input type="radio"/> V BELT		
9	TYPE OF DRIVER <input type="radio"/> IND MOTOR <input type="radio"/> SYN MOTOR <input type="radio"/> STEAM TL LINE <input type="radio"/> GAS TURBINE <input type="radio"/> ENGINE <input type="radio"/> OTHER _____		
10	NO. NEGATIVE TOLERANCE APPLIES <input type="radio"/> YES PURCHASER TO FILL IN	REQUIRED CAPACITY LINES	CYLINDERS <input type="radio"/> LUBE INHT: <input type="radio"/> NO PURCHASER TO FILL IN
11	OPERATING CONDITIONS (EACH MACHINE)		
12	<input type="radio"/> SERVICE OR ITEM NO		
13	<input type="radio"/> STAGE		
14	<input type="radio"/> NORM OR ALT CONDITION		
15	<input type="radio"/> CERTIFIED PT. (V) CHECK ONE		
16	<input type="radio"/> MOLECULAR WEIGHT		
17	<input type="radio"/> CR. CL. A - W 150°F OR _____ °F		
18	INLET CONDITIONS AT INLET TO <input type="radio"/> PULSE DEVICES <input type="radio"/> COMP. CYLINDER FLANGES		
19	NOTE <input type="radio"/> SIDE STREAM TO _____	STAGE(S); THESE INLET PRESS ARE FIXED	
20	<input type="radio"/> PRESSURE 101-110 PUL SUPP INLET		
21	<input type="radio"/> PRESSURE 101-110 CYL FLANGE		
22	<input type="radio"/> TEMPERATURE 100°F		
23	<input type="radio"/> REPR. SIDE STREAM TEMPS 100°F		
24	<input type="checkbox"/> COMPRESSIBILITY 12.1		
25	INTERSTAGE INTERSTAGE ΔP INCLUDES <input type="radio"/> PULSE DEVICES <input type="radio"/> PIPING <input type="radio"/> COOLERS <input type="radio"/> SEPARATORS <input type="radio"/> OTHER _____		
26	<input checked="" type="checkbox"/> ΔP BETWEEN STAGES, N. OF _____		
27	DISCHARGE CONDITIONS AT OUTLET FROM <input type="radio"/> PULSE DEVICE <input type="radio"/> COMP. CYL. FLANGES <input type="radio"/> OTHER _____		
28	<input type="radio"/> PRESSURE 101-110 PUL SUPP OUTLET		
29	<input type="checkbox"/> TEMP ADIABATIC °F		
30	<input type="checkbox"/> TEMP PREDICTED °F		
31	<input type="checkbox"/> COMPRESSIBILITY 12.1		
32	*REQUIRED CAPACITY, RATED FOR PROCESS, AT INLET TO COMPRESSOR, NO NEGATIVE TOLERANCE 1.0%		
33	<input type="radio"/> LBS HR CAPACITY SPECIFIED		
34	IS <input type="radio"/> WET <input type="radio"/> DRY		
35	<input type="radio"/> MMSCFD SCFM @ 14.7 PSIA & 60°F		
36	*MFR'S RATED CAPACITY (AT INLET TO COMPRESSOR) & BHP @ CERTIFIED TOLERANCE OF 13% FOR CAP & 13% FOR BHP		
37	<input type="radio"/> LBS HR CAPACITY SPECIFIED		
38	IS <input type="radio"/> WET <input type="radio"/> DRY		
39	<input type="checkbox"/> CFM		
40	<input type="checkbox"/> MMSCFD SCFM @ 14.7 PSIA & 60°F		
41	<input type="checkbox"/> HHP STAGE		
42	<input type="checkbox"/> TOTAL BHP @ COMPRESSOR SHAFT		
43	<input type="checkbox"/> TOTAL HP INCLUDING V BELT & GEAR LOSSES		
44	*CAPACITY FOR NHT		
45	REMARKS _____		
46	MANUFACTURER'S - REQUIRED 1.0%		
47	*REQUIRED MANUFACTURER'S + 0.9%		

PRINTED IN U.S.A. US 818 1

(11/65)

3.74

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

GAS ANALYSIS AT OPERATING CONDITIONS MOLE % BY VOLUME ONLY		REMARKS
<input type="radio"/> SERVICE ITEM NO <input type="radio"/> STAGE <input type="radio"/> NORMAL OR ALT		
	W.P.	
1	O ₂	28.956
2	N ₂	37.600
3	H ₂ O	28.016
4	CO	28.010
5	CO ₂	44.010
6	H ₂ S	34.016
7	H ₂	2.016
8	CH ₄	18.042
9	C ₂ H ₄	28.052
10	C ₂ H ₆	30.068
11	C ₃ H ₆	42.018
12	C ₃ H ₈	44.094
13	C ₄ H ₁₀	58.120
14	C ₄ H ₁₂	58.120
15	C ₅ H ₁₂	32.144
16	C ₅ H ₁₄	32.144
17	NH ₃	11.031
18	HCl	36.461
19	Cl ₂	10.914
20	CHLORIDES TRACES	
<input type="checkbox"/> CALCULATE VOL WT <input type="checkbox"/> CALCULATE OR		
NOTE: IF WATER VAPOR IS PRESENT, EVEN MINUTE TRACES IN THE GAS BEING COMPRESSED IT MUST BE INCLUDED ABOVE		
<input type="checkbox"/> SITE/LOCATION CONDITIONS		
ELEVATION _____ FT BARMETER _____ PSIA DESIGN TEMP _____ °F AMBIENT TEMPS MAX _____ °F MIN _____ °F		
RELATIVE HUMIDITY MAX _____ % MIN _____ %		
COMPRESSOR LOCATION: <input type="checkbox"/> INDOOR <input type="checkbox"/> HEATED <input type="checkbox"/> UNHEATED <input type="checkbox"/> AT GRADE LEVEL <input type="checkbox"/> ELEVATED _____ FT <input type="checkbox"/> OUTDOOR <input type="checkbox"/> ON ROOF <input type="checkbox"/> UNDER ROOF <input type="checkbox"/> PARTIAL SIDES <input type="checkbox"/> PLATFORM <input type="checkbox"/> ON SHORE <input type="checkbox"/> OFF SHORE <input type="checkbox"/> WEATHER PROTECTION HELD <input type="checkbox"/> TROPICALIZATION REQ <input type="checkbox"/> WINTERIZATION REQUIRED		
UNUSUAL CONDITIONS: <input type="checkbox"/> DUST <input type="checkbox"/> FIBRES <input type="checkbox"/> OTHER _____		
<input type="checkbox"/> HAZARDOUS <input type="checkbox"/> NON-HAZARDOUS		
SITE ELECTRICAL CLASSIFICATION CLASS _____ GROUP _____ DIVISION _____		

DS 618 7

11/76

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

<input type="checkbox"/> SCOPE OF BASIC SUPPLY	
1	PURCHASER TO FILL IN (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) AFTER COMMODITY TO INDICATE <input type="checkbox"/> BY COMP. MFR <input type="checkbox"/> BY PURCH. <input type="checkbox"/> BY OTHERS
2	
3	<input type="checkbox"/> DRIVER (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INDUCTION MOTOR <input type="checkbox"/> SYNCHRONOUS MOTOR <input type="checkbox"/> STEAM TURBINE <input type="checkbox"/> ENGINE <input type="checkbox"/> OTHER _____
4	<input type="checkbox"/> OUTBOARD BEARING <input type="checkbox"/> PROVISION FOR DRY AIR PURGE FOR OUTBOARD BEARING
5	<input type="checkbox"/> SOLID BASE FOR DRIVER (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> SOLE PLATE FOR DRIVER (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
6	<input type="checkbox"/> MOTOR STARTING EQUIPMENT (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) DEFINE _____
7	<input type="checkbox"/> GEAR (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> BASE PLATE FOR GEAR <input type="checkbox"/> API 612 <input type="checkbox"/> API 617
8	<input type="checkbox"/> COUPLING(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> LOW SPD <input type="checkbox"/> HI SPD <input type="checkbox"/> QUILL SHAFT <input type="checkbox"/> 4- LESS DRIVE <input type="checkbox"/> KEED DRIVE <input type="checkbox"/> OTHER _____
9	<input type="checkbox"/> V BELT DRIVE (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> SHEAVES & V BELTS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> STATIC CONDUCTING V BELTS <input type="checkbox"/> BANGED V BELTS
10	<input type="checkbox"/> DRIVE GUARD(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S STD <input type="checkbox"/> NON SPARKING <input type="checkbox"/> CALIF CODE <input type="checkbox"/> API 631 APPENDIC
11	<input type="checkbox"/> OTHER _____
12	<input type="checkbox"/> PULSATION SUPPRESSORS WITH INTERNALS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INITIAL INLET & FINAL DISCHARGE <input type="checkbox"/> SUPPORTS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
13	<input type="checkbox"/> INTERSTAGE <input type="checkbox"/> SUPPORTS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
14	<input type="checkbox"/> PULSATION SUPPRESSORS WITHOUT INTERNALS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INITIAL INLET & FINAL DISCHARGE <input type="checkbox"/> SUPPORTS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
15	<input type="checkbox"/> INTERSTAGE <input type="checkbox"/> SUPPORTS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
16	<input type="checkbox"/> SUPPRESSORS TO HAVE MOISTURE REMVL SECT <input type="checkbox"/> INITIAL INLET ONLY <input type="checkbox"/> ALL INLET SUPPRESSORS
17	<input type="checkbox"/> ACOUSTICAL SIMUL STUDY (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) DESIGN APPROACH <input type="checkbox"/> 1 <input type="checkbox"/> 1 SIMPLIFIED ANALYSIS OF PIPING SYSTEM
18	NOTE: ISOMETRIC PIPING & VESSEL DETAILS OF PIPING SYS AS DEFINED IN TECH NOTE OF 29.2.1 ARE REQUIRED TO PERFORM DIS APP 28.2. THESE DETAIL DRAWING MUST BE SUBMITTED TO VENDOR
19	ACRHS ONLY <input type="checkbox"/> 2 WITH ACOUSTICAL & MECHANICAL RESP OF PIPING
20	STUDY TO CON ALL SPEC LOAD COND INCL <input type="checkbox"/> SINGLE ACT PLUS
21	SIDER <input type="checkbox"/> COMP OPER IN PARALLEL <input type="checkbox"/> ALTERNATE GASES
22	<input type="checkbox"/> WITH EXISTING ECL AND PIPING SYSTEMS
23	<input type="checkbox"/> STUDY TO BE WITNESSED
24	PACKAGED <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> YES (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) DEFINE BASIC SCOPE OF PACKAGING IN REMARKS SECTION PAGES
25	<input type="checkbox"/> SKID <input type="checkbox"/> SOLE PLATE <input type="checkbox"/> BOLTS OR STUDS FOR SOLE PLATE TO FRAME <input type="checkbox"/> RAILS <input type="checkbox"/> CHOCK BLOCKS <input type="checkbox"/> SHIMS
26	<input type="checkbox"/> LEVELING SCREWS <input type="checkbox"/> DECKING
27	<input type="checkbox"/> DIRECT GROUTED <input type="checkbox"/> CEMENT MORTAR GROUT <input type="checkbox"/> EPDM GROUT
28	
29	<input type="checkbox"/> INTERCOOLER SH (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> SEPARATORS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> AFTER COOLER(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INTERCOOLERS <input type="checkbox"/> MACH MTD
30	<input type="checkbox"/> INTERSTAGE FIT (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> PIPING MATCH WARMED <input type="checkbox"/> SHOP FITTED <input type="checkbox"/> OFF MTD
31	<input type="checkbox"/> INLET STRA (S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INITIAL INLET <input type="checkbox"/> SIDESTREAM INLET <input type="checkbox"/> PROVIS ON FOR INLET STRAINERS
32	<input type="checkbox"/> MANIFOLD PIPING <input type="checkbox"/> DRAINS <input type="checkbox"/> VENTS <input type="checkbox"/> RELIEF VALVES <input type="checkbox"/> API-618 FLANGE FINISH
33	<input type="checkbox"/> RELIEF VALVE(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INITIAL INLET <input type="checkbox"/> INTERSTAGE <input type="checkbox"/> FINAL DISCHARGE <input type="checkbox"/> REF 29.3.15 > 125 < 250
34	<input type="checkbox"/> PUPTURE DISC(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> FLANGE FINISH PER ANSI 16.5
35	<input type="checkbox"/> CRACK CASE RAPID PRESSURE RELIEF DEVICE(S) (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> SPECIAL FINISH _____
36	
37	<input type="checkbox"/> INITIAL INLET <input type="checkbox"/> INTERSTAGE SUCTION PIPING ARR FOR <input type="checkbox"/> INSULATION (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> HEAT TRACING (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
38	<input type="checkbox"/> FOR ATMOSPHERIC INLET AIR COUPL ONLY <input type="checkbox"/> INLET AIR FILTER (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> INLET FILTERS/SCREENS (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>)
39	<input type="checkbox"/> PREHEATED TYPE OF CYLINDER COOLING (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> FORCED <input type="checkbox"/> THERMOSTATON _____ STAGE CYLE S
40	NOTE: MFR SHALL RECOMMEND BEST TYPE OF COOLING AFTER ENG REVIEW OF FINAL AND ALL OPERATING CONDITIONS
41	<input type="checkbox"/> STATIC STAND PIPE _____ STAGE CYLE S
42	<input type="checkbox"/> CYL COOLING WATER PIPING (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> MATCH MARKED
43	<input type="checkbox"/> SINGLE INLET OUTLET MANIFOLD VALVES <input type="checkbox"/> 5 S CHT GLASS
44	<input type="checkbox"/> INDIVIDUAL INLET OUTLET PER CYLE <input type="checkbox"/> VALVES
45	<input type="checkbox"/> CLOSED SYS WITH WATER PUMP COOLER SURGE TANK & PIPING
46	<input type="checkbox"/> SHOP RUN <input type="checkbox"/> ARR DION HEAT NG JACKET WATER AS WELL AS COOLING
47	<input type="checkbox"/> SEPARATE COOLING CONSOLE (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> ONE FOR EA UNIT <input type="checkbox"/> ONE COMMON TO ALL UNITS <input type="checkbox"/> DUAL PUMPS/AIR MNT
48	<input type="checkbox"/> ARRANGED FOR HEATING JACKET WATER AS WELL AS COOLING
49	<input type="checkbox"/> FRAME LUBE OIL SYSTEM (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> AUX PUMP <input type="checkbox"/> DUAL FILTERS WITH TRANSFER VALVE <input type="checkbox"/> SHOP RUN
50	<input type="checkbox"/> SEPARATE LUBE OIL CONSOLE (<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>) <input type="checkbox"/> EXTENDED TO MFR ON OUTBOARD BEARING <input type="checkbox"/> SHOP RUN
51	API-618 APPLIES (REFER TO NOTE OF 2.12.2) <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> YES
52	NOTE: PIPING BETWEEN ALL CONSOLES AND COMPRESSOR UNIT BY PURCHASER

DS 618 4

11/65

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

SCOPE OF BASIC SUPPLY (Cont)

- 1 CAPACITY CONTROL () SEE DATA SHEET PAGE 2 FOR DETAILS IN INSTRUMENT & CONTROL PANEL
2 SEPARATE MACHINE MOUNTED PANEL SEPARATE FREE STANDING PANEL
3 PNEUMATIC ELECTRIC ELECTRONIC HYDRAULIC
4 PROGRAMMABLE CONTROLLER
- 6 INSTRUMENT & CONTROL PANEL () ONE FOR EACH UNIT ONE COMMON TO ALL UNITS
7 MACHINE MOUNTED FREE STANDING /OFF UNIT
8 SEE INSTRUMENTATION DATA SHEETS FOR DETAILS OF PANEL, ADDITIONAL REMARKS AND INSTRUMENTATION
- 10 NOTE ALL TUBING WIRING & CONNECTIONS BETWEEN OFF UNIT FREE STANDING PANELS AND COMPRESSOR UNIT BY PURCHASER
- 15 HEATERS () FRAME LUBE OIL CYL. LUBRICATORS COOLING WATER DRIVERS: GEAR OIL
16 ELECTRIC STEAM
- 18 BARRING DEVICE () MANUAL PNEUMATIC ELECTRIC FLYWHEEL LOCKING DEVICE ()
- 20 ADD PRESSURE PACKING COOLING SYSTEM () SEPARATE CONSOLE FILTERS
21 PURCHASERS MAXIMUM ALLOWABLE PISTON SPEED _____ FT/MIN RPM
22 SPECIAL CORROSION PROTECTION NO YES OEM'S STANDARD OTHER _____
- 24 MECHANICAL RUN TEST NO YES OEM'S STANDARD OTHER _____
25 COMPLETE SHOP RUN TEST OF ALL MACHINE MOUNTED EQUIPMENT, PIPING & APPURTISE
- 27 PAINTING MANUFACTURERS STANDARD SPECIAL _____
- 29 SHIPMENT DOMESTIC EXPORT EXPORT BOXING REQUIRED ()
30 STANDARD 6 MONTH STORAGE PREPARATION () PER SPEC _____
31 OUTDOOR STORAGE FOR OVER 6 MONTHS () PER SPEC _____
- 33 COMPRESSOR MANUFACTURERS USER INSTALLATION LIST REQUIRED FOR SIMILAR SERVICE ONLY
- 35 APPLICABLE PURCHASER SPECS NO YES _____
36 APPLICABLE USER SPECS NO YES _____

38 REMARKS _____
39 _____
40 _____
41 _____
42 _____
43 _____
44 _____
45 _____
46 _____
47 _____
48 _____
49 _____
50 _____
51 _____

DS 618 5

11/85

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

UTILITY CONDITIONS								
1	ELECTRICAL POWER	AC VOLTS / PHASE / HERTZ	DC VOLTS	AC VOLTS	PHASE	HERTZ	DC VOLTS	
2	MAIN DRIVER	_____ / _____ / _____	_____	_____	_____	_____	_____	
3	AUXILIARY MOTORS	_____ / _____ / _____	_____	_____	_____	_____	_____	
4	HEATERS	_____ / _____ / _____	_____	_____	_____	_____	_____	
5	AF CLASSIFICATION <input type="radio"/> HAZARDOUS <input type="radio"/> NON HAZARDOUS		CLASS _____	GROUP _____	DIVISION _____			
6								
7								
8	INSTRUMENT AIR	NORMAL PRESSURE	PSIG	MAX/MIN	PSIG			
9	STEAM FOR	DRIVERS			HEATERS			
10	INLET	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____	PSIG _____	INLET	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____ PSIG _____	
11		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F	°F _____		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F _____	
12	EXHAUST	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____	PSIG _____	EXHAUST	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____ PSIG _____	
13		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F	°F _____		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F _____	
14								
15								
16	COOLING WATER FOR COMPRESSOR CYLINDERS				COOLERS			
17		TYPE WATER _____				TYPE WATER _____		
18	SUPPLY	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____	PSIG _____	SUPPLY	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____ PSIG _____	
19		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F	°F _____		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F _____	
20	RETURN	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____	PSIG _____	RETURN	NORM _____ PSIG	MAX/MIN _____ PSIG _____	
21		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F	°F _____		TEMP _____ °F	MAX/MIN _____ °F _____	
22								
23	COOLING FOR ROD PACKING:	TYPE FLUID _____			SUPPLY	PSIG _____ °F	RETURN _____ PSIG _____ °F	
24								
25	FUEL GAS	NORMAL PRESSURE _____ PSIG	MAX/MIN _____ PSIG	LHV _____	BTU / LB			
26	COMPOSITION _____							
27								
28	CYLINDER UNLOADING MEDIUM: <input type="radio"/> AIR <input type="radio"/> NITROGEN <input type="radio"/> OTHER _____							
29	PRESSURE AVAILABLE FOR CYLINDER UNLOADING DEVICES MAX V.V. _____ PSIG							
30								
31								
32	REMARKS							
33								
34								
35								
36								
37								
38								
39								
40								
41								
42								
43								
44								
45								
46								
47								
48								
49								
50								
51								

DS 618 B

11785

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

2) CYLINDER DATA AT FULL LOAD CONDITION						
1	STROKE LENGTH					
2	STAGE					
3	INLET PRESSURE PSIA	} CYLINDER FLANGES				
4	DISCHARGE PRESSURE PSIA					
5	STROKES PER STAGE					
6	STROKE OR DOUBLE ACTING SAUNDAY					
7	NAME NUMBER					
8	SERIAL NUMBER					
9	RPM	RATED <input type="checkbox"/> MAX ALLOW				
10	RPM SPEED AT MIN RATED <input type="checkbox"/> MAX ALLOW					
11	CYLINDER LENGTH IN					
12	MINIMUM WALL THICKNESS					
13	RPM DISPLACEMENT LPM					
14	% OVERDESIGN CLEARANCE - AVERAGE					
15	VOLUMETRIC EFFICIENCY - AVERAGE					
16	VALVES INLET DISCHARGE QTY PER CYL					
17	TYPE OF VALVES					
18	VALVE LIFT INLET DISCHARGE INCHES					
19	VALVE VELOCITY APPROXIMATE FT MIN					
20	SUCTION VALVES:					
21	DISCHARGE VALVES:					
22	ROD DIAMETER INCHES					
23	MAX ALLOW CONT ROD LOADING LBS C*					
24	MAX ALLOW CONT ROD LOADING LBS T*					
25	CALCULATED GAS ROD LOAD LBS C*					
26	CALCULATED GAS ROD LOAD LBS T*					
27	COMBINED ROD LOAD (GAS INERTIAL) LBS C*					
28	COMBINED ROD LOAD (GAS INERTIAL) LBS T*					
29	ROD WEL DEGREE MIN W R HD PIN					
30	NET PWT PISTON ROD & HD NUTS LBS					
31	MAX ALLOW SURGING PRESSURE PSIG					
32	MAX ALLOW WORKING TEMPERATURE DE					
33	HYDROSTATIC TEST PRESSURE PSIG					
34	HELIX TEST PRESSURE PSIG					
35	INLET FLANGE SIZE MATING					
36	FACING					
37	DISCHARGE FLANGE SIZE MATING					
38	FACING					
39	DISCHARGE RELIEF VALVE SETTING DATA AT INLET PRESSURES GIVEN ABOVE					
40	RECOMMENDED SETTING PSIG					
41	GAS ROD LOAD LBS C*					
42	GAS ROD LOAD LBS T*					
43	COMBINED ROD LOAD LBS C*					
44	COMBINED ROD LOAD LBS T*					
45	ROD REVERSAL MIN W R HD PIN					
46	NOTE CALCULATED AT INLET PRESSURES GIVEN ABOVE & RECOMMENDED SETTING					
47	(USE FILL OUT GAS PRESSURE DATA REQUIRED FOR STARTING)					
48	AC COMPRESSION FT TENSION					
49	NOTES/REMARKS:					
50						
51						
52						

100-616-7

11/85

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

CONSTRUCTION FEATURES	
1	SERVICE ITEM NO.
2	STAGE
3	CYLINDER SIZE (BORE DIA.) INCHES
4	ROD RUN OUT (NORMAL COLO VERTICAL)
5	LYNDERS:
6	CYLINDER LINERS
7	PISTONS:
8	PISTON RINGS
9	WEAR BANDS <input type="checkbox"/> REQUIRED
10	PISTON RODS: MATL YIELD PSI
11	THREAD ROOT STRESS @ MACL* @ RH END
12	PISTON ROD HARDNESS BASE MATERIAL RL
13	PISTON ROD COATING <input type="checkbox"/> REQUIRED
14	COATING HARDNESS RL
15	VALVE SEATS SEAT PLATE
16	<input type="checkbox"/> VALVE SEAT MIN HARDNESS RL
17	VALVE GUARDS-STOPPS
18	VALVE DISCS
19	VALVE SPRINGS
20	ROD PRESSURE PACKING RINGS
21	ROD PRESSURE PACKING CASE
22	SEAL BUFFER PACKING DISTANCE PIECE
23	SEAL BUFFER PACKING INTERMEDIATE
24	WIPER PACKING RINGS
25	MAIN JOURNAL BEARINGS CRANKSHAFT
26	CONNECTING ROD BEARING CRANKPIN
27	CONNECTING ROD BUSHING 1 END
28	CROSSHEAD 1 END PIN BUSHING
29	CROSSHEAD PIN
30	CROSSHEAD
31	CROSSHEAD SH-LES
32	<input type="checkbox"/> CYLINDER INDICATOR VALVES <input checked="" type="checkbox"/>
33	<input type="checkbox"/> FLUOROCARBON SPRAYED CYLINDER RUNNING BORE <input checked="" type="checkbox"/>
34	*MAXIMUM ALLOWABLE CONTINUOUS ROD LOAD
35	<input checked="" type="checkbox"/> COMPRESSOR CYLINDER ROD PACKING <input type="checkbox"/> FULL FLOATING PACKING W/ STAINLESS STEEL SPRINGS <input type="checkbox"/> VENTED TO <input type="checkbox"/> LARE W/ _____ PSIG <input type="checkbox"/> ATMOSPHERE <input type="checkbox"/> SUCTION PRESSURE @ _____ PSIG <input type="checkbox"/> FORCED LUBRICATED <input type="checkbox"/> NON LUBE <input type="checkbox"/> LITE <input type="checkbox"/> WATER COOLED _____ STAGE(S) _____ GPM REDD <input checked="" type="checkbox"/> OIL COOLED _____ STAGE(S) _____ GPM REDD <input type="checkbox"/> WATER FILTER <input type="checkbox"/> PROP. FUTURE WATER OIL COOLING <input type="checkbox"/> VENT BUFFER GAS SEAL PACKING ARR. <input checked="" type="checkbox"/> FIG. G-4 <input type="checkbox"/> BUFFER GAS PRESSURE _____ PSIG <input type="checkbox"/> WIPER GUARDS FOR WIPER PACKING
36	DISTANCE PIECE(S): <input type="checkbox"/> TYPE A <input type="checkbox"/> TYPE B <input type="checkbox"/> TYPE C <input type="checkbox"/> TYPE D (SEE APPENDIX G & G-3) LOVERS <input type="checkbox"/> SOLID METAL <input type="checkbox"/> SCREEN <input type="checkbox"/> LOUVERED CYLINDER COMPARTMENT <input type="checkbox"/> VENTED TO _____ PSIG (DRAINAGE DISTANCE P. 10) <input type="checkbox"/> PURGED AT _____ PSIG <input type="checkbox"/> PRESSURIZED TO _____ PSIG <input type="checkbox"/> WITH RELIEF VALVE FRAME COMPARTMENT <input type="checkbox"/> VENTED TO _____ PSIG (DRAINAGE DISTANCE P. 10) <input type="checkbox"/> PURGED AT _____ PSIG <input type="checkbox"/> PRESSURIZED TO _____ PSIG <input type="checkbox"/> WITH RELIEF VALVE <input type="checkbox"/> SEAL BUFFER GAS PACKING ARR. <input checked="" type="checkbox"/> FIG. G-4 <input type="checkbox"/> FRAME END ADJACENT TO WIPER PACKING <input type="checkbox"/> INTERMEDIATE PARTITION BUFFER PURGE GAS <input type="checkbox"/> N ₂ <input type="checkbox"/> OTHER _____ <input type="checkbox"/> VENT DRAIN PURGE PIPING BY WIPER <input type="checkbox"/> END <input type="checkbox"/> OVES

DU 678 H

122M

RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

CONSTRUCTION FEATURES (CONTINUED)

1	<input checked="" type="checkbox"/> COUPLINGS	<input type="checkbox"/> LOW SPEED Between Compressor & Driver or Gear	<input type="checkbox"/> HIGH SPEED Between Driver & Gear	<input checked="" type="checkbox"/> CYLINDER LUBRICATION	NON LUBE _____ STAGE(S) SERVICE _____
2				<input type="checkbox"/> LUBRICATED _____ STAGE(S) SERVICE _____	
3	<input type="checkbox"/> MANUFACTURER _____			TYPE OF LUBE OIL <input type="checkbox"/> SYNTHETIC _____	
4	<input type="checkbox"/> MODEL _____			<input type="checkbox"/> HYDROCARBON _____	
5	<input type="checkbox"/> TYPE _____			LUBRICATOR DR BY <input type="checkbox"/> COMP CRANKSHAFT DIRECT _____	
6				<input type="checkbox"/> CHAIN FROM CRANKSHAFT _____	
7				<input checked="" type="checkbox"/> ELECTRIC MOTOR _____	
8				<input type="checkbox"/> OTHER _____	
9	API 671 APPLIES <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO			<input type="checkbox"/> LUBRICATOR MFR _____	
10				<input type="checkbox"/> MODEL _____	
11	<input type="checkbox"/> V-BELT DRIVE	DRIVEN SHEAVE (Compressor Shaft)	DRIVE SHEAVE (Driver Shaft)	TYPE LUBRICATOR <input type="checkbox"/> SINGLE PLUNGER PER POINT Part 13 <input type="checkbox"/> OTHER _____	
12				<input checked="" type="checkbox"/> COMPART. TOTAL QTY _____	
13	RPM (EXPECTED): _____			<input checked="" type="checkbox"/> PLUNGERS-PUMPS: TOTAL QTY _____	
14	PITCH DIA. (INCHES) _____			<input checked="" type="checkbox"/> SPARE PLUNGERS QTY _____	
15	<input type="checkbox"/> QTY & GROOVE R SEC _____			<input checked="" type="checkbox"/> SPARE COMPART. T.W. OUT PLUNGERS _____	
16	POWER TRANSMITTED _____ BHP _____ HP _____			<input type="checkbox"/> HEATERS <input type="checkbox"/> ELECTRIC THERMIST. <input type="checkbox"/> STEAM _____	
17					
18	DRIVER NAMEPLATE HP RATING _____ HP _____				
19	<input type="checkbox"/> CENTER DISTANCE (INCHES) _____				
20	<input type="checkbox"/> QTY, TYPE _____				
21	R SEC. & LENGTH BELTS _____				
22	<input type="checkbox"/> BELT SERVICE FACTOR _____ (Reference to Driver Nameplate HP Rating)				
23					
24	<input type="checkbox"/> INSPECTION AND SHOP TESTS (REF. 4.1.3)				
25		REQ'D	WITH	OBSER	
26	*SHOP INSPECTION	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
27	MFG STANDARD SHOP TESTS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
28	CYLINDER HYDROSTATIC TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
29	CYLINDER HELIUM LEAK TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
30	CYL. JACKET WATER HYDRO TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
31	*MECHANICAL RUN TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
32	BAR OVER TO CHECK ROD RUNOUT	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
33	*LUBE OIL CONSOLE RUN TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
34	*COOLING H ₂ O CONSOLE RUN TEST	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
35	*RAY PIPING BUTT WELDS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
36	<input type="checkbox"/> GAS <input type="checkbox"/> OIL				
37	SHOP FIT UP OF PULSATION SUPP. DEVICES & ALL ASSOCIATED GAS PIPING	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
38					
39	*CLEANLINESS OF EQUIP., PIPING, & APPURTENANCES	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
40		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
41		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
42		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
43		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
44		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
45					
46					
47					
48	*SPECIFIC REQUIREMENTS TO BE DEFINED FOR EXAMPLE DISMANTLING, AUX EQUIPMENT OPERATIONAL & RUN TESTS.				
49					
50					
51					
52					

ESTIMATED WEIGHTS AND NOMINAL DIMENSIONS

TOTAL COMP. WT. LESS DRIVER & GEAR _____ LBS
 WT. OF COMPLETE UNIT (LESS CONSOLES) _____ LBS
 MAXIMUM ERECTION WEIGHT _____ LBS
 MAXIMUM MAINTENANCE WEIGHT _____ LBS
 DRIVER WT. GEAR WT. _____ LBS
 LUBE OIL COOLING H₂O CONDS _____ LBS
 FREE STANDING PANEL _____ LBS

SPACE REQUIREMENTS- FEET LENGTH WIDTH WEIGHT

COMPLETE UNIT _____
 LUBE OIL CONSOLE _____
 COOLING H₂O CONSOLE _____
 FREE STANDING PANEL _____
 PISTON ROD REMOVAL DIST _____

OTHER EQUIPMENT SHIPPED LOOSE (DEFINE)

PULSATION SUPP. WEIGHT _____ LBS
 PIPING _____ LBS
 INTERSTAGE EQUIPMENT _____ LBS
 _____ LBS
 _____ LBS
 _____ LBS

REMARKS

RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

		CONSTRUCTION FEATURES (CONTINUED)				
1	<input type="checkbox"/> UTILITY CONSUMPTION					
2	ELECTRIC MOTORS					
3		NAMEPLATE HP	LOCKED ROTOR AMPS	FULL LOAD STEADY STATE AMPS	MAIN DRIVER NON-STEADY STATE AMPS AT COMPRES- SOR RATED HORSEPOWER (Induction Motor Only)	
4	For Induction Motors See Note #13 1 2 5 and Motor Code Sheet					AMPS
5	<input type="checkbox"/> MAIN DRIVER	_____	_____	_____		<input type="checkbox"/> COMPRESSOR RATED
6	<input type="checkbox"/> MAIN LUBE OIL PUMP	_____	_____	_____		
7	<input type="checkbox"/> AUX LUBE OIL PUMP	_____	_____	_____		HP OF _____ BHP
8	<input type="checkbox"/> MAIN COOLING WATER PUMP	_____	_____	_____		<input type="checkbox"/> CURRENT PULSATIONS
9	<input type="checkbox"/> AUX COOLING WATER PUMP	_____	_____	_____		OF _____ %
10	<input type="checkbox"/> ROD PACKING COOLING PUMP	_____	_____	_____		
11	<input type="checkbox"/> CYLINDER LUBRICATOR	_____	_____	_____		
12		_____	_____	_____		
13		_____	_____	_____		
14		_____	_____	_____		
15	ELECTRIC HEATERS					
16		WATTS	VOLTS	HERTZ		
17	<input type="checkbox"/> FRAME OIL HEATER (ISI)	_____	_____	_____		
18	<input type="checkbox"/> COOLING WATER HEATER (ISI)	_____	_____	_____		
19	<input type="checkbox"/> CYL. LUBRICATOR HEATER (ISI)	_____	_____	_____		
20		_____	_____	_____		
21		_____	_____	_____		
22		_____	_____	_____		
23	STEAM					
24		FLOW	PRESSURE	TEMPERATURE	BACK PRESSURE	
25	<input type="checkbox"/> MAIN DRIVER	LBS/HR @ _____	PSIG _____	°FTT TO _____	PSIG _____	
26	<input type="checkbox"/> FRAME OIL HEATER (ISI)	LBS/HR @ _____	PSIG _____	°FTT TO _____	PSIG _____	
27	<input type="checkbox"/> CYL. LUB. HEAT (ISI)	LBS/HR @ _____	PSIG _____	°FTT TO _____	PSIG _____	
28		LBS/HR @ _____	PSIG _____	°FTT TO _____	PSIG _____	
29		LBS/HR @ _____	PSIG _____	°FTT TO _____	PSIG _____	
30	COOLING WATER REQUIREMENTS					
31		FLOW GPM	INLET TEMP °F	OUTLET TEMP °F	INLET PRESS PSIG	OUTLET PRESS PSIG
32	<input type="checkbox"/> CYLINDER JACKETS	_____	_____	_____	_____	_____
33	<input type="checkbox"/> INTERCOOLER (ISI)	_____	_____	_____	_____	_____
34	<input type="checkbox"/> AFTERCOOLER	_____	_____	_____	_____	_____
35	<input type="checkbox"/> FRAME LUBE OIL COOLER	_____	_____	_____	_____	_____
36	<input type="checkbox"/> ROD PRESSURE PACKING	_____	_____	_____	_____	_____
37		_____	_____	_____	_____	_____
38		_____	_____	_____	_____	_____
39	<input type="checkbox"/> TOTAL QUANTITY, GPM	_____	_____	_____	_____	_____
40		_____	_____	_____	_____	_____
41		_____	_____	_____	_____	_____
42	REMARKS					
43	_____					
44	_____					
45	_____					
46	_____					

DS-618-10

11/78

RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

FRAME LUBE OIL SYSTEM

BASIC LUBE OIL SYSTEM FOR FRAME: SPLASH PRESSURE (FORCED) HEATERS REQUIRED

REF. TYPE MAIN BEARINGS TAPERED ROLLER PRECISION SLEEVES ELEC. W. THERMOSTATS STEAM

PRESSURE SYSTEM: MAIN OIL PUMP DRIVEN BY: COMP. CRANKSHAFT ELEC. MOTOR OTHER _____

AUX. OIL PUMP DRIVEN BY: ELEC. MOTOR OTHER _____

HAND OPERATED PRE LUBE PUMP FOR STARTING

API 614 LUBE SYSTEM NO YES (SEE NOTE #12 12 1)

SEP. CONSOLE FOR PRESS. LUBE SYS. ONE CONSOLE FOR EA. COMP. ONE CONSOLE FOR _____ COMPRESSORS

NOTE: Full permission to be taken on instrumentation data sheets.

CONSOLE TO BE OF DIAPHRAGM TYPE CONSTRUCTION SUITABLE FOR MULTIPoint SUPPORT AND GROUTING WITH GROUT & VENT HOLES

ELECTRICAL CLASSIFICATION CLASS _____ GROUP _____ DIV _____ NON HAZARDOUS

BASIC SYS. REQ'TS (NORM. OIL FLOWS & VOLUMES)

LUBE OIL	FLOW GPM	PRESSURE PSIG	VISCOSITY SSU @ 100°F	SSU @ 210°F	SUMP VOLUME GALLONS
<input type="checkbox"/> COMPRESSOR FRAME	_____	_____	_____	_____	_____
<input type="checkbox"/> DRIVER	_____	_____	_____	_____	_____
<input type="checkbox"/> GEAR	_____	_____	_____	_____	_____

SYSTEM PRESSURES DESIGN _____ PSIG HYDROTEST _____ PSIG

PRESSURE CONTROL VALVE SETTING _____ PSIG PUMP RELIEF VALVE(S) SET _____ PSIG

PIPING MATERIALS

	CARBON STEEL	STAINLESS STEEL	STAINLESS STEEL WITH CARBON STEEL FITTINGS
<input type="checkbox"/> UPSTREAM OF PUMPS & FILTERS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/> DOWNSTREAM OF FILTERS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

PUMPS (Gpm or Size Type Only) RATED FLOW PRESSURE COLD START DRIVER SPEED COUPLING MECH SEAL

	GPM	PSIG	REQ'D BHP	HP	RPM	REQ'D	REQ'D
MAIN	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
AUXILIARY	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

PIPING CASING MATERIAL (ref 12 12 1) MAIN PUMP _____ AUX PUMP _____

LARD IS REQ. FOR COUPLING(S) MAIN PUMP AUX. PUMP GUARD TYPE OR CODE _____

AUXILIARY PUMP CONTROL MANUAL AUTOMATIC ON/OFF AUTO SEL. SWITCH BY PURCH. BY MFR

WIRING TO TERMINAL BDR. BY PURCH. BY MFR

SWITCHES MTO'S-THERMOCOUPLES

COOLERS T-BELL & TUBE SINGLE DUAL W-TURNER VALVE MFG'S STD. TEMA C TEMA R (API 650 Data Sheet Attached)

REMOVABLE BUNDLE WATER COOLED AIR COOLED W-AUTO TEMP CONTROL (API 650 Data Sheet Attached)

W-BYPASS & TEMP CONTROL VALVE MANUAL AUTO SEE SEPARATE HEAT EXCHANGER DATA SHEET FOR DETAILS SPECIFY GLYCOL ON COOLING WATER SIDE

FILTER(S) SINGLE DUAL W-TURNER VALVE ASME CODE DESIGN ASME CODE STAMPED

DESIGN PRESSURE _____ PSIG ΔP CLEAN _____ PSI ΔP COLLAPSE _____ PSI

MICRON RATING _____ CARTRIDGE MATERIAL _____ CARTRIDGE P.N. _____

BONNET MATERIAL _____ CASING MATERIAL _____ PURN. SPARE CART. QTY _____

COMPONENT SUPP.	MANUFACTURER	MODEL	MANUFACTURER	MODEL
<input checked="" type="checkbox"/> MAIN PUMP	_____	_____	<input type="checkbox"/> OIL COOLER(S)	_____
<input checked="" type="checkbox"/> AUXILIARY PUMP	_____	_____	<input type="checkbox"/> TRANSFER VALVE(S)	_____
<input checked="" type="checkbox"/> MECHANICAL SEALS	_____	_____	<input type="checkbox"/> PUMP COUPLING(S)	_____
<input checked="" type="checkbox"/> ELECTRIC MOTORS	_____	_____	<input type="checkbox"/> SUCTION STRAINER(S)	_____
<input checked="" type="checkbox"/> STEAM TURBINES	_____	_____	<input type="checkbox"/> CHECK VALVE(S)	_____
<input checked="" type="checkbox"/> OIL FILTER(S)	_____	_____		_____

DS 818 11

11/83

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

<input checked="" type="checkbox"/> COOLING WATER SYSTEM																																																																																																				
<input type="checkbox"/> BASIC COOLING SYS FOR <input type="checkbox"/> COMPRESSOR CYCLIS <input type="checkbox"/> INTERCOOLER(S) <input type="checkbox"/> AFTERCOOLER <input type="checkbox"/> OIL COOLERS																																																																																																				
<input type="checkbox"/> HEATERS REQ'D FOR PRE-HEATING <input type="checkbox"/> ELEC W/THERMOSTAT'S <input type="checkbox"/> STEAM																																																																																																				
<input type="checkbox"/> PRESSURE FORCED CIRCULATING SYS <input type="checkbox"/> OPEN PRING BY <input type="checkbox"/> PURCH <input type="checkbox"/> OWNER <input type="checkbox"/> CLOSED PRING BY MANUFACTURER																																																																																																				
<input type="checkbox"/> MAIN WATER PUMP DRIVEN BY <input type="checkbox"/> ELEC MOTOR <input type="checkbox"/> STEAM TURBINE <input type="checkbox"/> OTHER _____ <input type="checkbox"/> AIR WATER PUMP DRIVEN BY <input type="checkbox"/> ELEC MOTOR <input type="checkbox"/> STEAM TURBINE <input type="checkbox"/> OTHER _____																																																																																																				
<input type="checkbox"/> SEP. CONSOLE FOR COOLING WATER SYS <input type="checkbox"/> ONE CONSOLE FOR EA COMP. <input type="checkbox"/> ONE CONSOLE FOR _____ COMPRESSORS																																																																																																				
<input type="checkbox"/> CONSOLE TO BE OF DECK ATE TYPE CONSTRUCTION SUITABLE FOR VUL. POINT SUPPORT & GROUT WITH GROUT & VENT HOLES <input type="checkbox"/> ELECTRICAL CLASSIFICATION CLASS _____ GROUP _____ DIE _____ NON-HAZARDOUS																																																																																																				
<input type="checkbox"/> BASIC SYS. REQMS INFORM COOLING WATER FLOW DATA <input type="checkbox"/> COOLING WATER TO BE _____ ETHYLENE GLYCOL _____ SEW FLOW INDICATORS																																																																																																				
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>FORCED THERMO STAND</th> <th>FLOW</th> <th>PRESSURE</th> <th>INLET TEMP</th> <th>OUTLET TEMP</th> <th>SEW FLOW</th> </tr> <tr> <th></th> <th>(SQ. G. SECTION)</th> <th>GPW</th> <th>PSIG</th> <th>OF</th> <th>OF</th> <th>INDICATORS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>10</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>11</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>12</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>13</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>14</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>15</td><td>CONDENSERS - STAGE</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>16</td><td>HEAT EXCHANGER - TOTAL</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>17</td><td>INTERCOOLERS - TOTAL</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>18</td><td>AFTERCOOLERS - TOTAL</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>19</td><td>CONDENSERS</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>20</td><td>TOTAL FLOW</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>											FORCED THERMO STAND	FLOW	PRESSURE	INLET TEMP	OUTLET TEMP	SEW FLOW		(SQ. G. SECTION)	GPW	PSIG	OF	OF	INDICATORS	10	CONDENSERS - STAGE						11	CONDENSERS - STAGE						12	CONDENSERS - STAGE						13	CONDENSERS - STAGE						14	CONDENSERS - STAGE						15	CONDENSERS - STAGE						16	HEAT EXCHANGER - TOTAL						17	INTERCOOLERS - TOTAL						18	AFTERCOOLERS - TOTAL						19	CONDENSERS						20	TOTAL FLOW					
	FORCED THERMO STAND	FLOW	PRESSURE	INLET TEMP	OUTLET TEMP	SEW FLOW																																																																																														
	(SQ. G. SECTION)	GPW	PSIG	OF	OF	INDICATORS																																																																																														
10	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
11	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
12	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
13	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
14	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
15	CONDENSERS - STAGE																																																																																																			
16	HEAT EXCHANGER - TOTAL																																																																																																			
17	INTERCOOLERS - TOTAL																																																																																																			
18	AFTERCOOLERS - TOTAL																																																																																																			
19	CONDENSERS																																																																																																			
20	TOTAL FLOW																																																																																																			
<input type="checkbox"/> SYS PRESSURES <input type="checkbox"/> DESIGN _____ PSIG <input type="checkbox"/> HYDROTEST _____ PSIG <input type="checkbox"/> REL. PR. VALVES SETTING _____ PSIG																																																																																																				
<input type="checkbox"/> WATER RESERVOIR <input type="checkbox"/> SIZE _____ FT DIA & _____ FT HIGH <input type="checkbox"/> CAPACITY _____ GALLONS (Normal Operating Level)																																																																																																				
<input type="checkbox"/> RESERVOIR MATERIAL _____ <input type="checkbox"/> INTERNAL COATING TYPE _____ <input type="checkbox"/> LEVEL GAUGE <input type="checkbox"/> LEVEL SWITCH <input type="checkbox"/> DRAIN VALVE <input type="checkbox"/> INSPECTION & CLEAN OUT OPENINGS																																																																																																				
<input type="checkbox"/> PUMPS (Centrifugal Only) <input type="checkbox"/> RATED FLOW _____ GPW <input type="checkbox"/> PRESS _____ PSIG <input type="checkbox"/> REDD _____ BHP <input type="checkbox"/> DRIVER _____ HP <input type="checkbox"/> SPEED _____ RPM <input type="checkbox"/> COUPLING _____ REDD <input type="checkbox"/> VEH. SEAL _____ REDD																																																																																																				
<input type="checkbox"/> MAIN PUMP _____ <input type="checkbox"/> PUMP CASING MATERIAL _____ MAIN PUMP _____ AIR PUMP _____ <input type="checkbox"/> HEATERS REQ'D FOR COOLERS <input type="checkbox"/> MAIN PUMP <input type="checkbox"/> AIR PUMP <input type="checkbox"/> GUARD TYPE OR CODE _____ <input type="checkbox"/> PUMP CONTROL <input type="checkbox"/> MANUAL <input type="checkbox"/> AUTO <input type="checkbox"/> ON/OFF AUTO SEL SWITCH <input type="checkbox"/> BY PURCH <input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER <input type="checkbox"/> WIRING TO TERMINAL BOA <input type="checkbox"/> BY PURCH <input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER																																																																																																				
<input type="checkbox"/> COOLING WATER HEAT EXCH <input type="checkbox"/> SHELL & TUBE <input type="checkbox"/> SINGLE <input type="checkbox"/> DUAL W/T TRANSFER VALVE <input type="checkbox"/> TEMAC <input type="checkbox"/> TEMAC (AP. 860 DATA SHEET ATTACHED)																																																																																																				
<input type="checkbox"/> AIR COOLED EXCHANGER W AUTO TEMP CONTROL (AP. 861 DATA SHEET ATTACHED) <input type="checkbox"/> W BYPASS & TEM CONTROL VALVE <input type="checkbox"/> MANUAL <input type="checkbox"/> AUTO <input type="checkbox"/> COOLERS FOR AIR EXCH <input type="checkbox"/> SEE SEPARATE COOLER DATA SHEET FOR DETAILS SPECIFY NGLYCOL ON BOTH SIDES OF SHELL & TUBE																																																																																																				
<input type="checkbox"/> SYS COMPONENT SUPP MANUFACTURER _____ MODEL _____ MANUFACTURER _____ MODEL _____																																																																																																				
<input type="checkbox"/> MAIN PUMP _____ <input type="checkbox"/> TEMP CONTROL VALVES _____ <input type="checkbox"/> AUXILIARY PUMP _____ <input type="checkbox"/> TRANSFER VALVES _____ <input type="checkbox"/> MECHANICAL SEALS _____ <input type="checkbox"/> PUMP COUPLINGS _____ <input type="checkbox"/> ELECTRICAL MOTORS _____ <input type="checkbox"/> STEAM TURBINES _____ <input type="checkbox"/> HEAT EXCHANGERS _____																																																																																																				

RECIPROCATING COMPRESSOR DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

PULSATION SUPPRESSION DEVICES FOR RECIPROCATING COMPRESSORS THESE SHEETS TO BE FILLED OUT FOR EACH SERVICE AND/OR STAGE OF COMPRESSION	
1 APPLICABLE TO <input type="radio"/> PROPOSALS <input type="radio"/> PURCHASE <input type="radio"/> AS BUILT	
2 FOR USER _____	
3 SITE/LOCATION _____ AMBIENT TEMPERATURE MIN/MAX _____ °F	
4 TYPE OF SERVICE _____ NUMBER OF COMPRESSORS _____	
5 COMPRESSOR MFG _____ MODEL TYPE _____	
6 COMPRESSOR MFG _____ MODEL TYPE _____	
7 NOTE <input type="radio"/> In-Date Comp. & Purch. <input type="checkbox"/> By Comar/Supp. Mfg. w/ Proposal <input type="checkbox"/> By 11/21/81 Order <input type="checkbox"/> By 11/21/81 Purchase & Approval	
GENERAL INFORMATION APPLICABLE TO ALL SUPPRESSORS	
8 TOTAL NUMBER OF SERVICES AND/OR STAGES _____	
9 TOTAL NUMBER OF COMPRESSOR CYL _____ TOTAL NUMBER OF CRANKTHROWS _____ STROKE _____ IN _____ RPM _____	
10 <input type="radio"/> ASME CODE STAMP <input type="radio"/> STATE/COUNTRY/PROVINCE OF _____ CODE REGULATIONS APPL. _____	
11 OTHER APPLICABLE PRESSURE VESSEL SPEC. OR CODE _____	
12 <input type="radio"/> LUBE SERVICE <input type="radio"/> NON LUBE SERV. <input type="radio"/> NO OIL ALLOWED INTERNALLY DRY TYPE INTER. CORR. COATING <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO	
13 RADIOGRAPHY IN RAY OF WELDS: <input type="radio"/> NONE <input type="radio"/> SPOT <input type="radio"/> 100% <input type="radio"/> IMPACT TEST <input type="radio"/> SPECIAL WELDING REGU. REVIEWS _____	
14 <input type="radio"/> SHOP INSPECTION <input type="radio"/> WITNESS HYDROTEST <input type="radio"/> OUTDOOR STORAGE OVER 6 MONTHS <input type="radio"/> SPECIAL PAINTS/SPEL _____	
15 <input type="radio"/> WITNESSED <input type="radio"/> OBSERVED _____	
16 ACOUSTICAL SIMULATION STUDY DESIGN APPROACH <input type="radio"/> 1 <input type="radio"/> 2 <input type="radio"/> 3 W/ SIMPLIFIED MANUAL ANALYSIS <input type="radio"/> 4 <input type="radio"/> 5	
17 <input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO <input type="radio"/> 2. ACOUST. SIM. STUDY <input type="radio"/> 3. ACOUST. SIM. W/ ICH. RESPONSE STUDY TO BE WITNESSED <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO	
CYLINDER, GAS, OPERATING, AND SUPPRESSOR DESIGN DATA	
20 SERVICE _____ STAGE NO. _____	
21 <input checked="" type="checkbox"/> COMPRESSOR CYL. DATA. THIS SERVICE OR STAGE ONLY	
22 NUMBER OF CYL _____ ON CRANKTHROW _____ U.S. _____	
23 CRANK ANGLE(S) BETW. MANFOLDED CYLS _____ °	
24 CYL BORE DIA _____ IN STROKE _____ IN RPM _____	
25 PISTON ROD DIA _____ IN PISTON DISPLACEMENT _____ L/IN	
26 UNLOADERS FOR <input type="radio"/> START UP ONLY <input type="radio"/> CAP. CONT. <input type="radio"/> W/ OIL	
27 OPERATING MODE <input type="radio"/> DOUBLE ACT <input type="radio"/> SINGLE ACT <input type="radio"/> BOTH	
28 <input type="radio"/> GAS HANDLED: SEE DATA SHEET PG. 1 FOR NORMAL ALT. AND/OR START UP COND. & GAS	
29 NORMAL OPERATING GAS _____	
30 SEE GAS ANALYSIS DATA SHEET PG. 2 FOR COMPLETE GAS COMPOSITION	
31 <input type="radio"/> CORR. PRESENT (DESCRIBE: _____)	
32 MOLE WT _____ G/G. (M) _____ W/ 150°F	
33 <input type="radio"/> OPERATION IN PARALLEL W/ _____	
34 <input type="radio"/> COMPRESSOR MANUFACTURER'S RATED CAPACITY	
35 LBS./HR. _____ SCFM _____ MMSCFD _____	
36 <input checked="" type="checkbox"/> LINE SIDE OPERATING PRESSURE	
37 <input checked="" type="checkbox"/> OPERATING TEMP. WITHIN SUPPRESSORS	
38 <input checked="" type="checkbox"/> ALLOWABLE PRESSURE DROP THROUGH SUPPRESSORS	
39 INLET _____ PSIA DISCHARGE _____ PSIA	
40 INLET _____ °F DISCHARGE _____ °F	
41 ΔP _____ PSI _____ % ΔP _____ PS _____ %	
42 INLET SUPPRESSOR DISCHARGE SUPPRESSOR	
43 <input type="checkbox"/> COMBINATION INLET SUPP. SEPARATOR/INTERNAL <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO	
44 <input checked="" type="checkbox"/> NO IDTY OF INLET & DISCH. SUPP. PER STAGE	
45 <input type="checkbox"/> ALLOWABLE PEAK PEAK PULSE @ LINE SIDE NOZZLE	
46 <input type="checkbox"/> ALLOWABLE PEAK PEAK PULSE @ CYL. FLANGE NOZZLE	
47 <input type="checkbox"/> DESIGN FOR FULL VACUUM CAPABILITY	
48 <input type="checkbox"/> MIN. REQ'D WORKING PRESSURE & TEMPERATURE	
NOTE: After design, the actual W.P. & Temp. are to be determined on the weakest component and stamped on the vessel. The actual Stamp is to be shown on pg. 14 line 9 and on the UGA Form.	
49 PSIG _____ °F _____ °F PSIG _____ °F _____ °F	
50 INITIAL SIZING VOL. PER FORMULA OF 3.9 2.2.2	
NOTE: This is Reference Volume Only	
Final Design Volume to be shown on page 14 line 2.	

DS-818-13

11/85

3.86

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
 DATE _____ REVISION _____
 PAGE _____ OF _____ BY _____

PULSATION SUPPRESSION DEVICES FOR RECIPROCATING COMPRESSORS (CONT'D) <small>THESE SHEETS TO BE FILLED OUT FOR EACH SERVICE AND/OR STAGE OF COMPRESSION</small>		SERVICE _____ STAGE NO _____																																																																								
CONSTRUCTION REQUIREMENTS & DATA	INLET SUPPRESSOR	DISCHARGE SUPPRESSOR																																																																								
1. MATERIAL REQUIRED CS, SS ETC 2. MAT. ASS'N OR SA DESIGNATION SHELL HEAD 3. DIMENSIONAL LIMITATIONS RE: <input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO 4. ALLOW IN <input type="radio"/> REQUIRED 5. ALLOW IN SHELL HEAD 6. SHELL DIA. OVERALL LGTH INCH/NO. STG 7. LOGA WORKING PRESS AND TEMPERATURE 8. MAX. ALLOWED PRESSURE DROP ΔP PSI / LINE PRESS 9. ALLOW FOR INSULATION REQUIRED 10. SUPPLY PRESS. OFF NE SIDE CYL. FLG. & LINE PRESS 11. SUPPLY PRESS. SUPPRESSOR DESIGN	<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>SHELL & HEADS</td> <td>WELEG</td> <td>SHELL & HEADS</td> <td>WELEG</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> PIPE</td> <td><input type="checkbox"/> ROLLED PLATE</td> <td><input type="checkbox"/> PIPE</td> <td><input type="checkbox"/> ROLLED PLATE</td> </tr> <tr> <td>PSI/W</td> <td>OF</td> <td>PSI/W</td> <td>OF</td> </tr> <tr> <td>ΔP</td> <td>PSI</td> <td>ΔP</td> <td>PSI</td> </tr> <tr> <td></td> <td>LBS</td> <td></td> <td>LBS</td> </tr> <tr> <td><input type="radio"/> YES</td> <td><input type="radio"/> NO</td> <td><input type="radio"/> YES</td> <td><input type="radio"/> NO</td> </tr> </table>	SHELL & HEADS	WELEG	SHELL & HEADS	WELEG	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	PSI/W	OF	PSI/W	OF	ΔP	PSI	ΔP	PSI		LBS		LBS	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO	<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>SHELL & HEADS</td> <td>WELEG</td> <td>SHELL & HEADS</td> <td>WELEG</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> <td>IN</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> PIPE</td> <td><input type="checkbox"/> ROLLED PLATE</td> <td><input type="checkbox"/> PIPE</td> <td><input type="checkbox"/> ROLLED PLATE</td> </tr> <tr> <td>PSI/W</td> <td>OF</td> <td>PSI/W</td> <td>OF</td> </tr> <tr> <td>ΔP</td> <td>PSI</td> <td>ΔP</td> <td>PSI</td> </tr> <tr> <td></td> <td>LBS</td> <td></td> <td>LBS</td> </tr> <tr> <td><input type="radio"/> YES</td> <td><input type="radio"/> NO</td> <td><input type="radio"/> YES</td> <td><input type="radio"/> NO</td> </tr> </table>	SHELL & HEADS	WELEG	SHELL & HEADS	WELEG	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	IN	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	PSI/W	OF	PSI/W	OF	ΔP	PSI	ΔP	PSI		LBS		LBS	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO
SHELL & HEADS	WELEG	SHELL & HEADS	WELEG																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE																																																																							
PSI/W	OF	PSI/W	OF																																																																							
ΔP	PSI	ΔP	PSI																																																																							
	LBS		LBS																																																																							
<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO																																																																							
SHELL & HEADS	WELEG	SHELL & HEADS	WELEG																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
IN	IN	IN	IN																																																																							
<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE	<input type="checkbox"/> PIPE	<input type="checkbox"/> ROLLED PLATE																																																																							
PSI/W	OF	PSI/W	OF																																																																							
ΔP	PSI	ΔP	PSI																																																																							
	LBS		LBS																																																																							
<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES	<input type="radio"/> NO																																																																							
CONNECTION REQUIREMENTS & DATA																																																																										
1. END FLANGE SIZE MATING FACING TYPE 2. END FLANGE SIZE QTY SIZE MATING FACING TYPE 3. END FLANGE PER 39.315 <input type="radio"/> SPECIAL SPECIFY > 125 < 250 <input type="radio"/> PER ANSI 16.5																																																																										
4. NO. OF OPENINGS REQUIRED 5. 1" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 6. 1" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO <input type="radio"/> BLINDED	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO <input type="radio"/> BLINDED																																																																								
7. 1/2" CONNECTIONS REQUIRED 8. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 9. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO																																																																								
10. 1/4" CONNECTIONS REQUIRED 11. 1/4" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 12. 1/4" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO																																																																								
13. PRESSURE CONNECTIONS REQUIRED 14. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 15. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO																																																																								
16. TEMPERATURE CONNECTIONS REQUIRED 17. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 18. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 19. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING 20. 1/2" QTY SIZE 6000 LB NPT CPLG. FLG. TYPE & MATING	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO																																																																								
OTHER DATA AND NOTES																																																																										
<input type="checkbox"/> COMPRESSOR MFG'S SUPP. OUTLINE OR DRAWING NO. _____																																																																										
<input type="checkbox"/> SUPP. MFG'S OUTLINE OR DRAWING NO. _____																																																																										
25. NOTES: _____ AS BUILT																																																																										

DS 518 14

11 81

3.87

F-11

1241

(PROBLEM HARD COPY

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

**SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS
THESE SHEETS TO BE FILLED OUT FOR EACH EXCHANGER**

1 APPLICABLE TO PROPOSALS PURCHASE AS BUILT
2 FOR USER _____
3 TITLE/LOCATION _____ AMBIENT TEMP MIN/MAX _____ °F
4 COMPRESSOR SERVICE _____ NUMBER OF COMPRESSORS _____
5 COMPRESSOR MANUFACTURER _____ MODEL TYPE _____
6 EXCHANGER MANUFACTURER _____
7 NOTE NO DATA TO BE COMP BY PURCH BY COMP/EXCHANGER MFR WITH PROPOSAL BY MANUFACTURER(S) AFTER ORDER BY MANUFACTURER(S) OR PURCH AS APPLICABLE

GENERAL INFORMATION APPLICABLE TO ALL EXCHANGERS

8 REF TOTAL NUMBER OF SERVICES AND/OR STAGES FOR COMPRESSOR _____
9 ASME CODE STAMP STATE/COUNTRY/PROVIDENCE OF _____ CODE REGULATIONS APPLY
10 OTHER APPLICABLE PRESSURE VESSEL SPECIFICATIONS OR CODE _____
11 LUBE SERVICE NON LUBE SERV NO OIL ALLOWED INTERN DRY FRIE INTERN CORR COATING YES NO
12 OUTDOOR STORAGE OVER 6 MONTHS SPECIAL PAINT SPEC _____ GLYCOL ON WATER SIDE _____
13 SHOP INSP OMITTED OBSERVED WITNESS HYDTEST TEMA C TEMA RT (SEE DATA SHEET ATTACHED)
14 NOTE USE THIS DATA SHEET FOR ALL PROCESS GAS EXCHANGERS AND SPECIAL OIL AND COOLING WATER COOLERS
15 USE STANDARD TEMA HEAT EXCHANGER SPEC SHEET FOR STANDARD OIL AND COOLING WATER COOLERS

PERFORMANCE OF ONE EXCHANGER

16 THIS EXCHANGER IS FOR INTERCOOLER BETW _____ STAGE & _____ STAGE AFTER COOLER DIL PIPE YES NO
17 SPECIAL OIL COOLER SPECIAL COOLING WATER COOLER
18 LIQUID SIDE TO BE PER 213 YES NO TOTAL NUMBER OF IDENTICAL EXCHANGERS _____ PER THIS COMPLETED DATA SHEET
19 DESIGN DUTY _____ BTU/HR SIZE _____ HORIZ VERT
20 TRANS RT SERV _____ CLEAN _____ BTU/HR FT² MTD IEFF _____ %
21 TOTAL SURFACE (EFF) _____ FT² SHELLS/UNIT _____ SURFACE SHELL (EFF) _____ FT²

	SHELL SIDE		TUBE SIDE	
	INLET	OUTLET	INLET	OUTLET
26 <input type="radio"/> FLUID				
27 <input type="radio"/> TOTAL _____ IN _____ LBS/HR				
28 <input type="checkbox"/> LIQUID _____ LBS/HR				
29 <input type="checkbox"/> MOLECULAR WT				
30 <input type="checkbox"/> SPEC GRAVITY				
31 <input type="checkbox"/> THERM COND _____ BTU/HR * FT ² * °F/FT				
32 <input type="checkbox"/> SPEC HEAT _____ BTU/LB * °F				
33 <input type="checkbox"/> VISCOSITY _____ CENTIPOISES				
34 _____				
35 _____				
36 <input type="checkbox"/> VAPOR _____ LBS/HR				
37 <input type="checkbox"/> MOLECULAR WT				
38 <input type="checkbox"/> DENSITY _____ LBS/FT ³				
39 <input type="checkbox"/> THERMAL COND _____ BTU/HR * FT ² * °F/FT				
40 <input type="checkbox"/> SPEC HEAT _____ BTU/LB * °F				
41 <input type="checkbox"/> VISCOSITY _____ CENTIPOISES				
42 <input type="checkbox"/> LATENT HEAT _____ BTU/LB				
43 <input type="checkbox"/> DEW POINT _____ °F				
44 _____				
45 <input type="checkbox"/> NON CONDENSABLES _____ LBS/HR				
46 <input type="checkbox"/> MOLECULAR WT				
47 <input type="checkbox"/> STEAM LEFT IN GAS _____ LBS/HR				
48 <input type="checkbox"/> WATER CONDENSED _____ LBS/HR				

01-618-15

12/76

RECIPROCATING COMPRESSOR DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

JOB NO _____ ITEM NO _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

HEAT EXCHANGERS FOR RECIPROCATING COMP (CONT'D)		SERV _____		INTERCOOLER BETW _____ STG & _____ STG	
THESE SHEETS TO BE FILLED OUT FOR EACH EXCHANGER		<input type="checkbox"/> AFTERCOOLER			
PERFORMANCE OF ONE EXCHANGER (CONT'D)					
		SHELL SIDE		TUBE SIDE	
		INLET	OUTLET	INLET	OUTLET
1	TEMPERATURE °F				
2	PRESSURE (ATMOS) PSIA/ PSIG				
3	PRESSURE DROP PSI	ALLOW	CALC	ALLOW	CALC
4	VELOCITY FT/SEC				
5	FOULING RESIST HR/FT ² /PP/RTU				
6	DESIGN PRESSURE PSIG				
7	TEST PRESSURE PSI				
8	DESIGN TEMPERATURE °F				
9	CORR ALLOWANCE IN				
10	NUMBER OF PASSES				
11	DIFF DES PRESSURE PSIG				
12	FLOW ARRANGEMENT	PARALLEL	SERIES	PARALLEL	SERIES
CONSTRUCTION					
13	<input type="checkbox"/> SHELL DIA (OD/ID) IN	<input type="checkbox"/> BAFFLE TYPE	<input type="checkbox"/> WT. BUNDLE & SHELL LBS		
14	<input type="checkbox"/> NO TUBES/SHELL	<input type="checkbox"/> NO. & SPACING	<input type="checkbox"/> WT BUNDLE LBS		
15	<input checked="" type="checkbox"/> OD & LENGTH IN x IN	<input type="checkbox"/> SEGMENTAL CUT	<input type="checkbox"/> WT FULL OF WATER LBS		
16	<input checked="" type="checkbox"/> GAUGE BWG IN (AVE/IT/MIN)	<input type="checkbox"/> IMPINGEMENT BAFFLE (YES/NO)	<input type="checkbox"/> INLET NOZZLE		
17	<input type="checkbox"/> TUBE PITCH N @ 30/40/50/60/80/100	<input type="checkbox"/> EXPANSION JOINT (YES/NO)	<input type="checkbox"/> BUNDLE ENTR		
18	<input type="checkbox"/> TEMA CLASS	<input type="checkbox"/> EXP JOINT DES TEMP °F	<input type="checkbox"/> BUNDLE EXIT		
19	<input type="checkbox"/> CODE REQ (ASME)	<input type="checkbox"/> SURFACE PREP	<input type="checkbox"/> SPECIFICATIONS		
20	<input type="checkbox"/> CODE STAMP (YES/NO)	<input type="checkbox"/> PAINT	<input type="checkbox"/> FLOATING TYPE TUBE SHT (YES/NO)		
21	REMBL TUBE BUNDLE (YES/NO)	<input type="checkbox"/> INSULATION (YES/NO)			
22	TUBES <input type="checkbox"/> U BEND <input type="checkbox"/> STRAIGHT	<input checked="" type="checkbox"/> BY-PASS SEAL ARR'N (YES/NO)	<input type="checkbox"/> ROLLED <input type="checkbox"/> WELDED <input type="checkbox"/> OTHER		
23	SHELL COVER <input type="checkbox"/> INTEG <input type="checkbox"/> REMBVL	<input type="checkbox"/> TUBE-TUBE SHT JT	<input type="checkbox"/> SEAL TYPE LONG BAFFLE		
MATERIALS (MARK SA FOR STRESS RELIEVED, RR FOR RADIOGRAPHED)					
24	<input type="checkbox"/> TUBES	<input type="checkbox"/> SHELL			
25	<input type="checkbox"/> TUBESHEET	<input type="checkbox"/> SHELL COVER			
26	<input type="checkbox"/> BAFFLES/TUBESUPPORTS	<input type="checkbox"/> SHELL FLANGE			
27	<input type="checkbox"/> TIE RODS & SPACERS	<input type="checkbox"/> CHANNEL/BONNET			
28	<input type="checkbox"/> LONG BAFFLE	<input type="checkbox"/> CHANNEL COVER			
29	<input type="checkbox"/> GASKET SHELL SIDE	<input type="checkbox"/> CHANNEL FLANGE			
30	<input type="checkbox"/> GASKET TUBE SIDE	<input type="checkbox"/> FLOATING HEAD COVER			
31	<input type="checkbox"/> BOLTING	<input type="checkbox"/> EXPANSION JOINT			
32	<input type="checkbox"/> FLOATING HEAD GASKET	<input type="checkbox"/> FLOATING HEAD SEAL			
NOZZLES		SHELL SIDE		TUBE SIDE	
		NO	SIZE	NO	SIZE
		RATING & FACING		RATING & FACING	
33	<input checked="" type="checkbox"/> INLET				
34	<input checked="" type="checkbox"/> OUTLET				
35	<input checked="" type="checkbox"/> VENT				
36	<input checked="" type="checkbox"/> DRAIN				
37	<input type="checkbox"/> PRESSURE GAUGE (EA NOZZLE)				
38	<input type="checkbox"/> THERMOWELL CONN (EA NOZZLE)				
39	<input type="checkbox"/> INTERCONNECTING CONN.				
40	<input type="checkbox"/> SPECIFY GAS SIDE FLANGE FINISH				
REMARKS:		NOTE USE SEPARATE PAGE FOR BUNDLE/NOZZLE ORIENTATION SKETCH IF NECESSARY			

DS-418-16

11/87

3.89

f-15

1245

RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

INSTRUMENTATION

1 PURCHASER TO FILL IN () AFTER COMMODITY TO INDICATE BY COMPR. MFG. BY PURCHASER () BY OTHERS

2 INSTRUMENT & CONTROL PANEL () ()

3 ONE FOR EA UNIT ONE COMMON TO ALL UNITS

4 MACHINE MTD FREE STANDING (OFF UNIT) LOCAL REMOTE OUTDOORS

5 PNEUMATIC ELEC ELECTRONIC HYDRAULIC PROGRAMMABLE CONTR. R

6 NEMA 1 CLASS _____ GROUP _____ DIVISION _____ INTRINSICALLY SAFE

7 NEMA 4 WATER TIGHT & DUST TIGHT PURGED TO NFPA 486 TYPE X Y Z

8 OTHER NEMA _____ LOW PURGE PRESS ALARM SHUTDOWN

9 VIB. ISOLATORS STRIP HEATERS PURGE CONN. EXTRA CUTOUTS

10 ANNUNCIATOR W/ FIRST OUT INDICATION LOCATED ON CONTROL PANEL

11 PURCHASER'S CONN. BROUGHT OUT TO TERMINAL BOX BY VENDOR

12 ADDITIONAL PANEL REMARKS _____

13 _____

14 _____

15 INSTRUMENTATION SUITABLE FOR INDOORS OUTDOORS OTHER _____

16 PREFERRED INSTRUMENT SUPPLIERS, TO BE COMPLETED BY PURCHASER, OTHERWISE MFR'S STANDARD APPLIES

17	PRESSURE GAUGES	MFR _____	SIZE & TYPE _____
18	TEMPERATURE GAUGES	MFR _____	SIZE & TYPE _____
19	LIQUID LEVEL GAUGES	MFR _____	TYPE _____
20	DIFF. PRESSURE GAUGES	MFR _____	SIZE & TYPE _____
21	PNEUM. PRESS. TRANSMITTERS	MFR _____	TYPE _____
22	PNEUM. LIQUID LEV. TRANSM. R	MFR _____	TYPE _____
23	PRESSURE SWITCHES	MFR _____	TYPE _____
24	TEMPERATURE SWITCHES	MFR _____	TYPE _____
25	LIQUID LEVEL SWITCHES	MFR _____	TYPE _____
26	DIFF. PRESSURE SWITCHES	MFR _____	TYPE _____
27	CONTROL VALVES	MFR _____	TYPE _____
28	PRESSURE RELIEF VALVES	MFR _____	TYPE _____
29	SIGHT / IN INDICATORS	MFR _____	TYPE _____
30	VIBRATION MONITORS & EQUIP.	MFR _____	TYPE _____
31	THERMOCOUPLES	MFR _____	TYPE _____
32	RTDS	MFR _____	TYPE _____
33	SOLENOID VALVES	MFR _____	TYPE _____
34	ANNUNCIATOR	MFR _____	MODEL & QTY SPARE POINTS: _____
35	PRESS. TRANSM. (ELEC. OUTPUT)	MFR _____	TYPE _____
36	PROGRAMMABLE CONTROLLER	MFR _____	TYPE _____
37	_____	MFR _____	TYPE _____
38	_____	MFR _____	TYPE _____

39 PRESSURE GAUGE REQUIREMENTS LIQUID FILLED PRESSURE GAUGES YES NO

40 FUNCTION	41 LOCALLY MOUNTED		42 PROCESS GAS	43 LOCALLY MOUNTED	
	44 ()	45 ()		46 ()	47 ()
41 LUBE OIL MAIN PUMP DISCHARG.	()	()	INLET PRESS.	()	()
42 LUBE OIL AUX PUMP DISCHARG.	()	()	W/EA STAGE	()	()
43 LUBE OIL PRESS. AT FRAME HEADER	()	()	DISCH. PRESS.	()	()
44 LUBE OIL FILTER ΔP	()	()	W/EA STAGE	()	()
45 COOLING W/O INLET HEADER	()	()	_____	()	()
46 _____	()	()	_____	()	()
47 _____	()	()	_____	()	()

RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

INSTRUMENTATION (CONT'D)

FUNCTION	LOCALLY MNT D	PANEL MNT D	GUAGE W. CAPILLARY	THERMO COUPLES	RTD SYS
	LUBE OIL INLET TO FRAME	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
LUBE OIL INLET TO COOLER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
MAIN JRNL BEARINGS (THERMO COUPLES OR RTD'S ONLY)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
MOTOR BEARINGS (THERMO COUPLES OR RTD'S ONLY)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COOLING WATER HEADER INLET / OUTLET	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
CYL COOLING WATER INLET / OUTLET / EACH CYL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
PROCESS GAS INLET / DISCHARGE / EACH CYL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
INTERCOOLER INLET / GAS / WATER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
AFTERCOOLER INLET / GAS / WATER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COOLING WATER INLET / OUTLET / COOLED PGR CASE(S)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
PRESS PGR CASE CYL PIST ROD (THRU CPLS OR RTD ONLY)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

ALARM & SHUTDOWN SWITCH REQMTS NOTE: ALARM & SHUTDOWN SWITCHES SHALL BE INDIVIDUALLY SEPARATE ANNUNCIATION POINTS

FUNCTION	ALARM	SHUT DOWN	ALARM		SHUTDOWN		TOTAL NO OF PIS
			IN PNL	IN CTL ROOM	IN PNL	IN CTL ROOM	
LOW LUBE OIL PRESS @ BEARING HEADER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH LUBE OIL ΔP ACROSS FILTER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
LOW LUBE OIL LEVEL FRAME	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
AUF LUBE OIL PUMP FAIL TO START	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
CYL LUBE SYSTEM PROTECTION	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
COMP. VIBRATION, SHUTDOWN ONLY	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
VIBRATION W. CONTINUOUS MONITORING	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
ROD DR. DETECTOR CONTACT TYPE II - CYL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
ROD DR. PROXIMITY PROBE II - CYL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
OIL TEMP OUT OF FRAME	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH GAS DISCH. TEMP EACH CYLINDER	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH JACKET WATER TEMP. EA CYL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
LOW SUCTION PRESS. FIRST STG INLET	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH DISCH. PRESSURE FINAL STA STG	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH GAS ΔP, EACH STAGE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
HIGH LEV. EA MOISTURE SEPARATOR	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
LOW M2 FURGE, DISTANCE PIECE(S)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____
_____	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	_____

TOTAL NUMBER OF ANNUNCIATION POINTS _____

SWITCH CONTACT OPERATION NOTE: EACH SWITCH SHALL BE MINIMUM SPDT ARRANGEMENT

ALARM CONTACTS SHALL OPEN (DE ENER) TO SOUND ALARM & BE ENER. WHEN COMP. IS IN OPERATION
 CLOSE (ENERGIZE) TO SOUND ALARM & BE DE ENER. WHEN COMP. IS IN OPERATION

SHUTDOWN CONTACTS SHALL OPEN (DE ENER) TO SHUTDOWN & BE ENERGIZED WHEN COMP. IS IN OPERATION
 CLOSE (ENERGIZE) TO SHUTDOWN & BE DE ENER. WHEN COMP. IS IN OPERATION

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

☑ INSTRUMENTATION (CONT'D)																																																							
11	<input type="checkbox"/> MISCELLANEOUS INSTRUMENTATION																																																						
12	SIGHT FLOW IND. (COOLING H ₂ O ONLY) <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> FOR <input type="checkbox"/> INTERCDL PRS. <input type="checkbox"/> AFTER CLR. <input type="checkbox"/> OIL CLR. <input type="checkbox"/> H ₂ O CLR.																																																						
13	PNEUMATIC PRESSURE TRANSMITTERS <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> FOR <input type="checkbox"/> CYL JACKET WATER <input type="checkbox"/> ROD PRESS. PACKING CASES																																																						
14	PRESSURE TRANSMITTERS (ELEC. OUTP) <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> FOR _____																																																						
15	PNEUMATIC LEVEL TRANSMITTERS <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
16	ALARM HORN & ACKN. LMT. TEST BUTTON <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
17	CONDUIT & WIRING W/ JUNCT. BOXES <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
18	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
19	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
20	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
21	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
22	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
23	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
24	<input type="checkbox"/> SEPARATE LUBE OIL CONSOLE INSTRUMENTATION PURCH. TO LIST REQ. MTS. IN ADDITION TO ANY ABOVE REQ. MTS.																																																						
25	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
26	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
27	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
28	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
29	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
30	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
31	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
32	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
33	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
34	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
35	_____ <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____																																																						
36	<input type="checkbox"/> RELIEF VALVES																																																						
37	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;">LOCATION</th> <th style="width: 10%;">BY</th> <th style="width: 20%;">MANUFACTURER</th> <th style="width: 10%;">TYPE</th> <th style="width: 10%;">SIZE</th> <th style="width: 10%;">SETTING</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> <tr> <td>_____</td> <td><input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> <td>_____</td> </tr> </tbody> </table>	LOCATION	BY	MANUFACTURER	TYPE	SIZE	SETTING	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____
LOCATION	BY	MANUFACTURER	TYPE	SIZE	SETTING																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
_____	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> _____	_____	_____	_____	_____																																																		
38	NOTES: SEE MOTOR DATA SHEET FOR ADDITIONAL MOTOR INSTRUMENTATION REQUIREMENTS																																																						
39	FOR TURBINE DRIVERS USE APPLICABLE API DATA SHEETS																																																						
40	FOR GEAR REDUCERS USE APPLICABLE API DATA SHEETS																																																						
41	PURCHASER'S ELECTRICAL & INSTRUMENTATION CONNECTIONS SHALL BE MADE DIRECTLY BY THE PURCHASER																																																						
42	ADDITIONAL INSTRUMENTATION REMARKS:																																																						
43	_____																																																						
44	_____																																																						
45	_____																																																						
46	_____																																																						
47	_____																																																						
48	_____																																																						
49	_____																																																						

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

ELECTRIC MOTOR DRIVERS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS	
1 APPLICABLE TO <input type="radio"/> PROPOSALS <input type="radio"/> PURCHASE <input type="radio"/> AS BUILT	
2 FOR USER _____	
3 SITE LOCATION _____	NO OF COMPRESSORS _____ MODEL TYPE _____
4 COMPRESSOR SERVICE _____	HIGHEST TOTAL HP REQ'D BY COMPRESSOR _____
5 COMPRESSOR MANUFACTURER _____	INCLUDING LOSSES _____ HP
6 MOTOR MANUFACTURER _____	NO OF DENT DRIVERS _____ DRIVEN HP _____
7 NOTE <input type="checkbox"/> NO GATES DATA TO BE COMPLY BY PURCHASER	<input type="checkbox"/> BY COMPRESSOR MOTOR MFR WITH PROPOSAL
	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURERS AFTER DER
	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURERS OR PURCHASER AS APPLICABLE
MOTOR DESIGN DATA	
11 APPLICABLE SPECIFICATIONS	
12 <input type="checkbox"/> NEMA _____	
13 <input type="checkbox"/> _____	
14 SITE DATA	
15 AREA <input type="radio"/> OCLS _____ GRP _____ DIV _____ <input type="checkbox"/> NONHAZARD	
16 ALT _____ FT <input type="checkbox"/> AVE TEMPS MIN _____ DE MAX _____ DE	
17 UNUSUAL CONDITIONS <input type="checkbox"/> DUST <input type="checkbox"/> HUMIDITY	
18 <input type="checkbox"/> OTHER _____	
19 DRIVE SYSTEM <input type="checkbox"/> DIRECT CONNECTED <input type="checkbox"/> GEAR	
20 <input type="checkbox"/> BELT <input type="checkbox"/> RADIAL <input type="checkbox"/> VIBRATION LOAD DATA REVIEW REQUIR BY MOTOR MFR	
21 <input type="checkbox"/> OTHER _____	
22 TYPE MOTOR	
23 <input type="checkbox"/> SQUIP REL CAGE INDUCTION <input type="checkbox"/> IMBLES IN _____	
24 <input type="checkbox"/> SYNCHRONOUS _____	
25 <input type="checkbox"/> POWER FACTOR REQ'D _____	
26 EXCITATION <input type="checkbox"/> BRUSHLESS <input type="checkbox"/> SLIPRING	
27 <input type="checkbox"/> FIELD DISCHARGE RESISTOR BY MOTOR MFR	
28 <input type="checkbox"/> SOUND MOTOR INDUCTION _____	
29 <input type="checkbox"/> _____	
30 ENCLOSURE	
31 <input type="checkbox"/> EXPLOSION PROOF <input type="checkbox"/> OCLS _____ GRP _____ DIV _____	
32 <input type="checkbox"/> TYPE _____	
33 <input type="checkbox"/> TENVAC <input type="checkbox"/> TENVG USING _____ GAS	
34 <input type="checkbox"/> DOUBLE WALL CARBON STEEL TUBES	
35 <input type="checkbox"/> WATER SUPPLY PRESS _____ PSIG TEMP _____ DE	
36 <input type="checkbox"/> WATER ALLOW ΔP & TEMP RISE _____ DE	
37 <input type="checkbox"/> WATER SIDE MIN CORR ALLOW _____ IN	
38 <input type="checkbox"/> SAND FOUL FACTOR _____	
39 <input type="checkbox"/> AIR/GAS SUPPLY PRESS _____ PSIG	
40 <input type="checkbox"/> _____	
41 <input type="checkbox"/> _____	
42 <input type="checkbox"/> WEATHER PROTECTED TYPE _____	
43 <input type="checkbox"/> FORCED VENTILATED	
44 <input type="checkbox"/> OPEN DRIP PROOF	
45 <input type="checkbox"/> OPEN	
46 <input type="checkbox"/> _____	
47 BASIC DATA	
48 <input type="checkbox"/> _____ VOLTS _____ PHASE _____ HERTZ	
49 <input type="checkbox"/> STD EFFICIENCY <input type="checkbox"/> PREMIUM EFFICIENCY	
50 <input type="checkbox"/> _____ <input type="checkbox"/> HIGH EFFICIENCY	
51 <input type="checkbox"/> _____	
52 <input type="checkbox"/> _____	
BASIC DATA - CONTINUED	
<input type="checkbox"/> NAMEPLATE HP _____ SER. CEE FACTOR _____	
<input type="checkbox"/> SYNCHRONOUS RPM _____ OPERATING RPM _____	
<input type="checkbox"/> INSULATION CLASS _____ TYPE _____	
<input type="checkbox"/> TEMP RISE _____ DE ABOVE _____ DE _____	
STARTING UNLOADED ONLY	
<input type="checkbox"/> FULL VOLTAGE <input type="checkbox"/> REDUCED VOLTAGE	
<input type="checkbox"/> INSTANTANEOUS STARTING DEPARTMENT _____	
VIBRATION	
<input type="checkbox"/> NEMA STANDARD _____	
NOISE	
<input type="checkbox"/> NEMA STANDARD _____	
REMARKS _____	
ACCESSORY EQUIPMENT	
<input type="checkbox"/> BASEPLATE <input type="checkbox"/> SOLER PLATE <input type="checkbox"/> STARTER SHIELD	
<input type="checkbox"/> VFR STD FANS <input type="checkbox"/> NONSPARKING _____	
<input type="checkbox"/> D.C. EXCITATION	
<input type="checkbox"/> A.W. REQ'D _____	
BY <input type="checkbox"/> PURCHASER <input type="checkbox"/> MANUFACTURER	
DESCRIPTION _____	
ENCLOSED COLLECTOR RINGS	
<input type="checkbox"/> PURGED MEDIUM PRESS _____	
<input type="checkbox"/> EXPLOSION RESISTANT NONSPARKING	
<input type="checkbox"/> FORCED VENTILATION	
<input type="checkbox"/> CFM _____ PRESS DRIP _____	
BEARING TEMP DEVICES	
<input type="checkbox"/> LOCATION _____	
<input type="checkbox"/> DESCRIPTION _____	
<input type="checkbox"/> SET W _____ DE FOR ALARM _____ DE MINIMUM TEMPS _____	
SPACE HEATERS	
<input type="checkbox"/> _____ W _____	
<input type="checkbox"/> MAX SHEATH TEMP _____	

DS 618 20

12/74

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ REVISED _____
DATE _____ REV. DATE _____
PAGE _____ OF _____

1 ELECTRIC MOTOR DRIVERS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS	
2 <input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S DATA CONT'D	
3 <input type="checkbox"/> SHOP INSPECTION AND TESTS	
4 WEIGHTS (LBS)	PAINTING
5 NET WEIGHT _____ SHIPPING WEIGHT _____	<input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S STANDARD
6 NET WEIGHT _____ MAX ERECTION WT _____	<input type="checkbox"/> SOLE PLATE (ELECTRIC MOTOR)
7 MAX MAINT WT (IDENTIFY) _____	<input type="checkbox"/> _____
8 DIMENSIONS (FT & IN)	SHIPMEN
9 L _____ W _____ H _____	<input type="checkbox"/> DOMESTIC <input type="checkbox"/> EXPORT (ELECTRIC MOTOR)
10 REMARKS	<input type="checkbox"/> OUTDOOR (STANDARD) (ELECTRIC MOTOR)
11 _____	<input type="checkbox"/> _____
12 _____	
13 _____	
14 _____	
15 <input type="checkbox"/> SHOP INSPECTION AND TESTS	ADDITIONAL REFERENCE DATA
16 REF AP 618 (1)	COUPLING
17	<input type="checkbox"/> SUPPLIER'S _____
18	<input type="checkbox"/> OEM _____
19	MOTOR HALL MARKING (ELECTRIC MOTOR)
20	SHAFT BY
21	<input type="checkbox"/> METER MANUFACTURER
22	<input type="checkbox"/> COMPRESSOR MANUFACTURER
23	<input type="checkbox"/> PURCHASER
24	
25	
26	
27	
28	
29	
30	
31	
32	
33	
34	
35	
36	
37	
38	
39	
40	
41	
42	
43	
44	
45	
46	
47	
48	
49	
50	
51	

DS 618 72

11/74

3.95

1249

6-5

**RECIPROCATING COMPRESSOR
DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
DATE _____ REVISION _____
PAGE _____ OF _____ BY _____

ELECTRIC MOTOR DRIVERS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS		SERVICE
<p>ACCESSORY EQUIPMENT, CONT'D</p> <p>WINDING TEMPERATURE DETECTORS</p> <p><input type="checkbox"/> RESISTANCE TEMP DETECTORS NO PHASE _____</p> <p><input type="checkbox"/> RESISTANCE WTL _____ OHM</p> <p><input type="checkbox"/> SELECTOR SWITCH & INDICATOR BY <input type="checkbox"/> PURCHR <input type="checkbox"/> MFR</p> <p><input type="checkbox"/> VMA STATOR WINDING TEMPS _____</p> <p><input type="checkbox"/> _____ PC FOR SHUTDOWN</p> <p><input type="checkbox"/> _____ PC FOR ALARM _____ PC FOR SHUTDOWN</p> <p>WINDING TEMP DETECTOR & SPACE HEATER LEADS</p> <p><input type="checkbox"/> 3/4" SEMI CONDUIT BOX</p> <p><input type="checkbox"/> 1" SEPARATE CONDUIT TUBES</p> <p><input type="checkbox"/> MOTOR ARRANGED FOR DIFFERENTIAL PROTECTION</p> <p><input type="checkbox"/> SELECT BALANCE PER VARY CURRENT METHOD</p> <p><input type="checkbox"/> C.T. DESCRIPTION _____</p> <p><input type="checkbox"/> EXTENDED LEADS <input type="checkbox"/> LENGTH _____ FT</p> <p>SURGE CAPACITORS</p> <p><input type="checkbox"/> LIGHTNING ARRESTERS</p> <p><input type="checkbox"/> C.T. FOR AMMETER</p> <p><input type="checkbox"/> DESCRIPTION _____</p> <p>MAIN CONDUIT BOX SIZED FOR</p> <p><input type="checkbox"/> MAIN MOTOR LEADS <input type="checkbox"/> TYPE _____</p> <p><input type="checkbox"/> INSULATED <input type="checkbox"/> NON-INSULATED</p> <p><input type="checkbox"/> C.T. FOR DIFF. PROTECTION INT'D BY _____</p> <p><input type="checkbox"/> LIGHTNING ARRESTERS INT'D BY _____</p> <p><input type="checkbox"/> C.T. FOR AMMETER INT'D BY _____</p> <p><input type="checkbox"/> SPACE FOR STRESS CONES</p> <p><input type="checkbox"/> AIR FILTERS</p> <p><input type="checkbox"/> MFR _____ <input type="checkbox"/> TYPE _____</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p>_____</p> <p>_____</p>	<p><input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S DATA, CONT'D</p> <p>TORQUES (FT LB): FULL LOAD _____</p> <p><input type="checkbox"/> LOCKED MOTOR _____ STARTING (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> FULL UP (HIND) _____ FULL IN (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> BREAKDOWN _____ FULL OUT (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> IN-CIRCUIT TIME CONSTANT (SEC) _____</p> <p><input type="checkbox"/> SYN CONTR TO 30 TERMINAL FAULT</p> <p><input type="checkbox"/> AT _____ CYCLES AT _____ CYCLES _____</p> <p><input type="checkbox"/> REACTANCES SUB TRANSIENT I.R. @ _____</p> <p><input type="checkbox"/> TRANSIENT I.R. @ _____ SYN (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> A.C. STATOR RESISTANCE _____ OHM @ _____ DS</p> <p><input type="checkbox"/> RATED KVA _____</p> <p><input type="checkbox"/> KVA INRUSH @ FULL VT & LOCKED MOTOR (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> KVA @ FULL VOLTAGE & 5% SPEED _____</p> <p><input type="checkbox"/> MAX LINE CURR IN STATOR ON 115 SLIP CYC _____</p> <p><input type="checkbox"/> @ FULL OUT (5%NI) _____</p> <p><input type="checkbox"/> ACCEL TIME (MTR ONLY) @ RT VOLT. _____ SEC</p> <p><input type="checkbox"/> ACCEL TIME (MTR LOAD) @ 5% NI @ VOLT. _____ SEC</p> <p><input type="checkbox"/> ROTATING WGT INCLUDING MTR SHAFT (LBS) _____</p> <p><input type="checkbox"/> ROTATING FACING _____ @ 1/2 INCH _____</p> <p><input type="checkbox"/> NO OF STARTS PER HR. @ 1/2 INCH _____</p> <p><input type="checkbox"/> FIELD CHARGE RESISTOR _____ OHMS</p> <p><input type="checkbox"/> RATED EXCITATION FIELD VOLTAGE _____ VOL</p> <p><input type="checkbox"/> RESISTANCE OF EXCITATION FIELD @ 25°C _____ OHMS</p> <p><input type="checkbox"/> EXCITATION AMPS @ FULL LOAD & RATED PF _____</p> <p><input type="checkbox"/> EXCITATION FIELD AMPS MAX _____ MIN _____</p> <p><input type="checkbox"/> EXCITATION FIELD <input type="checkbox"/> WHEATSTON <input type="checkbox"/> FIELD RESISTOR HELD SUPPLIED BY _____</p> <p><input type="checkbox"/> BEARING TYPE _____ LUBR _____</p> <p><input type="checkbox"/> LUBE OIL REQUIRED _____ GPM @ _____ PSIG</p> <p><input type="checkbox"/> TOTAL SHAFT END LOAD _____</p> <p><input type="checkbox"/> LIMIT END LOAD TO _____</p> <p>MOTOR MOTOR <input type="checkbox"/> SOLID <input type="checkbox"/> KEYED <input type="checkbox"/> KEYLESS</p> <p>MOTOR HUB <input type="checkbox"/> SOLID <input type="checkbox"/> KEYED <input type="checkbox"/> KEYLESS</p> <p>FOR TEMA & FEIG MOTORS</p> <p><input type="checkbox"/> COOLING WATER FLOW _____ GPM</p> <p><input type="checkbox"/> CW TEMP RISE _____ RE PRESS DROP _____ PSI</p> <p><input type="checkbox"/> AIR/GAS REQ _____ SCFM <input type="checkbox"/> PRESS MAINT _____ H₂O</p> <p><input type="checkbox"/> CURVES REQ. BASED ON MTR SAT @ RATED VOLTAGE</p> <p><input type="checkbox"/> SPEED VS TORQUE (ALSO @ _____ RATED VOLTAGE)</p> <p><input type="checkbox"/> SPEED VS POWER FACTOR</p> <p><input type="checkbox"/> SPEED VS CURRENT</p> <p><input type="checkbox"/> AVAILABLE COOLING WATER TEMP _____ °F</p>	
<p align="center"><input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S DATA</p> <p>MANUFACTURER _____</p> <p>FRAME NO. _____ FULL LOAD RPM (HIND) _____</p> <p>AMPS @ STEADY STATE LOAD F.L. _____ IL _____</p> <p><input type="checkbox"/> AMPS @ NON-STEADY LOAD @ COMPR. RATED HP OF _____</p> <p><input type="checkbox"/> BASED ON EXPECTED CURR PULSATIONS OF _____</p> <p><input type="checkbox"/> AREA EXPECTED TO BE _____ AMPS</p> <p>EFF. @ STEADY STATE LOAD F.L. _____ IL _____</p> <p>EFFICIENCY STATED IS <input type="checkbox"/> STD <input type="checkbox"/> PREMIUM <input type="checkbox"/> HIGH</p> <p>POWER FACTOR (HIND) F.L. _____ IL _____</p> <p><input type="checkbox"/> LOCKED MOTOR POWER FACTOR _____</p> <p><input type="checkbox"/> LOCKED MOTOR WITHSTAND TIME (COLD START) _____</p>		

115-618-21

1176

HOJA DE DATOS PARA COMPRESORES RECIPROCANTES				REV.
POR	REVISO	APROBO	FECHA	HOJA 1 DE 3

CLIENTE _____ E. P. _____ CANTIDAD _____
 LUGAR _____ UNIDAD _____
 SERVICIO _____ FABRICANTE _____
 COMPRESOR: TIPO _____ RPM: MAX. _____ DISCRO _____ MIN _____
 UNIDAD MOTRIZ: TIPO _____ POT. NOMINAL (HP) _____ @ _____ RPM POR COMP FAE

<input type="checkbox"/> CONDICIONES NOMINALES DE OPERACION (CADA MAQUINA)																																																																																								
<table border="1"> <tr> <td>PARTIDA NO./SERVICIO</td> <td>_____</td> <td>UNIDADES APLICABLES</td> </tr> <tr> <td>ETAPA</td> <td>_____</td> <td><input type="radio"/> API 615</td> </tr> <tr> <td>GAS MANEJADO</td> <td>_____</td> <td><input type="radio"/> API 615</td> </tr> <tr> <td>CONDICION POR</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>HUMEDAD RELATIVA</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>PESO MOL. A LA SUC.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>CP/CM A LA SUC.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>CP/CM A LA DESC.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>TEMP. DE SUCCION (°F)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>PRES. DE SUC. (PSIA)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>TEMP. DE DESC. (°F)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>PRES. DE DESC. (PSIA)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>"1" A LA SUC.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>"2" A LA DESC.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;"><u>CAPACIDAD NORMAL</u></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LB/HR (MUECO)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>MHS/CD POR SCFM</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>POTENCIA AL FRENO POR</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ETAPA (BHP)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>POTENCIA AL FRENO NORMAL(BHP)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;"><u>CAPACIDAD NOMINAL</u></td> <td></td> </tr> <tr> <td>LB/HR (MUECO)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>MHS/CD POR SCFM</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>POTENCIA AL FRENO POR</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ETAPA (BHP)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>POTENCIA AL FRENO NOM.</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> <tr> <td>(GARANTIZADA)</td> <td>_____</td> <td></td> </tr> </table>	PARTIDA NO./SERVICIO	_____	UNIDADES APLICABLES	ETAPA	_____	<input type="radio"/> API 615	GAS MANEJADO	_____	<input type="radio"/> API 615	CONDICION POR	_____		HUMEDAD RELATIVA	_____		PESO MOL. A LA SUC.	_____		CP/CM A LA SUC.	_____		CP/CM A LA DESC.	_____		TEMP. DE SUCCION (°F)	_____		PRES. DE SUC. (PSIA)	_____		TEMP. DE DESC. (°F)	_____		PRES. DE DESC. (PSIA)	_____		"1" A LA SUC.	_____		"2" A LA DESC.	_____		<u>CAPACIDAD NORMAL</u>			LB/HR (MUECO)	_____		CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)	_____		MHS/CD POR SCFM	_____		POTENCIA AL FRENO POR	_____		ETAPA (BHP)	_____		POTENCIA AL FRENO NORMAL(BHP)	_____		<u>CAPACIDAD NOMINAL</u>			LB/HR (MUECO)	_____		CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)	_____		MHS/CD POR SCFM	_____		POTENCIA AL FRENO POR	_____		ETAPA (BHP)	_____		POTENCIA AL FRENO NOM.	_____		(GARANTIZADA)	_____		<p style="text-align: center;"><u>ACCESORIOS</u></p> <p>EL PARTICIPANTE DEBERA SUMINISTRAR</p> <p><input type="radio"/> BOTELLAS DE VOLUMEN AMORTIGUADORES DE PULSACIONES PARA</p> <p><input type="radio"/> TUBERIA DE INTERCONEXION ENTRE ETAPAS</p> <p><input type="radio"/> VALVULAS DE RELEVO</p> <p><input type="radio"/> INTER-ENFRRIADORES</p> <p><input type="radio"/> SEPARADORES DE HUMEDAD CON TRAMPAS POR SEPARADO</p> <p><input type="radio"/> POST-ENFRRIADORES</p> <p><input type="radio"/> TUBERIA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO CON CABEZAL DE FNT. Y SALIDA SIMPLES</p> <p><input type="radio"/> C/VALVULAS</p> <p><input type="radio"/> TABLERO DE INSTRUMENTOS</p> <p><input type="radio"/> INDICADORES DE FLUJO PARA</p> <p><input type="radio"/> TUB. INTERCONEXION SERV. AUX.</p> <p><input type="radio"/> TANQUE RECIPIOR</p> <p style="text-align: center;"><u>PESOS Y DIMENSIONES</u></p> <p>PESO NETO DE LA UNIDAD INCLUYENDO U. MOTRIZ Y BASE (LB) _____</p> <p>PESO DE MONTAJE (LB) _____</p> <p>PESO DE MANT. (LB) _____</p> <p>ESPACIO DISP. (L x A x AL) _____</p> <p>ESPACIO PARA DESM. VASTAGOS _____</p>
PARTIDA NO./SERVICIO	_____	UNIDADES APLICABLES																																																																																						
ETAPA	_____	<input type="radio"/> API 615																																																																																						
GAS MANEJADO	_____	<input type="radio"/> API 615																																																																																						
CONDICION POR	_____																																																																																							
HUMEDAD RELATIVA	_____																																																																																							
PESO MOL. A LA SUC.	_____																																																																																							
CP/CM A LA SUC.	_____																																																																																							
CP/CM A LA DESC.	_____																																																																																							
TEMP. DE SUCCION (°F)	_____																																																																																							
PRES. DE SUC. (PSIA)	_____																																																																																							
TEMP. DE DESC. (°F)	_____																																																																																							
PRES. DE DESC. (PSIA)	_____																																																																																							
"1" A LA SUC.	_____																																																																																							
"2" A LA DESC.	_____																																																																																							
<u>CAPACIDAD NORMAL</u>																																																																																								
LB/HR (MUECO)	_____																																																																																							
CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)	_____																																																																																							
MHS/CD POR SCFM	_____																																																																																							
POTENCIA AL FRENO POR	_____																																																																																							
ETAPA (BHP)	_____																																																																																							
POTENCIA AL FRENO NORMAL(BHP)	_____																																																																																							
<u>CAPACIDAD NOMINAL</u>																																																																																								
LB/HR (MUECO)	_____																																																																																							
CFM A LA ENTRADA (CORREGIDO)	_____																																																																																							
MHS/CD POR SCFM	_____																																																																																							
POTENCIA AL FRENO POR	_____																																																																																							
ETAPA (BHP)	_____																																																																																							
POTENCIA AL FRENO NOM.	_____																																																																																							
(GARANTIZADA)	_____																																																																																							
<input type="checkbox"/> CONTROL DE CAPACIDAD																																																																																								
<p>PARA PERMITIR OPERAR</p> <p>A UNA CAPACIDAD A LA ENTRADA DE (CFM) _____</p> <p>BOLSAS/VALVULAS ABIERTAS _____</p> <p>PRES. DE ENTRADA (PSIA) _____</p> <p>PRES. DE DESCARGA (PSIA) _____</p> <p>TEMP. DE DESCARGA (°F) _____</p> <p>POTENCIA AL FRENO POR ETAPA (BHP) _____</p> <p>POTENCIA AL FRENO TOTAL _____</p> <p>PARA PERMITIR OPERAR A UNA CAPACIDAD A LA ENTRADA DE (CFM) _____</p> <p>BOLSAS/VALVULAS ABIERTAS _____</p> <p>TEMP. DE ENTRADA (PSIA) _____</p> <p>PRES. DE DESCARGA (PSIA) _____</p> <p>TEMP. DE DESCARGA (°F) _____</p> <p>POTENCIA AL FRENO POR ETAPA (BHP) _____</p> <p>POTENCIA AL FRENO TOTAL _____</p>	<p>EL CONTROL DE CAP. SE EFECTUARA POR:</p> <p><input type="radio"/> VEL. VARIABLE AL _____ % NOMINAL</p> <p><input type="radio"/> DERIVACION</p> <p><input type="radio"/> CONTROL AUTOMATICO DEL FAB.</p> <p><input type="radio"/> ARRANQUE Y PARO <input type="radio"/> 2 PASOS</p> <p><input type="radio"/> 3 PASOS <input type="radio"/> 5 PASOS</p> <p><input type="radio"/> PILDADO POR PRESION DEL RECIPIOR</p> <p><input type="radio"/> PILDADO POR INSTRUMENTOS DEL COMPRESOR</p> <p>UNA SEÑAL NEUMATICA DE _____ PSIG</p> <p><input type="radio"/> BOLSAS DE CLARO</p> <p><input type="radio"/> FIJAS <input type="radio"/> VARIABLES</p> <p><input type="radio"/> MANUAL <input type="radio"/> AUTOMATICO</p> <p><input type="radio"/> TIPO: <input type="radio"/> TAPON <input type="radio"/> SERO <input type="radio"/> OTRO _____ CIL</p> <p><input type="radio"/> MANUAL <input type="radio"/> AUTOMATICO</p> <p><input type="radio"/> MANUPL. NEUMATICAS</p> <p>A FALLA DE SEÑAL EL COMP. DEBERA</p> <p><input type="radio"/> DESCARGAR <input type="radio"/> CARGAR</p>																																																																																							

DATOS POR FABRICANTE DATOS POR COMPRADOR 3.96

<input type="checkbox"/> DATOS DE CILINDROS		EMPAQUE DEL COMPRESOR	
PARTIDA NO./SERVICIO _____		<input type="checkbox"/> ESTANCAR _____	
ETAPA _____		<input type="checkbox"/> FLOTANTE VENTADO _____	
NO. DE CILINDROS POR ETAPA _____		RESORTE PC. INTX. TPO _____	
TIPO DE CILINDRO _____		<input type="checkbox"/> CON LUBRICACION FORZADA _____	
SIMPLE/DOBLE EFECTO _____		<input type="checkbox"/> NO LUBRICADO <input type="checkbox"/> TEFLEN <input type="checkbox"/> CARBON _____	
CAMISA DEL CILINDRO (SI, NO) _____		<input type="checkbox"/> ENFRIADO CON AGUA _____	
CAMISA DEL CILINDRO (MUNEDO, SECO) _____		<input type="checkbox"/> VENTADO A _____	
DIAM. EXT. DE LA CAMISA (PULG.) _____		PIEZAS DE DISTANCIA	
DIAM. ACUERO PARA ENBOLDO (PULG.) _____		<input type="checkbox"/> ESTANCAR _____	
LONG. DE LA CARRERA (PULG.) _____		<input type="checkbox"/> EXTRA LARGA CON COMPART. SENCILLO _____	
DESPLAZAMIENTO DEL ENBOLDO (CFM) _____		<input type="checkbox"/> DOS COMPARTIMIENTOS _____	
CLARO (B) _____		<input type="checkbox"/> CUBIERTA SOLIDA <input type="checkbox"/> ABIERTO _____	
EFICIENCIA VOLUMETRICA (B) _____		LUBRICACION	
VEL. PROMEDIO DEL GAS EN LAS _____		<u>CARCAZA</u>	
VALV. (FPM) SEGUN API _____		<input type="checkbox"/> SALPICADURA _____	
NO. DE VALVULAS DE ENTRADA _____		<input type="checkbox"/> A PRESION INCLUYENDO: _____	
Y SALIDA _____		<input type="checkbox"/> BOMBA DE ACEITE ACC. POR FLECHA DEL COMP. _____	
TIPO DE VALVULAS _____		<input type="checkbox"/> BOMBA DE ACEITE ACC. POR MOTRA ELECTRICO _____	
VEL. MAX. PERMITIDA DEL _____		<input type="checkbox"/> BOMBA MANUAL PARA ARRANQUE _____	
ENBOLDO (FPM) _____		<input type="checkbox"/> CAPACIDAD DE ACEITE DEL SIST. GAL. _____	
VEL. NOR. DEL ENBOLDO (FPM) _____		<input type="checkbox"/> TIPO DE ACEITE _____ FRASCO _____	
DIAMETRO DEL VASTAGO (PULG.) _____		<input type="checkbox"/> CALENTADOR ELECT. C/TERMOSTATO DE _____ KW _____	
CARGA MAX. PERM. DEL VASTAGO, T _____		<input type="checkbox"/> CALENTADOR DE VAPOR _____	
CARGA MAX. PERM. DEL VASTAGO, C _____		<u>CILINDROS</u>	
CARGA ACTUAL DEL VASTAGO, T _____		EL LUBRICADOR SEVA ACCIONADO POR:	
CARGA ACTUAL DEL VASTAGO, C _____		<input type="checkbox"/> FLECHA DEL COMP. <input type="checkbox"/> MOTOR ELECTRICO _____	
PRES. MAX. PERM. DE LOS CIL. (PSIG) _____		<input type="checkbox"/> AMOS _____	
TEMP. MAX. PERM. DE LOS CIL. (°F) _____		CAPACIDAD DEL LUBRICADOR <input type="checkbox"/> 24 HRS <input type="checkbox"/> _____	
VOL. DEL AMORTIGUADOR DE SUC. (CU. FT) _____		TIPO DE ACEITE _____ SAOCO _____	
VOL. DEL AMORTIGUADOR DE DESECCO. (PT) _____		<input type="checkbox"/> MARCA DE LUBRICACION _____ MODELO _____	
AJUSTE PEGON DE VALV. DE ALIVIO (PSIG) _____		EL LUBRICADOR DEBERA INCLUIR:	
PRUEBA HIDROSTATICA (PSIG) _____		<input type="checkbox"/> SERPENTIN DE VAPOR _____	
BOQUILLA DE SUC.: TAMAÑO _____		<input type="checkbox"/> CALENTADOR ELECT. C/TERMOSTATO DE _____ KW _____	
CLASE/CENA _____		<input type="checkbox"/> NO. DE COMPARTIMIENTOS _____ NO. DE BOMBAS _____	
BOQUILLA DE DESE.: TAMAÑO _____		DISPOSITIVO DE GIRO <input type="checkbox"/> MANUAL <input type="checkbox"/> NEUMATICO _____	
CLASE/CENA _____		<input type="checkbox"/> COPLES DE BAJA/ALTA VELOCIDAD _____	
<input type="checkbox"/> MATERIALES DEL COMPRESOR		FAB. _____ MOD. _____	
CILINDROS _____		TIPO _____	
AMISAS DE CILINDROS _____		CARRAS EN <input type="checkbox"/> COPILE <input type="checkbox"/> BRANCA <input type="checkbox"/> VOLANTE _____	
ENBOLOS _____		<input type="checkbox"/> COMPASOR <input type="checkbox"/> FAB. DE COMP. _____	
ANILLOS DE ENBOLOS _____		FILTRO DE ENTRADA DE AIRE _____	
VASTAGOS _____		<input type="checkbox"/> FAB. _____ MOD. _____	
ASIENTO DE VALVULAS _____		<input type="checkbox"/> TIPO _____ <input type="checkbox"/> CONEXION BRIGADA DE SALIDA _____	
TOPES DE VALVULAS _____		<u>COJINETES</u>	
PLACAS DE VALVULAS _____		TIPO DE COJINETES <input type="checkbox"/> CAMISA <input type="checkbox"/> BOLAS _____	
RESORTES DE VALVULAS _____		MATERIAL DE COJINETES <input type="checkbox"/> ALUMINIO <input type="checkbox"/> BRASSIT _____	
EMPAQUE DE VASTAGO _____		<input type="checkbox"/> GUT BOARD BEARING INCLUDED TYPE _____	
OBSERVACIONES _____		<input type="checkbox"/> ELEMENTO DE GIACION <input type="checkbox"/> MANUAL <input type="checkbox"/> NEUMATICO _____	

<input type="radio"/> INFORMACION DEL LUGAR DE INSTALACION		<input type="checkbox"/> CONSUMO DE AUXILIARES	
ALTITUD _____ FT BAROMETRO _____ PSIA TEMP. DE DISEÑO (°F) VERANO _____ INVIERNO _____ TEMP. BUENO MEDIO (DISEÑO) _____ °F AGUA DE ENFRIAMIENTO PRES. (PSIG) SUMINISTRADO _____ RETORNO _____ AREA: CLASE _____ DIVISION _____ GRUPO _____ ENERGIA ELECTRICA _____ HP Y HORAS _____ VOLTS _____ FASES _____ CICLOS _____ HP A _____ HP _____ VOLTS _____ FASES _____ CICLOS _____ HP Y MENORES _____ VOLTS _____ FASES _____ CICLOS MOTORES AUXILIARES <input type="radio"/> TECO <input type="radio"/> APE <input type="radio"/> APS <input type="radio"/> ABIERTO <input type="radio"/> C AISLAMIENTO TIPO _____ CLASE _____ EQUIPO APROPIADO PARA INSTALACION EN <input type="radio"/> INTERIOR <input type="radio"/> CALENTADO <input type="radio"/> SIN CALENTAR <input type="radio"/> EXTERIOR <input type="radio"/> BAJO TECO <input type="radio"/> SIN TECO VAPOR DE SUMINISTRADO PRES. NORMAL _____ PSIG @ _____ °F PRES. MINIMA _____ PSIG @ _____ °F VAPOR DE ESCAPE PRES. NORMAL _____ PSIG @ _____ °F PRES. MINIMA _____ PSIG @ _____ °F AIRE DE INSTRUMENTOS DISPONIBLE A _____ PSIG GAS COMBUSTIBLE - PRES. NORMAL _____ PSIG @ _____ °F PODER CALORIFICO (BTU/GAL FT) _____ ALTO _____ BAJO CANTIDAD DE H ₂ S _____ GRANOS/100 CU. FT. COMBUSTIBLE PARA ARRANQUE (VER HOJAS DE DATOS PARA ANALISIS DE COMBUSTIBLE).		ELECTRICIDAD HP AMP CON AMP A POT. ELEC. FLUJO CALOR U. MOTOR PRINC. _____ BOMBA PRINC. ACEITE _____ BOMBA ALD. ACEITE _____ BOMBA AGUA ENTO. _____ LUBRICADOR MEC. _____ CALENTADOR LUB. _____ WATTS _____ VOLTS _____ FASES CALENTADOR LUBRICADOR _____ WATTS _____ VOLTS _____ PH _____ HZ CALENTADORES DE ESPACIO _____ WATTS _____ VOLTS _____ FASES VAPOR U. INT. PRINC. _____ LB/HR _____ PSIG _____ °F A _____ PSIG CALENT. LUB. _____ LB/HR _____ PSIG _____ °F A _____ PSIG GAS COMBUSTIBLE U. MOTOR PRINCIPAL VEL. NOMINAL (RPM) _____ 100 _____ 75 _____ 50 BTU/HP HR _____ BTU/HR TOTAL _____ AGUA DE ENFRIAMIENTO CILIND. EMP. ENF. INTER. OTROS COMP. VASTAGO ACEITE ENF. _____ TIPO DE AGUA _____ CONSUMO (GPM) _____ TEMP. ENT. (°F) _____ TEMP. SAL. (°F) _____ CAUSA DE PRES. (PSIG) _____ PRES. MAX. (PSIG) _____ CONSUMO TOTAL (GPM) _____	
PRUEBAS E INSPECCION EN TALLER R A <input type="radio"/> <input type="radio"/> INSPECCION DURANTE LA FABRICACION (CON EL COMPR.) <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBAS ESTANDARES DEL FABRICANTE <input type="radio"/> <input type="radio"/> VERIFICACION DE FUGAS EN VALVULAS <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA HIDROSTATICA DE CILINDROS _____ PSIG <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA HIDROSTATICA DE CHAQUETAS ENTO. _____ PSIG <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA DE FUGAS CON HELIO EN LOS CILINDROS <input type="radio"/> <input type="radio"/> COMPROBACION DE AJUSTES Y CLAROS EXCENT. A RODAJE LENTO <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA DE RODAJE MEC. CON UNIDAD MOTOR DEL FABRICANTE <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA DE RODAJE MEC. A CARGA NOMINAL CON COMBUSTIBLE DEL FABRICANTE <input type="radio"/> <input type="radio"/> PRUEBA DE OPERACION EQUIPO AUXILIAR <input type="radio"/> <input type="radio"/> INSPECCION DE DESMONT. Y REENSAMBLE <input type="radio"/> <input type="radio"/> OTRAS PRUEBAS _____		ALARMAS Y PAROS EL FABRICANTE DEBERA SUMINISTRAR CONTACTOS PARA ALARMA PASO BAJA PRES. DE ACEITE DE LUB. <input type="radio"/> <input type="radio"/> BAJA NIVEL DE ACEITE EN LUB. MEC. <input type="radio"/> <input type="radio"/> ALTA TEMP. AGUA EN CHAQUETA COMP. <input type="radio"/> <input type="radio"/> ALTO NIVEL GASA SEP. DE HUMEDAD <input type="radio"/> <input type="radio"/> ALTA TEMP. AGUA EN CARCASA U. MOTOR <input type="radio"/> <input type="radio"/> ALTA TEMP. GAS A LA DESCARGA <input type="radio"/> <input type="radio"/> BAJA PRES. GAS A LA SUCCION <input type="radio"/> <input type="radio"/> ALTA VIBRACION <input type="radio"/> <input type="radio"/> PAROS A CONTROL REMOTO: ELECTRONICO <input type="radio"/> NEUMATICO <input type="radio"/> HIDRAULICO <input type="radio"/> LOS CONTACTOS DE ALARMA DEBERAN: <input type="radio"/> ABRIR <input type="radio"/> CERRAR PARA ACCIONAR LA ALARMA LOS CONTACTOS DE PARO DEBERAN: <input type="radio"/> ABRIR <input type="radio"/> CERRAR PARA ACCIONAR EL PARO <input type="radio"/> ENERGIA ELEC. PARA CONT. _____ VOLTS _____ FASES _____ CICLOS PROTEC. DE INTERRUPTORES: <input type="radio"/> A PRUEBA DE EPL <input type="radio"/> A TABLERA DE INTERPERIE <input type="radio"/> CLASE NEMA _____	
OBSERVACIONES: _____ _____ _____			

CAPITULO 4

COMPRESORES DINAMICOS

4.1

COMPRESORES DINAMICOS

INTRODUCCION:

El tipo de compresores dinamicos es probablemente el que mas rápidamente se ha desarrollado. Conforme los usuarios van demandando unidades mayores debido a razones de costo de adquisición alta disponibilidad (availability) y economia de operación, el campo de los compresores dinamicos va superando sus propias fronteras. El rango de presiones de operación se va ampliando constantemente, lo cual aunado al desarrollo de unidades en tamanos cada vez mas pequenos, esta haciendo que este tipo de unidades sea muy usado en campos de aplicación que tradicionalmente estuvieron cubiertos por otro tipo de diseños.

De los compresores dinamicos el tipo centrifugo es el diseño que primordialmente se esta desarrollando, aunque con los diseños axiales no sucede algo muy diferente, especialmente en las aplicaciones para flujos relativamente grandes y presiones de descarga bajas o moderadas.

Debido a la importancia que tiene el especificar adecuadamente un equipo de este tipo, se han establecido definiciones de aplicación internacional que aclaran y evitan al máximo malentendidos en la comunicación entre las diversas partes que tienen que ver con estos equipos. Las principales definiciones se indican a continuación.

Definiciones (Conceptos Mecánicos)

Base (Baseplate) es la estructura metálica sobre la cual el compresor, y posiblemente también su accionamiento, son montados.

Reforzador (booster) es un compresor que opera a una presión de succión elevada. El término frecuentemente implica una etapa simple, pero esto no necesariamente es un requerimiento.

Carcaza (casing) es el elemento estacionario que contiene la presión, este elemento encierra o cubre al rotor y a los componentes internos. Usualmente incluye como una parte integral las conexiones de succión y descarga. También son parte integral los soportes de la carcaza y algún medio que permita el izaje de la misma.

Diafragma (diaphragm) es un elemento estacionario entre etapas de un compresor multietapa que puede incluir aletas o vanos (vanes) guía para dirigir al gas hacia el impulsor de la etapa sucesiva.

Enfriamiento de diafragma es un método de remoción de calor del medio que está fluyendo a través de la circulación de un refrigerante por los pasajes construidos dentro del diafragma. El enfriamiento de diafragmas no es usado comercialmente.

Difusor (difuser) es un accesorio estacionario con pasajes que siguen al impulsor, en los cuales la energía de velocidad impartida al gas por el impulsor es convertida en presión estática.

Compresor dinámico es una máquina rotativa de flujo continuo en la que la acción mecánica de los álabes rotantes o impulsores imparten velocidad y presión al medio que fluye. La energía de velocidad es después convertida en presión adicional. El término soplador ha sido usado para las unidades dinámicas en el rango de bajas presiones, pero actualmente todas las unidades dinámicas son conocidas como compresores, ya sean centrífugos o axiales.

Agotador (exhauster) es un término algunas veces aplicado a un

compresor dinámico en el cual la presión de entrada es menor que la atmosférica.

Alabes guía o Aletas guía (guide vanes) son elementos no rotatorios que pueden ser fijos o ajustables y dan una dirección de flujo deseada en la entrada del impulsor.

Impulsor (impeller) es aquella parte del elemento rotante que imparte momentum al gas por medio de fuerzas aerodinámicas. Los impulsores pueden ser abiertos o cerrados.

Rotor es el elemento rotante de la máquina compuesto por impulsores y flecha, partes rotantes y collarín de empuje.

Sellos son accesorios usados entre los elementos rotantes y las partes estacionarias con objeto de minimizar las fugas de gas entre zonas de presiones diferentes.

Flecha es aquella parte del elemento rotante sobre el cual las partes rotantes son montadas y a través del cual la energía es transmitida del accionamiento al gas.

Cojinetes de flecha (Shaft bearings) son partes estacionarias lubricadas, las cuales soportan y localizan radialmente a la flecha del compresor.

Placa de montaje (sole plate) es una placa usualmente enbebida en concreto, sobre la cual se monta el compresor (ver base).

Accesorio de balanceo de empuje axial (thrust balance device) es un accesorio que puede ser Tambor de balanceo (balance drum), Pistón de balanceo (balance piston) o Disco de balanceo, cuya finalidad es utilizar la presión del gas o mejor dicho la diferencia de presiones del gas de la descarga con respecto a la succión para contrarrestar el empuje axial, el cual tiene

principalmente el mismo origen. Dado que el diseño de este accesorio es para una sola condición siempre queda un empuje residual que debe soportarse en el cojinete de empuje axial.

Cojinete de empuje axial (thrust bearing) es un cojinete que transmite el empuje axial desarrollado en el rotor hacia la carcasa o alojamiento de los cojinetes de la flecha y que mantiene la posición axial del rotor.

Voluta (volute). Es un conjunto de pasajes estacionarios de forma espiral, en la carcasa que colectan el flujo que abandona el impulsor o un difusor y convierte la energía de velocidad en presión estática.

DEFINICIONES (Condiciones y Funcionamiento)

Gas corrosivo es uno que ataca a los materiales normales de construcción. El vapor de agua, por ejemplo, cuando se mezcla con la mayoría de los gases no los hace corrosivos en el sentido de esta definición sin embargo con algunos gases como CO_2 y H_2S por ejemplo, sí los hace corrosivos.

Debe notarse que los términos corrosivo y no corrosivo son relativos y no definen en forma exacta el grado en la aplicación de los mismos.

Gas Seco Es cualquier gas o mezcla de gases que no contiene vapor de agua y/o en el cual todos las constituyentes están sustancialmente abajo de sus respectivas presiones de vapor de saturación correspondiente a la temperatura existente.

Gas No Corrosivo es uno que no ataca a los materiales de construcción normales (ver gas corrosivo).

Punto de Selección (Compressor rated point) Debe ser a la mayor velocidad requerida para cumplir con cualquiera de las condiciones

de operación especificadas y debe ser también a la capacidad de selección requerida por el diseño del compresor para cumplir con todos los puntos de operación. Este punto de capacidad debe ser seleccionado por el fabricante para cubrir mejor las condiciones de operación especificadas, teniendo en mente la curva de funcionamiento esperada.

Punto Normal de Operación. Es el punto en el cual se espera la operación normal y se desea la eficiencia óptima. Generalmente es el punto de garantía.

Carga Politrópica. (Polítropic Head). Es una expresión usada para denotar los pie-libra de trabajo requeridos por libra de gas a condiciones reales.

Presión de Entrada o de Succión. (Inlet Pressure). Es la presión total (estática más velocidad) en la brida de entrada del compresor. Usualmente se expresa en valores absolutos dada la importancia que tiene este hecho cuando se trabaja con gases para evitar confusiones en la manipulación de datos y cálculo de propiedades.

Presión de Descarga (Discharge Pressure). Es la presión total (estática más velocidad) en la brida de descarga del compresor. Debe notarse que tanto en la presión de succión como en la de descarga ya se debe haber considerado las pérdidas internas ya que están dadas en las bridas del equipo.

Presión Máxima de Operación (Maximum Operating Pressure). Es la presión en la peor combinación de propiedades del gas y condiciones de operación que resulta en la presión de descarga mayor. En la determinación de la presión máxima de operación la

velocidad debe ser la correspondiente a la curva del 100% de la velocidad para unidades accionadas por motores de velocidad constante o la velocidad de disparo (trip speed) para accionamiento de velocidad variable, tales como turbinas de gas o de vapor.

Presión de Diseño de la Carcaza. (Casing Design Pressure). Es la presión mayor que puede permitirse, con seguridad, que exista dentro del compresor. Nunca debe ser menor que la presión de descarga de selección (rated discharge pressure) pero en algunos casos puede ser menor que la presión máxima de operación (maximum operating pressure), esto bajo acuerdo específico con el usuario y dado que se proporcionen las protecciones necesarias.

Velocidad Crítica, es cualquier velocidad igual a la frecuencia natural de vibración de cualquier parte del compresor.

Velocidad Periférica del Impulsor. (Impeller Tip Speed.) Es la velocidad tangencial de un punto situado sobre el diámetro exterior del impulsor.

Velocidad Máxima Continua. (Maximum Continuous Speed) Es la velocidad límite superior de operación del compresor. Normalmente es superior a la velocidad normal o 100%, pero en algunos casos se ha tomado como igual de común acuerdo entre el fabricante y el usuario, sin embargo este es un caso muy raro y sólo bajo condiciones muy especiales se debe considerar, como es el caso de contar ya con una unidad y que exista cambio en la composición del gas que lleve a operar normalmente a la velocidad máxima continua. El compresor debe ser adecuado para esta situación.

Velocidad normal. Corresponde a los requerimientos del punto normal de operación, usualmente, a la máxima eficiencia y en el

punto de garantía.

Velocidad 100%. Corresponde al punto de selección o "Rated Point". Puede ser igual o mayor que la velocidad normal. Para unidades accionadas por motor eléctrico la velocidad al 100% debe ser igual a la velocidad del motor a plena carga multiplicada por la relación de transmisión del reductor de velocidad, si aplica.

Rango Estable a P cte (Turndown) es el rango de flujo a carga constante (presión) entre la capacidad máxima y el límite de antibombeo (surge).

Límite de Antibombeo (Surge Limit) es cualquier capacidad abajo de la cual a una carga (presión) dada, la operación del compresor se vuelve inestable aerodinámicamente.

Temperatura de entrada (Inlet Temperature) es la temperatura total del gas en la brida de entrada del compresor.

Temperatura de Descarga (Discharge Temperature) es la temperatura total del gas en la brida de descarga del compresor.

Temperatura Total es la temperatura que se mediría si la corriente del gas fluyendo se trajera adiabáticamente al estado de reposo.

Gas Húmedo es cualquier gas o mezcla de gases en la cual uno o más de los constituyentes se encuentra a su presión de vapor de saturación. Dicho constituyente puede o no ser agua.

Tipos Generales de Compresores Centrifugos

Hay diferentes métodos o puntos de vista desde los cuales se pueden clasificar a los compresores centrifugos. Un método común de clasificarlos es por el número de impulsores y diseño de la

carcaza. La tabla 4.01 muestra tres tipos generales. Las posibilidades de selección (Rating) máximas aproximadas que se muestran se deben entender como guías para proyecto en cuanto a rango de presión de descarga, capacidad y bHp disponibles en cada tipo, pero los valores de una columna no necesariamente van con los presentados en las otras columnas. Es decir que cada una es válida por sí misma.

Carcaza Seccionada

Una unidad de carcaza seccionada en realidad es un conjunto de unidades de etapa simple donde se utilizan carcazas de diseño similar (secciones) las cuales se arreglan de tal forma que cumplan con los requerimientos de flujo y presión de descarga. Estas son unidades normalmente de baja potencia que requieren un mínimo de atención y mantenimiento. Dentro de su rango de aplicación resultan ser de costo moderado. Usualmente como sistema de control usan estrangulamiento del flujo de entrada por medio de una válvula de mariposa (Blast Gate).

Este tipo de diseños se usa en el suministro de aire de combustión de calderas y hornos así como para transporte neumático de sólidos, agitación y aereación y aplicaciones misceláneas donde se requieran relativamente bajas presiones y pequeños flujos.

Carcaza Partida Horizontalmente

Es el tipo de construcción preferido para unidades multietapa grandes y para algunas unidades de una sola etapa, ambas dentro de ciertos límites de presión.

La partición de la carcaza es en el eje horizontal, siendo las mitades superior e inferior atornilladas una a la otra.

TIPO DE CARCAZA	RANGO MAXIMO APROXIMADO					
	PRESION		CAPACIDAD ENTRADA		POTENCIA	
	PaIG	KPaG	CFM	m ³ /min	BHP	KW
A. SECCIONADA USUALMENTE MULTIETAPA	10*	69	20 000*	566	600*	448
B. PARTIACION AXIAL SIMPLE ETAPA (DOBLE SUCCION) MULTIETAPA	15*	103	650 000*	18 408	10 000*	7 460
	1 000	6 900	200 000*	5 664	35 000	26 110
C. PARTIACION RADIAL SIMPLE ETAPA (SUCCION SIMPLE) EN VOLADIZO REFORZADORES MULTIETAPA	30*	207	250 000*	7 080	10 000*	7 460
	1 200	8 275	25 000	708	20 000	14 920
	5 500 +	37 900	20 000	566	15 000	11 190

* BASADO EN AIRE A CONDICIONES ATMOSFERICAS A LA ENTRADA

TABLA. 4.01 LIMITES DE APLICACION COMPRESORES CENTRIFUGOS

El interior, incluyendo flecha, impulsores, cojinetes y sellos es fácilmente accesible para inspección y reparación, solo removiendo la mitad superior. La carcasa usualmente es de construcción fundida (Hierro o Acero) aen cuando se usan otros materiales en caso necesario.

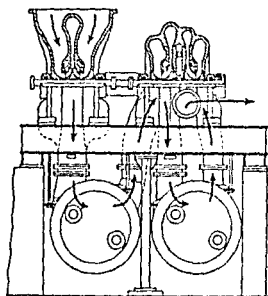


FIG. 401 ARREGLO SERIE-TANDEM DE DOS CARCAZAS HORIZONTALMENTE PARTIDAS.
COMPRESOR DE AIRE DE DOBLE SUCCION EN LA PRIMERA ETAPA.

Este tipo de máquinas se pueden construir con doble succión en etapas simples y pueden contar también con interenfriamiento entre etapas. Ver figuras 4.01, 4.02 y 4.03.

Las máquinas de este tipo son muy adecuadas para servicios de proceso.

Para aplicaciones a alta temperatura se especifica soporte en línea de centros (center line) con objeto de afectar al mínimo la alineación al calentarse o enfiarse el equipo entre el arranque, la operación y el paro de la unidad.

Los fabricantes, dentro de su gama de diseños ofrecen variaciones de soportes desde diseño de soporte de pie 100% hasta diseños de soporte en línea de centros 100%.

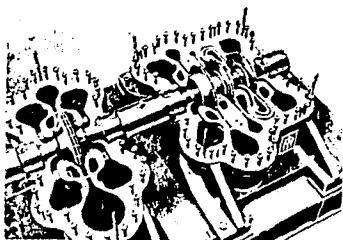


FIG. 4.02 VISTA DE UN COMPRESOR SIMILAR AL DE LA FIG. 4.01 CON LAS CARCAZAS ABIERTAS

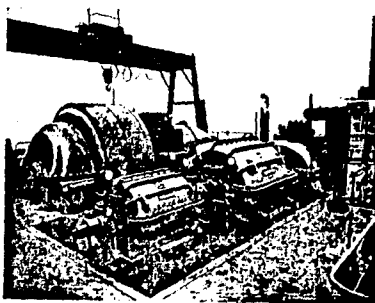


FIG. 4.03 COMPRESORES DE PARTICION HORIZONTAL CON UN TOTAL DE 16 000 H₂ EN UNA PLANTA CATALITICA

Carcaza Partida verticalmente

Este tipo se puede encontrar en tres diferentes clases de diseños para equipos de simple etapa y dos para equipos de múltiple etapa. Los diseños de simple etapa incluyen:

1.-Baja presión con impulsores montados en voladizo sobre la

flecha del motor. Las condiciones son limitadas por la velocidad del motor. La construcción de la carcasa usada es normalmente en acero fabricado o fierro fundido.

2.- Impulsor en voladizo sobre una flecha conducida, soportada por los cojinetes del compresor, la construcción nuevamente puede ser en acero fabricado o fierro fundido.

3.-Compresores reforzadores (Boosters) de alta presión, usados típicamente en líneas de conducción de gas. ver figura 4.04.

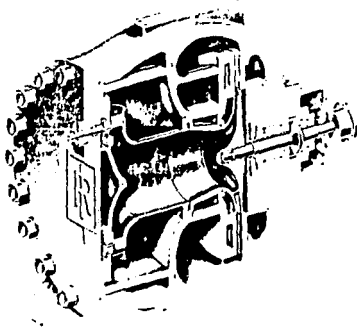


FIG. 4.04 VISTA SECCIONAL DE UN COMPRESOR BOOSTER DE PARTICION VERTICAL, ETAPA SIMPLE EN SERVICIO DE GAS NATURAL EN UN GASODUCTO

Los diseños multietapa incluyen:

- 1.-De flecha simple.
- 2.-De flecha múltiple para optimizar velocidades y eficiencias.
(unidades tipo paquete)

Las unidades con impulsores en voladizo son construidas para

manejar capacidades grandes y consiguientemente potencias grandes, pero normalmente las presiones son bajas ver tabla 4.01. El accionamiento típicamente usado es turbina de vapor. Estas unidades se instalan en procesos de combustión, ventilación, transporte neumático y servicios misceláneos de baja o intermedia presión tanto para aire como para gas.

La unidad para líneas de conducción de gas mostrada en la figura 4.04 tiene una carcasa de acero fundido y puede construirse en dos o más etapas.

Las carcazas para etapas múltiples de partición vertical son usadas para presiones donde la junta de la partición horizontal resulta inadecuada. La presión limitante dependerá de muchos factores incluyendo la densidad relativa del gas y el tamaño de la carcasa. Los gases ricos en hidrógeno, por ejemplo, son difíciles de contener a presiones elevadas a menos que la junta sea confinada como sucede en este diseño. Los materiales empleados en estas carcazas, varían desde fierro o acero fundido hasta acero forjado. En la figura 4.05 se muestra una de estas unidades que manejan corrientes de gas ricos en hidrógeno y en la figura 4.06 se muestra un corte seccional de una unidad e seis etapas.

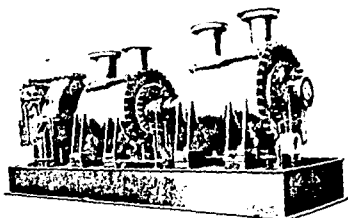


FIG. 4.05 ARREGLO SERIE-TANDEM DE COMPRESORES DE PARTICION VERTICAL

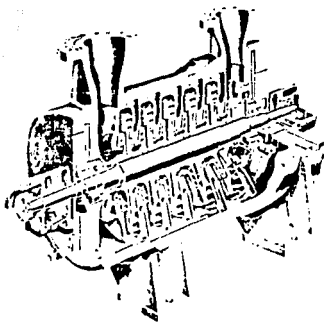


FIG. 4.06 SECCION TRANSVERSAL DE UN COMPRESOR MULTITAPA DE PARTICION VERTICAL.

Este tipo de compresores centrifugos ha hecho posible el uso de los mismos en aplicaciones donde antes hubiera sido mandatorio el empleo de unidades reciprocantes. Un ejemplo es la represurización de campos petroleros para lograr una mayor recuperación de crudo. En la figura 4.07 se muestra una planta donde el gas entra al sistema de compresión a 10 psig y sale a 1950 psig. En este tren de 10 compresores se usan unidades de partición tanto horizontal como vertical.

El tren cuenta en total con siete etapas de compresión.

Compresores Centrifugos con Arreglo en Paquete

La unidad multietapa que se muestra en la figura 4.08 es de partición vertical y enfriado por agua. En este tipo de unidades paquete, el equipo se embarca incluyendo todos los componentes de control y accesorios de protección montados en una base común con el accionamiento.

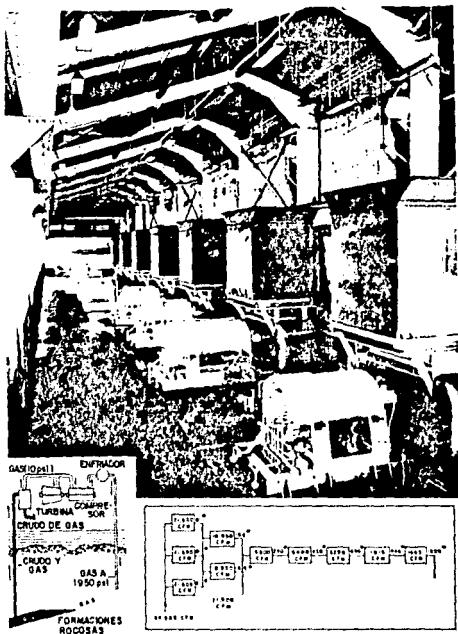


FIG. 4.07 INTALACION DE UN TREN DE DIEZ COMPRESORES MULTITAPA MANEJANDO GAS NATURAL, LAS DIEZ UNIDADES ESTAN EN UN ARREDOLO DE SIETE ETAPAS DE COMPRESION.

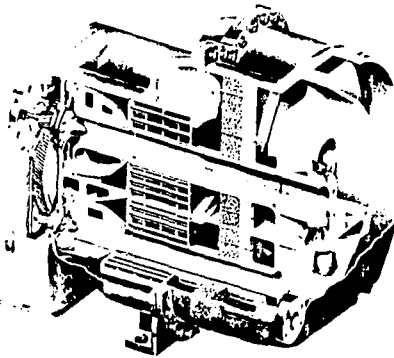


FIG. 4.08 COMPRESOR CENTRIFUGO DE TIPO PAQUETE ENFRIADO POR AGUA.

Existe una variedad de diseños que emplean dos, tres o cuatro etapas de compresión. Estos equipos están tan estandarizados que existen líneas, para servicio de aire, que descargan a presiones de 100 a 110 psig aunque también pueden llegar a 125 psig. Las capacidades varían de 1200 a 25000 cfm o pueden aún ser mayores.

En otro rango de operación se pueden tener compresores paquete de 5 etapas, tal como el mostrado en la figura 4.09 que son construidos para operar a presiones de 300 a 350 psig con capacidades de 300 a 15000 cfm.

El control de capacidad para máquinas a velocidad constante puede ser del tipo plena carga-sin carga con una válvula de corte a la entrada y una válvula de venteo a la atmósfera a la descarga. Este control puede ser suplementado con un modulador de

estrangulamiento a la succión que mantenga una presión de descarga constante reduciendo la capacidad, generalmente hasta un punto cercano al límite de inestabilidad (surge) antes de que la válvula de venteo (blow-off) se programe para abrir.

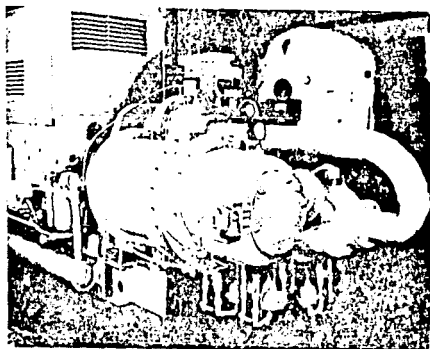


FIG. 4.09 COMPRESOR CENTRIFUGO TIPO PAQUETE DE CINCO ETAPAS.

Unidades de Carcaza Múltiple

Para ajustarse a las necesidades de altas relaciones de compresión a bajas o medianas capacidades (digamos hasta 4000 icfm) se involucra el empleo de diseños de carcazas múltiples.

Los diseños de múltiples carcazas se aplican en casos donde se tienen requerimientos de cargas muy elevadas (típicamente de 100 a 150 mil pies) y desde luego para altas presiones de descarga (hasta 1500 psig). Los servicios usuales de estas unidades incluyen recuperación secundaria de crudo por elevación con gas (gas lift), represurización de campos, plantas separadoras de gas

etc. Las figuras 4.10 y 4.11 muestran arreglos típicos de estas unidades. Los impulsores y difusores de estas unidades se diseñan para alta eficiencia y alta carga.

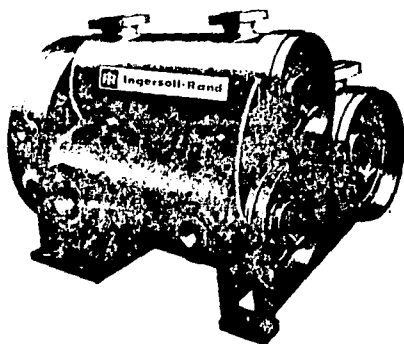


FIG. 4.10 ARREGLO TÍPICO DE UNA UNIDAD DE CARCAZA MÚLTIPLE.

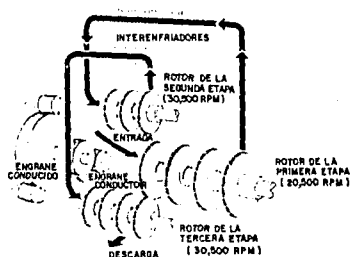


FIG. 4.11 TRAYECTORIA DE FLUJO A TRAVÉS DE UN COMPRESOR DE CARCAZA MÚLTIPLE

El diseño básico es modular con un rango de flujo definido. Esto permite una sustitución fácil de características de etapa a etapa

o de carcaza a carcaza, por lo que permite una muy conveniente respuesta a cambios de presión, composición del gas o servicio en general. Algunos ejemplos de las curvas de funcionamiento se presentan en las figuras 4.12 y 4.13.

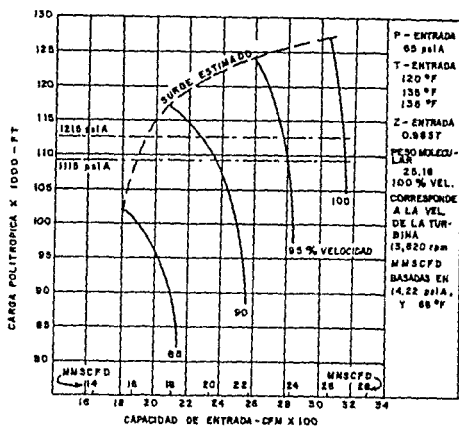


FIG. 4.12 CURVA CARACTERÍSTICA CARGA-CAPACIDAD DE UN COMPRESOR DE CARCASA MÚLTIPLE

La alta velocidad requerida para obtener una buena eficiencia (20 a 30 mil rpm del rotor) hace necesario el uso de incrementadores de velocidad de engranes para poder adaptarse a cualquiera de la mayoría de los accionadores. Para mantener las relaciones de velocidad de los variadores dentro de valores razonables, la velocidad de entrada debe ser normalmente de 10 a 14 mil rpm. Esto permite que sean especialmente compatibles con turbinas de gas en el rango de 4000 a 5000 Hp.

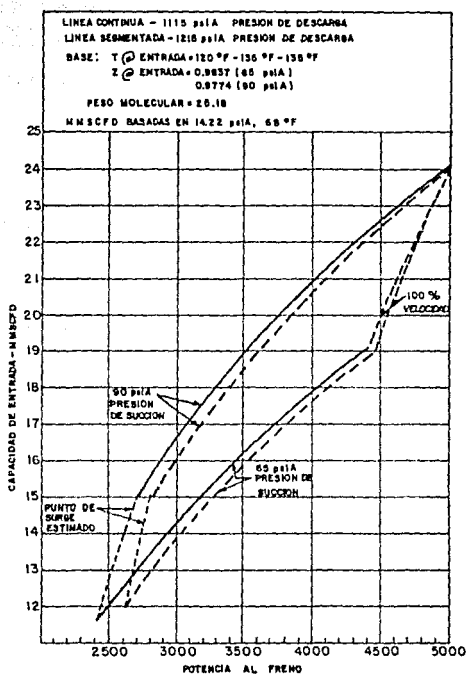


FIG. 4.13 CURVA TIPICA DE FUNCIONAMIENTO GLOBAL DE UN COMPRESOR DE CARCAZA MULTIPLE.

La mayor parte de las unidades en operación de este tipo son accionadas por turbinas de gas lo cual es debido tanto a sus características en sí, como a los detalles de su aplicación.

Características Principales de los Compresores Centrifugos

-Los compresores centrifugos tienen un rango limitado de operación

estable, esto puede afectar la economía de operación a cargas parciales. La capacidad mínima puede variar de 45 a 90% de la capacidad de selección (rated).

-La unidad centrífuga debe seleccionarse para la peor combinación de condiciones que puedan existir en un momento dado y que deben ser controladas para cumplir otros requerimientos.

-Estas son máquinas básicamente de alta capacidad con relaciones de compresión por etapa variables dependiendo de la densidad del gas.

-Para unidades comerciales un flujo de salida del último impulsor de 300 a 400 cfm es considerado, por lo general, el límite inferior, obtenido por unidades pequeñas de alta velocidad especialmente diseñadas para obtener bajos flujos volumétricos de salida.

-Se puede decir que por su naturaleza los compresores centrífugos son unidades que operan a alta velocidad, como por ejemplo en sus aplicaciones aeronáutica y espacial, se usan unidades con velocidades de operación de 50 a 100 mil rpm, ya que en estas aplicaciones el peso es el principal factor. La mayoría de las aplicaciones comerciales operan a velocidades de 20000 rpm o menores, ya que los problemas con cojinetes y su lubricación así como de balanceo y vibración llegan a ser significativos a velocidades mayores.

-Los compresores centrífugos son compatibles en especial con las turbinas de gas o vapor, las cuales permiten operación a velocidad variable.

-Estos equipos presentan un factor de disponibilidad

(availability) alto. Bajo buenas condiciones pueden llegar a operar sin un solo paro por 3 años o mas.

-Los costos de operación y mantenimiento son usualmente menores que los de la unidad recíproca equivalente.

-Estas unidades suministran flujo suave, no pulsante dentro de su rango de operación estable.

-Los compresores centrífugos sin enfriamiento presentan generalmente valores de eficiencia menores que los correspondientes de la unidad recíproca equivalente. Aunque a bajas relaciones de compresión sí pueden ser más eficientes.

-Las unidades centrífugas requieren cimentaciones pequeñas y relativamente baratas en comparación con las unidades recíprocas para la misma capacidad, ya que no existen fuerzas inerciales.

-Generalmente un compresor centrífugo presenta una capacidad mayor por unidad de espacio de edificio ocupado en comparación con las unidades recíprocas.

-Los cojinetes y sellos pueden ser diseñados de tal forma que se evite por completo la entrada de aceite hacia la corriente de gas, de tal forma que si el gas de entrada es libre de aceite, el de descarga también lo será, lo cual puede ser indispensable en ciertos servicios.

-La vida de operación de los compresores centrífugos puede ser afectada por el arrastre de líquidos y sólidos en la corriente de gas. Sin embargo se puede considerar el diseño de la inyección controlada de líquido de enfriamiento y/o limpieza. Cuando se manejan gases sucios, ha demostrado ser una muy buena solución el empleo de impulsores abiertos.

-Los compresores centrifugos pueden ser operados a temperaturas de hasta 600 o 1000 grados F si se usan los materiales adecuados y si se hacen las previsiones necesarias en el diseño para mantener los claros de operación.

Detalles de Diseño de Componentes Principales

Impulsores

Los impulsores pueden clasificarse en: abiertos, semicerrados y cerrados. Los abiertos y semicerrados pueden ser fundidos, maquinados o construidos por soladadura.

Los impulsores cerrados pueden construirse por cualquiera de los siguientes métodos.

- 1.-Soldado de tres piezas, consistiendo de aletas de aleación de acero, entre un disco de acero forjado y una cubierta de acero forjado.
- 2.-Remachado de tres piezas, consistente de aletas de aleación de acero preformado, las que van remachadas entre un disco de acero forjado y una cubierta de acero forjado.
- 3.-Dos piezas maquinadas y remachadas, consistentes de alabes maquinadas integralmente con un disco de acero forjado al que es ensamblada una cubierta de acero forjado por medio de remaches.
- 4.-Soldado de dos piezas, teniendo una cubierta de aleación forjada que se suelda a una forma fundida del disco y alabes.
- 5.-Fundición de dos piezas, teniendo una cubierta de acero forjado sobre una forma fundida del disco y alabes.
- 6.-Fundición de una sola pieza en el cual se tiene una sola fundición del impulsor completo, pudiendo ser de aluminio, acero al carbón o acero de aleación.

Efecto del ángulo de salida de los álabes del impulsor.

Los impulsores pueden clasificarse considerando la curvatura de los álabes, la cual va asociada con el ángulo de salida del álabe. Los álabes pueden ser curvados hacia adelante (foreward curved), radiales o bien curvados hacia atrás (backward curved). Solamente los últimos son usados comunmente en compresores centrifugos grandes.

La adecuada selección del ángulo de salida determina en un grado considerable la forma de la curva característica, así como la elevación de carga y la eficiencia. El ángulo de salida en las aplicaciones comerciales varía desde 15 a 90 grados con respecto a la dirección tangencial. En la figura 4.14 se muestra la comparación entre una curva característica de un impulsor con ángulo de salida de 90 grados, es decir radial y uno con 45 grados. En estas cartas la línea AB es la curva teórica de carga contra capacidad (sin pérdidas). Las pérdidas por fricción son mostradas por la diferencia entre AB y AC, mientras que las pérdidas por recirculación y turbulencia serían entre la línea AC y la curva carga-capacidad resultante DE. El punto D es el de carga máxima o límite de estabilidad (surge limit) el rango de operación estable cae de ahí hacia la derecha. El punto M por ejemplo podría ser el de máxima eficiencia.

De manera general, los impulsores con álabes curvados hacia atrás serán más eficientes que un impulsor con álabes radiales, así mismo presentarán un rango de operación mayor para el mismo diámetro de impulsor y la misma velocidad pero también producirá

menos carga o elevación de presión.

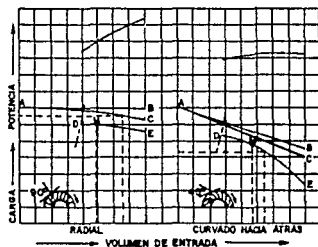


FIG. 4.14 EFECTO DEL ANGULO DEL ALABE SOBRE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR CENTRIFUGO.

Prueba de Impulsores y Balanceo.

En la manufactura, cada impulsor se somete a pruebas de material e inspecciones. Una vez concluido el maquinado, el impulsor es estatico y dinámicamente balanceado y probado centrifugamente a una velocidad mayor que la normal. Los impulsores fabricados son usualmente probados a una velocidad del 115% de la velocidad máxima permisible, cuando el accionamiento es turbina de vapor y 110% de la velocidad máxima permisible si el accionamiento es turbina de gas o motor eléctrico. La prueba de velocidad, dado que es una labor que es relativamente costosa, debe acordarse entre las partes antes de la compra.

Diafragmas

Los diafragmas son las paredes que dividen o separan las etapas individuales en un compresor multietapas. La figura 4.15 muestra como cada diafragma (uno por etapa) forma un lado del difusor y el

pasaje de entrada al siguiente impulsor. El contorno y acabado de los pasajes son detalles importantes que afectan el funcionamiento del compresor.

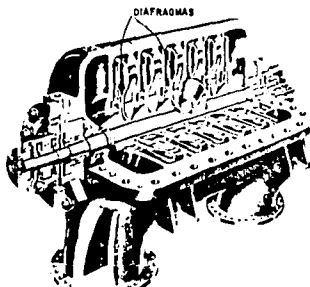


FIG. 4.15 ARREGLO INTERNO DE UN COMPRESOR DE PARTICION HORIZONTAL MULTIEAPA

Los diafragmas tanto para compresores de partición axial como vertical son construidos con partición horizontal. En los compresores de partición vertical son sin enfriamiento, pero pueden contar con enfriamiento interno con agua en algunas unidades de partición horizontal, cada una de las mitades superior e inferior debe contar con sus pasajes de enfriamiento independientes. El enfriamiento se hace a menudo cuando el gas pudiera alcanzar una temperatura que fuera critica en un compresor sin enfriamiento, o bien se hace donde es posible que a través del enfriamiento se reduzca el número de etapas y en algunos casos hasta que se pueda usar una coraza en vez de dos.

Los materiales normalmente usados son fierro o aluminio fundido, aún cuando acero fundido, aleaciones especiales o bronce fundido,

pueden ser suministrados debido a la alta temperatura, alta presión diferencial o a la presencia de elementos corrosivos en la corriente de gas.

El estándar API-617 establece una serie de materiales para cada componente mayor de los compresores centrífugos y debe tomarse en cuenta el cumplimiento con dichos materiales siempre que sea posible.

Para diafragmas los materiales aceptados son fierro fundido, hierro ductil, acero en placa, aluminio fundido y acero inoxidable. La selección debe hacerse de acuerdo a las condiciones de operación, principalmente se deben considerar las limitaciones de temperatura y composición del gas.

Empaquetadura Interetapa

Las áreas a través de las cuales puede existir fuga de gas de una etapa a la inmediata anterior son las siguientes: A través del espacio entre la flecha y el centro de los diafragmas, así como al rededor del ojo del impulsor. Para prevenir o al menos limitar estas fugas se usan anillos de empaque laberínticos, los cuales normalmente son de aluminio en aleaciones especiales y se montan sobre los diafragmas. Este material debe ceder sin daño a los elementos rotantes o reducción de la efectividad del sellado. Para ilustración de estos elementos. ver figura 4.15.

Conjunto del Rotor.

El conjunto del rotor es relativamente simple para un diseño de una sola etapa con montaje en voladizo, sin embargo para una unidad multietapa es algo complejo. El rotor se compone de flecha,

camisa de la flecha o espaciadores, impulsores, anillos de montaje de los impulsores (si son usados), pistón de balance, collarin de empuje y cople. En la figura 4.17 se muestra un conjunto de rotor de un compresor como ilustración.

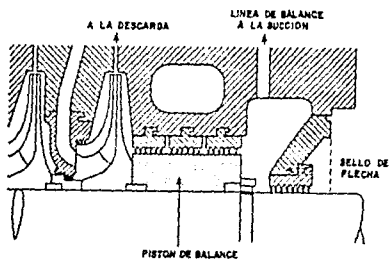


FIG. 4.16 DETALLE DE VARIOS SELLOS LABERÍNTICOS Y ARREGLO DEL PISTÓN DE BALANCE CON RESPECTO A LOS IMPULSORES.



FIG. 4.17 ROTOR TÍPICO DE SIETE ETAPAS MOSTRANDO TAMBOR DE BALANCE A LA IZQUIERDA.

El montaje de los impulsores sobre la flecha se hace forzándolos sobre la flecha cuando se encuentran dilatados térmicamente para que al enfriarse ajusten perfectamente sobre la flecha. Este proceso, en inglés se conoce como "shrunk mounting" y se usa principalmente para impulsores de tamaño pequeño. Para tamaños mayores el montaje se hace por ajuste a presión sobre anillos de

soporte construidos en material especial para permitir el demontaje sin daño a la flecha. Los métodos de montaje varían de fabricante a fabricante.

Los impulsores son espaciados por medio de mangas de flecha que a la vez protegen a ésta contra la corrosión, erosión y desgaste mecánico.

Pistón de Balance

Un impulsor de flujo sencillo está desbalanceado aerodinámicamente dado que en un lado está sujeto a la presión de succión, mientras que por el otro está sometido a la presión de descarga, así que se deben prever métodos para contrarrestar la fuerza resultante hacia el lado de la succión o entrada. El método usual es instalar un pistón de balance o tambor de balance, como también es conocido, en el extremo de la descarga tal como se muestra en la figura 4.16. Así la presión de descarga es aplicada al extremo interior del pistón y la cámara que queda en el extremo exterior del pistón es conectada por medio de tubería hacia la succión. La fuerza diferencial que se crea en el pistón actúa en dirección opuesta a las fuerzas que actúan sobre cada impulsor. El pistón de balanceo es dimensionado para producir un balanceo casi completo a condiciones cercanas al punto normal de operación, pero adicionalmente es instalado un cojinete de empuje axial, el cual toma el desbalanceo residual y mantiene la posición adecuada del rotor en su conjunto.

El empleo de diseños usando impulsores de doble succión y montaje de impulsores espalda con espalda (back to back), usualmente no requieren de tambor de balance, sin embargo y sobre todo en

equipos grandes existe desbalanceo residual que debe ser absorbido por el cojinete de empuje.

La fuga de gas a traves del tambor de balanceo es controlada por el uso de anillos laberinticos, además, ambos sellos de la flecha quedan limitados solo a actuar contra la presión de succión.

Posteriormente y una vez armado el rotor por completo, éste es balanceado dinámicamente. El API-Std 617 establece que el rotor debe irse balanceando a medida que se va ensamblando, se debe agregar al rotor en cada balanceo parcial como máximo dos elementos mayores, la corrección al balanceo se debe realizar exclusivamente a los nuevos elementos que se agregan. Además API especifica que el balanceo debe hacerse en planos múltiples para unidades que operan a más de 6000 rpm mientras que para unidades que operan a 6000 rpm o menos, el balanceo debe realizarse en tres planos como mínimo. También establece que para unidades que lleven cuña para seguro del cople (keys) deben balancearse con la mitad de la cuña montada.

Los coples usualmente son de acero, flexibles, sellados o continuamente lubricados, tipo engranes etc. y deben ser balanceados previamente al ensamble.

El objetivo del balanceo del rotor en sí es el de limitar la vibración que se pudiera presentar a las velocidades de operación, así como evitar vibración a cualquiera de las velocidades críticas, a través de las cuales la máquina debe pasar durante los arranques o paros.

Velocidades Críticas

Los rotores (con todos sus accesorios montados) se conocen como flechas rígidas si cualquier velocidad de operación está por debajo de la velocidad crítica mas baja, sin embargo esto no es factible en la mayoría de los casos, por lo que los rotores o flechas son del tipo flexible, lo cual indica que para alcanzar las velocidades de operación se debe pasar a través de alguna velocidad crítica. Cabe aquí mencionar que se entiende por velocidad crítica de un rotor o flecha la velocidad en rpm que es igual a la frecuencia natural de vibración de dicho rotor o flecha.

En ambos tipos de flechas se deben limitar o restringir las velocidades permisibles de operación a valores suficientemente alejados de cualquier velocidad crítica, además se debe ejercer un cuidado especial en el arranque y paro de las unidades de flecha flexible con objeto de pasar las velocidades críticas en el menor tiempo posible, ya que la operación en velocidades iguales a las críticas atentan contra la integridad de la máquina.

En el API-Std 617 se establecen los márgenes de seguridad a los que deben estar separadas las velocidades de operación con respecto a las velocidades críticas, estos márgenes de seguridad deben mantenerse al máximo ya que redundan en la seguridad de la máquina y por consiguiente en la operación continua. Dichos márgenes de seguridad son los siguientes:

Cualquier velocidad crítica debe estar:

- a) 20% arriba de la velocidad máxima continua para rotores de flecha rígida.
- b) 15% abajo de cualquier velocidad de operación (velocidad mínima de operación) y 20% arriba de la velocidad máxima continua para

rotores con flecha flexible.

Ademas del modo de vibración lateral, cuyos limites se dieron arriba, existe el modo de vibración torsional para el tren completo de accionamiento-accesorios-equipos accionados y existen velocidades criticas torsionales, las cuales deben estar, como minimo, 10% por debajo de cualquier velocidad de operación o al menos 10% arriba de la velocidad máxima continua.

Los asuntos de balanceo y separación de velocidades criticas laterales y torsionales son probablemente los aspectos dinamicos que mas influyen en la decisión de adquisición de un equipo determinado ya que van unidas al analisis de confiabilidad e integridad del equipo.

Carcazas

Existe una amplia variedad de diseños de carcazas las que dependen de muchos factores tales como tamaño, presión, temperatura, composición del gas y presencia de elementos corrosivos, tóxicos o peligrosos.

Los principales puntos a considerar en el diseño de la carcaza se dan en API-Std 617, estos aspectos son de gran importancia como guía para compresores que no se especifican con el requerimiento de cumplir con API-617 al 100% y desde luego deben ser cumplidos por los equipos especificados para cumplir con esta norma.

Dentro de los aspectos fundamentales se pueden mencionar los siguientes:

-El espesor de carcaza debe ser adecuado para soportar la presión máxima de trabajo y la presión de prueba hidrostática,

considerando además 1/8" de tolerancia para corrosión. En la determinación del espesor se deben usar los esfuerzos de resistencia a la tensión permisibles para el material usado tal como se especifica en el código ASME Sec.VIII div. 1 a la temperatura máxima de operación.

-La carcaza debe contar con soportes de suficiente rigidez que tomen en cuenta la peor combinación de efectos de presión, torque y esfuerzos permisibles en tuberías. En este caso la deflexión máxima en la brida del cople no debe exceder el valor de dos milésimas de pulgada (50 micrones).

-Debe contar con tornillos de alineación lateral y axial (jackscews) de suficiente rigidez para lograr la alineación de la máquina.

-Se debe contar en el sistema, por parte del comprador, con métodos adecuados para asegurar que la presión máxima de trabajo de la carcaza no sea excedida. La presión máxima permisible de trabajo de la carcaza debe ser establecida por el vendedor desde su oferta.

-La carcaza debe ser de acero si se da alguna de las siguientes condiciones:

- a)El gas manejado es aire o uno no flamable pero la presión de trabajo puede llegar a ser hasta 400 psig o mas.
- b)El gas manejado es aire o alguno no flamable pero la temperatura de trabajo en alguna condición puede llegar a ser de 500 grados F o mayor. El rango que se debe considerar es hasta la velocidad máxima continua. Debe recordarse que la temperatura de trabajo máxima se da en condiciones cercanas al surge o antibombeo.
- c)El gas manejado es tóxico o flamable.

-Se deben usar carcazas tipo barril de partición radial (vertical) cuando la presión parcial de hidrógeno, a la presión máxima de trabajo, es mayor de 200 psig. La presión parcial del hidrógeno se determina multiplicando la fracción mol de hidrógeno mayor en cualquier caso de operación por la presión máxima permisible de trabajo.

$$X \frac{H_2}{H_2} (MACWP) = PPH \quad (4.01)$$

Donde X = fracción mol de hidrógeno.

$\frac{H_2}{H_2}$
MACWP = presión máxima permisible de trabajo de la carcaza.

-Las carcazas de partición axial deben usar junta metal a metal (solo con un compuesto de unión). En este tipo de compresores no se debe usar empaque (gasket) en la junta axial de la partición.

-La junta de la tapa externa del barril, en compresores de partición radial, debe ser del tipo confinada.

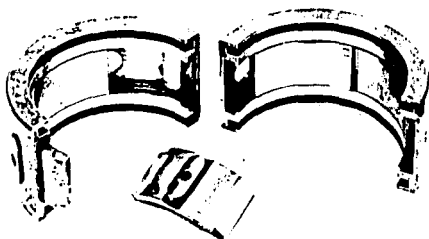
-Adicionalmente y para casos diferentes a los indicados anteriormente, el estandar API-617 da una lista de materiales permisibles en función del tipo de construcción y las limitaciones de presión y temperatura.

Cojinetes Radiales y de Empuje Axial

Los cojinetes principales pueden ser de camisas autoalineables, de bolas o de rodillos entre otros tipos. El objetivo principal de los cojinetes es "centrar" al rotor. Los cojinetes en la mayoría de los compresores son externos a la carcaza para proporcionar una adecuada accesibilidad y prevenir la fuga de aceite lubricante hacia la corriente de gas o la contaminación del aceite con

componentes de la corriente gaseosa. Existen algunas unidades con impulsor montado en voladizo que utilizan para esto una extensión de la flecha del motor o turbina. En estos casos solo se usan cojinetes en el accionamiento, los cuales deben ser diseñados para resistir cualquier empuje desarrollado en el compresor además del propio del accionador.

Existen otros tipos que tienen impulsores montados en voladizo pero cuentan con su propio pedestal y sus correspondientes cojinetes, los cuales en la mayoría de los casos son del tipo antifricción o con lubricación por anillo de aceite y cojinetes de camisa.



COJINETE RADIAL DE CINCO ZAPATAS BASCULANTES.



ZAPATA BASCULANTE CON TERMOPAR ENBEBIDO.

FIG. 4.18 DETALLES DE UN COJINETE RADIAL DE ZAPATAS BASCULANTES.

Las unidades grandes por lo regular requieren del empleo de sistemas de lubricación forzada, dado que los cojinetes que emplean son de funcionamiento hidrodinámico.

Los cojinetes radiales (journal bearings) y de empuje (thrust bearings) que usan sistemas de lubricación forzada son usados típicamente en unidades que requieren de cumplimiento con API, ejemplos de éstos son mostrados en las figuras 4.18 y 4.19.

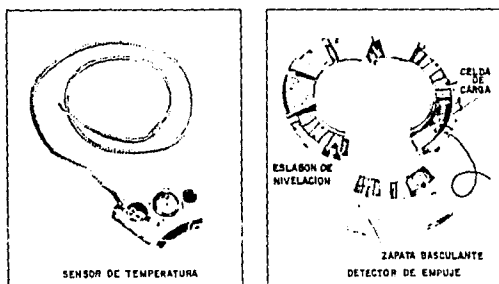


FIG. 4.19 DETALLES DE UN COJINETE DE EMPUJE TIPO KNOSBURY.

El API-Std 617 especifica algunos requisitos básicos con los que un compresor con alta confiabilidad debe cumplir, siendo los principales requisitos los siguientes:

-Los cojinetes radiales hidrodinámicos deben ser partidos para proporcionar facilidad de ensamble, con dimensiones de precisión, de camisa o tipo zapatas, con elementos con recubrimiento de babit con respaldo de acero tipo reemplazables. Los cojinetes deben equiparse con pernos antirrotación y deben ser positivamente asegurados en la dirección axial. El diseño debe ser tal que el cojinete suprima inestabilidades hidrodinámicas y dar suficiente amortiguamiento para limitar la vibración del rotor a la máxima

amplitud especificada, misma que debe cumplir con lo siguiente.

a) El doble de la amplitud en cualquier plano medido en una porción adyacente a los cojinetes debe ser inferior a 2 mils (50 micrones) o el valor que resuelve la siguiente relación, lo que sea menor.

$$\begin{aligned} \text{Vibración permisible en} &= \text{Doble de la Amplitud incluyendo} \\ \text{Pruebas (No Filtrado)} & \text{excentricidad (Runout) en mils.} \\ &= \text{Vibración r Runout} \\ &= \sqrt{\frac{12,000}{Nmc}} + 0.35 \sqrt{\frac{12,000}{Nmc}} \\ &= 136.93 \left(\frac{1}{Nmc} \right)^{1/2} \quad (4.02) \end{aligned}$$

Donde Nmc = Vel. máxima continua.

Adicionalmente la vibración a la velocidad de disparo (trip speed) no deberá exceder el valor anterior mas 0.5 mils.

-Debe aclararse que el estandar API-617 es riguroso al requerir que los valores a los que los cojinetes radiales deben limitar la vibración son tanto en condiciones de carga como en vacío, o en operación a cualquier frecuencia crítica.

-Los elementos de cojinetes deben ser instalados en cajas partidas horizontalmente y deben ser reemplazables. La remoción de la mitad superior de la carcasa en compresores de partición axial o la tapa del extremo de compresores con partición radial, no deberá requerir el reemplazo de los elementos de los cojinetes.

El diseño de cojinetes será tal que no se requiera la remoción de la mitad del cople para permitir el reemplazo de los elementos de aquel tales como zapatas, cubiertas, etc.

-Un aspecto importante en el diseño de los sistemas de cojinetes radiales es que para compresores con cojinetes tipo camisa o manga (sleeve) deben maquinarse para poder instalar en campo, en caso de requerirse, cojinetes de zapatas basculantes (tilting pads) sin

necesidad de remaquinar el soporte de cojinetes (bearing bracket).

-Un aspecto que se señala como opcional, pero que se considera muy importante, es el requerir cojinetes con sensores de temperatura embebidos, con objeto de detectar la temperatura de la superficie de las zapatas. Los detalles de instalación deben ser de mutuo acuerdo entre comprador y vendedor.

Se requiere que los cojinetes de empuje hidrodinámicos sean del tipo de segmento múltiple con recubrimiento de "babbit," en caso de que así sean especificados, y deben tener igual capacidad de empuje en ambas direcciones, deben tener arreglo para lubricación continua a presión a cada lado. Ambos lados (activo e inactivo) deben ser del tipo zapatas basculantes incluyendo dispositivo autonivelador (self-levering) que asegure que cada segmento reciba igual carga de empuje con la menor variación de espesor. El collarín de empuje, que va montado en la flecha, deberá ser tipo reemplazable cuando así sea especificado y deberá ser positivamente asegurado a la flecha para prevenir deslizamiento. Ambos lados del collarín deben contar con un acabado superficial adecuado que no exceda 16 micropulgadas (0.4 micrones) de variación de rugosidad en valor de la raíz media cuadrática (root mean square o RMS) y el indicador de excentricidad (runout) total de cada cara no debe exceder 0.5 milésimas de pulgada.

-El cojinete de empuje deberá arreglarse para permitir tanto el ajuste de cada rotor axialmente con respecto a la carcasa como ajustar el claro de él mismo.

-El cojinete de empuje debe dimensionarse para operar continuamente bajo las peores condiciones de operación

especificadas (por ejemplo a la presión diferencial máxima). Todas las cargas deberán determinarse tanto a condiciones de los claros internos de diseño como al doble de este valor.

-Como una guía, el cojinete de empuje debe seleccionarse a no más del 50% del rating o resistencia establecido por el fabricante del cojinete.

-Se deberá considerar como parte del trabajo del cojinete de empuje cualquier fuerza transmitida a través del cople flexible, además del empuje propio del rotor y cualquier reacción de la transmisión interna de engranes así como cualquier reacción del gas debida a las condiciones permisibles más extremas.

-Para el caso en que se use acoplamiento tipo engranes, las fuerzas externas se deben calcular por medio de la siguiente fórmula:

$$\text{Empuje del Cople en Libras} = \left(\frac{0.25 \times 63000}{N \times D} \right) \times H_p \quad (4.03)$$

donde H_p = potencia de selección, Hp

N = velocidad de selección, rpm

D = diámetro de la flecha en el cople, pulg

-La carga de empuje en casos donde se usa cople tipo diafragma debe ser calculada en base a la deflexión máxima permitida por el fabricante del cople.

-Se debe agregar a la carga del cople la correspondiente del motor si éste usa cojinetes tipo camisa, en caso de que sea conectado directamente.

-Si el empuje de dos o más rotores es soportado por un solo cojinete, la resultante de las fuerzas debe usarse, si sus direcciones de acción las hacen numericamente aditivas, de otra forma se debe usar la mayor de ellas.

-Como opcion, pero muy importante de considerar, el API Std-617 establece que en caso de especificarse los cojinetes de empuje deben equiparse con sensores de temperatura embebidos para detectar la temperatura de las zapatas. Los detalles de instalaci3n deben acordarse entre el comprador y el vendedor.

-Algunas firmas de ingenieria especifican que se insatalen detectores de temperatura embebidos en el 50 % de las zapatas de los cojinetes tipo zapatas basculantes en el lado activo y dos en el lado inactivo, el cual podria ser un criterio adecuado para asegurar el correcto funcionamiento del sistema de detecci3n durante un periodo largo de operaci3n del equipo.

Cajas de Cojinetes

Las cajas que alojan a los cojinetes deben presentar ciertos detalles constructivos y de dise1o que faciliten las labores de mantenimiento a la vez que proporcionen la mayor seguridad de operacion.

En el API-Std 617 se establecen algunos requerimientos que son de gran importancia para el mejor cumplimiento de las cajas de cojinetes con su prop3sito fundamental, algunos de los cuales son los siguientes:

-Se establece que las cajas de cojinetes deben ser de dise1o no presurizado y deben ser partidas horizontalmente, esto es principalmente requerido por facilidades de mantenimiento.

-Se requiere que la caja de cojinetes cuente con sellos en la flecha para prevenir las fugas de aceite, principalmente cuando se utiliza cople tipo seco con guarda abierto.

-El arreglo debe ser tal que se minimice la producción de espuma y debe diseñarse el sistema de drenaje de tal forma que se mantenga el nivel de espuma y aceite por debajo del sello de la flecha en los extremos. La elevación de temperatura a través de los cojinetes y la caja no debe exceder de 50 grados F bajo las condiciones mas adversas, cuando la temperatura del aceite alimentado es 110 grados F. Esto establece los criterios fundamentales para la especificación del sistema de lubricación.

-Cuando la temperatura del aceite alimentado, por alguna razón excede los 120 grados F, se deben considerar especialmente el diseño de los cojinetes, flujos de aceite y elevación de temperatura permisible.

-Las cajas de cojinetes se deben proveer con sellos laberínticos y deflectores donde la flecha pasa a través de la caja. Los sellos tipo labio (lip-type) no deben usarse. Los deflectores deben construirse de material tipo antichispas. El diseño de los laberintos y deflectores deben retener efectivamente el aceite dentro de la caja, así como prevenir la entrada de materiales extraños.

-Las estructuras de soporte de flechas en voladizo atornilladas a carcazas de acero, deben construirse también en acero al carbón.

-Algunas firmas de ingeniería en sus especificaciones incluyen un criterio adicional para compresores en servicio de proceso en el sentido de que las cajas de cojinetes deben ser separadas del cuerpo del compresor con el objeto de prevenir la contaminación del aceite lubricante con los componentes del gas de proceso. este criterio tiene especial sentido cuando se manejan gases que contienen H₂S, ya que este compuesto ataca rápida y severamente a

las aleaciones de cobre. (El babbit es una aleación de cobre).

Sellos de Flecha.

Cada compresor centrífugo debe contar con algun medio que limite o elimine la fuga de gas a lo largo de la flecha donde esta atravieza la carcaza an los extremos.

La fuga puede tener tendencia hacia fuera o hacia dentro dependiendo de los valores relativos de la presión atmosférica y la de entrada. Los sellos usualmente se arreglan de tal forma que solo deban resistir la presión de entrada (ver sección de pistón de balance).

Aón la presión de entrada en algunos casos puede ser sustancialmente superior a la presión atmosférica.

Los diseños de sellos disponibles son muy variados llegando a ser muy sofisticados cuando se trata de máquinas de alta velocidad y presión. Los tipos básicos se describen a continuación.

Sellos Tipo Laberinto.

Este tipo de sello es el mas simple y mas usado de compresores de aire y en algunas aplicaciones de gas. En la figura 4.20 se muestra un ejemplo de este tipo de sellos. La acción sellante de este tipo de dispositivos es el resultado de la resistencia al flujo debida al estrangulamiento repetitivo a través de los dientes del laberinto. En aplicaciones a mayores presiones otro laberinto puede ser intercalado tal como se muestra en la sección izquierda del sello mostrado en la figura 4.21 el cual es el sello de un tambor de balance que presenta dientes alternativos sobre el tambor en si y sobre el anillo de empaque.

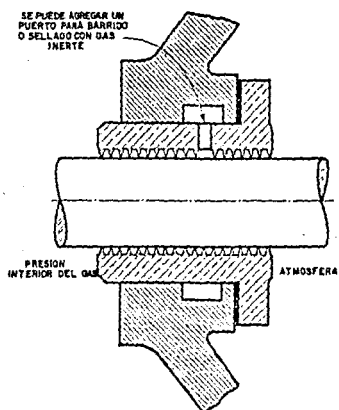


FIG. 4.20 SELLADO LABERINTICO DE FLECHA.

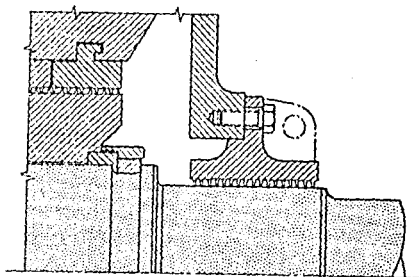


FIG. 4.21 SELLOS LABERINTICOS SENCILLO E INTERCALADO.

La fuga a través de un sello del laberinto depende del número de dientes, diámetro del anillo de empaque, claro y presión a ser sellada. En este tipo de sellos siempre existirá fuga por lo que se debe tener cuidado de que esta no cree ningún peligro. Este

tipo de sellos puede emplearse cuando se manejan gases sucios.

Es posible modificar de varias maneras el concepto básico del laberinto para el empleo en compresores que manejen diversos gases, ver figura 4.22. En este ejemplo el empaque esta expuesto a la presión de descarga y un puerto o anillo de linterna es sangrado a través de la primera sección hacia la entrada del compresor. Otro puerto seccionante se incluye y puede ser usado para la inyección de otro gas (no tóxico o peligroso) a una presión ligeramente mayor que la de entrada. Este arreglo previene la fuga del gas principal hacia el exterior, pero ocasiona una fuga del gas de inyección hacia la atmósfera y hacia la succión del compresor. La operación puede invertirse si el segundo puerto se conecta a un eyector o algún sistema de vacío que mantenga la presión en este puerto por debajo de la presión atmosférica y de la presión de succión. En este caso el gas principal y el aire atmosférico fugarían hacia ese puerto y serían removidos.

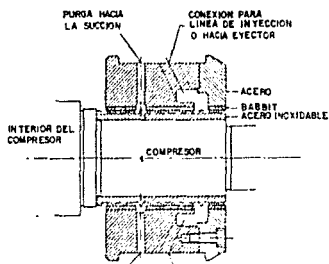


FIG. 4.22 INYECCION O EXTRACCION DE GAS A SELLOS LABERINTICOS

Los sellos laberínticos se construyen de tal forma que una de las dos partes adyacentes, que en un momento pudieran estar en contacto, es relativamente suave, por lo que al producirse el contacto no habría daño.

Sellos de Anillo de Restricción.

Este tipo de sellos usa anillos planos en una caja montada dentro de la caja de empaques, ver figura 4.23. Este tipo de sellos al igual que el tipo laberinto pueden operar en seco y es usado solamente cuando el gas es relativamente libre de partículas. Los anillos individuales pueden ser segmentales y mantenidos juntos por medio de un resorte o una banda rígida circunferencial.

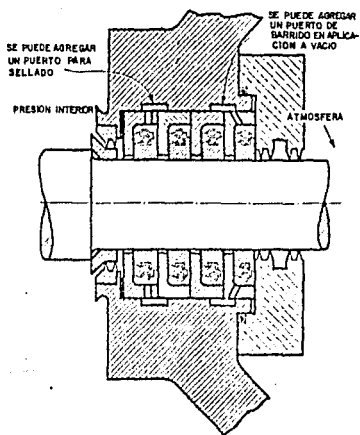


FIG. 4.23 SELLO DE ANILLOS DE RESTRICCIÓN.

Dado que el ajuste de los anillos a la flecha es más estrecho de lo que son los dientes del laberinto las fugas son mejor controladas.

El material usual de estos anillos es carbón, ya que no desgasta la flecha si entraran en contacto con esta, debido a sus propiedades antifricción. El diseño debe ser tal que los lados de las ranuras de los anillos sean sellados. Este tipo de sellos puede arreglarse para purgado o venteo como sucede con los anillos tipo laberinto.

Sellos Mecánicos.

Para limitar las fugas, este sello cuenta con elementos que mantienen un contacto continuo entre los collares fijo y móvil. Existen muchos diseños de sellos mecánicos o de contacto, uno de ellos se ilustra en la figura 4.24, en el cual se tiene un anillo flotante de contacto entre los asientos rotante y estacionario que reduce la velocidad de deslizamiento sobre las áreas de desgaste. Estos sellos requieren normalmente del suministro de algún medio sellante, el cual típicamente es aceite.

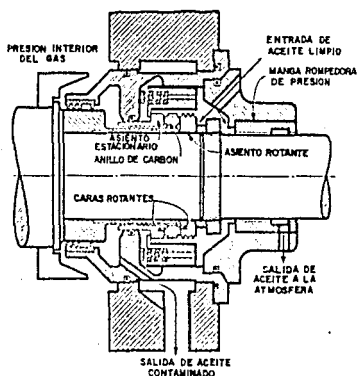


FIG. 4.24 SELLO MECÁNICO (O DE CONTACTO)

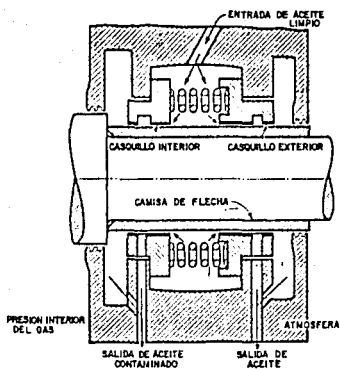


FIG. 4.25 SELLO DE PELICULA LIQUIDA CON CASQUILLO CILINDRICO.

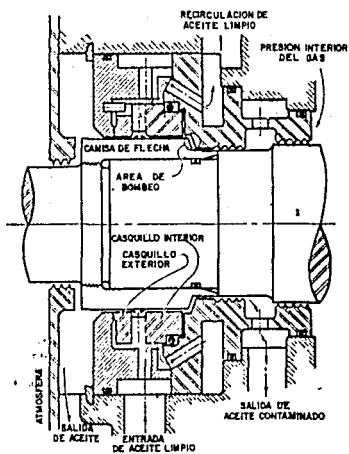


FIG. 4.25A SELLO DE PELICULA LIQUIDA CON CASQUILLO DE BOMBEO

Sellos de Pellicula Liquida

Este tipo de sellos (ver figuras 4.25 y 4.25A) deben suministrarse con anillos de sellado o casquillos y laberintos para minimizar la fuga de aceite hacia la atmosfera y/o hacia el gas manejado por el compresor.

En este tipo de sellos se debe circular continuamente (al igual que en el tipo de contacto o mecánico) un fluido de sello o sellante.

Este tipo de sellos debe diseñarse de tal forma que se evite la fuga de aceite hacia la atmosfera o hacia el gas manejado, bajo cualquier condición de operación, incluyendo arranque y paro. Cuando se usa este tipo de sellos se debe suministrar tambien un tanque elevado que mantenga una presión estática igual a la presión de sellado requerida.

En el API-Std 617 se especifican algunos detalles para asegurar una mejor y mas confiable operación del sistema de sellado, de éstos los criterios principales son los siguientes.

-Se establece que los sellos deben prevenir la fuga de gas bajo cualquier condición de operación especificada y que debe ser adecuado para cualquier variación especificada de las condiciones de succión que pudieran prevalecer durante el arranque, paro y cualquier otra condición.

-La presión máxima permisible del sistema completo de sellado debe ser al menos igual a la presión de asentamiento del equipo (settling-out pressure) establecida en la hoja de datos.

-Los sellos y sistema de sellado deben ser adecuados para la presurización segura del compresor con el sistema de sellado en operación previamente al arranque.

-Los sellos deberán ser fácilmente accesibles para inspección y reemplazo sin necesidad de remover la mitad superior de la carcasa en compresores de partición axial o las tapas en compresores de partición radial.

-En el diseño se deberán considerar las previsiones necesarias para la inyección de gas de barrido (buffer gas). El comprador de acuerdo a su experiencia debe especificar cuando requiere inyección de gas de barrido.

-Cuando se requiera de un fluido de sellado, el cual normalmente es aceite, aún cuando ésta no es una condición limitante, se deben suministrar drenajes independientes para fugas en dirección al compresor y hacia el exterior.

-Cuando se usa aceite como fluido de sello y éste proviene de la misma fuente que el aceite lubricante (lo cual es el caso común) y pudiera existir contaminación con el gas manejado, pudiendo ser dicha contaminación perjudicial a los cojinetes o algún otro elemento, los drenajes de aceite contaminado deben ser desechados. Algunas compañías tratan los drenajes de aceite de sellos contaminado, sin embargo como regla general, este tratamiento resulta antieconómico además de no poderse garantizar al 100% la eliminación de los contaminantes, por lo que se recomienda considerar desde un principio que este aceite debe desecharse.

Debe notarse que en la selección de un equipo la evaluación de las fugas de aceite que debe desecharse es una actividad que debe realizarse cuidadosamente en base a valores garantizados por el fabricante, ya que los costos de operación a este respecto pueden llegar a ser alarmantemente altos, en especial cuando se emplean

sellos tipo película líquida (liquid film).

-El diseño de los componentes del sello debe ser tal que no se afecte adversamente la estabilidad del rotor.

-Las líneas de igualación de presión o pasajes de gas diferentes de los de balanceo, deben dimensionarse para mantener el funcionamiento de diseño flecha-sello cuando el claro sea el doble del original.

Las líneas y pasajes también deberán dimensionarse para mantener esencialmente la misma presión en ambos sellos de los extremos de la flecha, aun durante la aceleración de la unidad.

Sistema de Lubricación.

Con el equipo se debe suministrar un sistema de lubricación, el cual puede ser de diseño muy simple, cuando se trata de unidades pequeñas con impulsores montados en voladizo, sin embargo para la gran mayoría de aplicaciones el sistema de lubricación es uno especial, con consideraciones de diseño muy rigurosas que persiguen principalmente mantener el aceite en condiciones de viscosidad, temperatura, presión y limpieza adecuados para proporcionar las características idóneas de la película de aceite en los cojinetes y sellos.

El sistema debe ser especificado por el comprador, en cuanto si debe ser separado para los diferentes servicios o común, así como en cuanto a los detalles de ubicación, condiciones ambientales, servicios disponibles etc.

El sistema de lubricación debe suministrar el aceite a las condiciones requeridas a los siguientes servicios.

1.-Cojinetes del compresor y su accionamiento (y reductor de engranes si existe).

- 2.-Cople (si es tipo continuamente lubricado).
- 3.-Regulador de la turbina y válvula de disparo y estrangulamiento (control de la turbina).
- 4.-Sistema de control del cliente (si es hidráulico y así se especifica).
- 5.-Sistema de sellos.

Los cojinetes y la caja de cojinetes deben arreglarse para lubricación con aceite mineral (los casos cuando se usa aceite sintético son muy raros y se debe especificar como algo excepcional).

El API-Std 617 fija como requisito básico el empleo de sistema de lubricación a presión de acuerdo al API-std 614. Este último estandar se debe consultar para obtener los detalles correspondientes.

Cabe hacer mención que el Std-API 614 es un estandar muy restrictivo que tiene la finalidad de obtener diseños, construcción y operación 100% confiables, con materiales de construcción costosos y redundancia de equipos, por lo que no se debe especificar a la ligera, igualmente requiere de una serie de definiciones por parte de quien lo especifica, que en un momento dado pueden algunas de ellas cambiar el sentido de la especificación completa.

Analisis del Funcionamiento

(Curvas de Operación)

Haciendo una breve reconsideración de los aspectos que caracterizan a los compresores centrifugos tenemos que, primeramente tienen un rango de operación estable limitado, por un

lado por el límite de antibombeo o surge y otro lado un flujo máximo o stonewall que limita el flujo máximo.

Este rango de operación estable debe conocerse para tener mayor facilidad de operación y economía de funcionamiento. En un momento dado, sobre todo al llegar al límite de surge, por una mala operación o pérdida de los elementos de protección, se pueden ocasionar daños importantes al compresor. La capacidad mínima de operación puede variar de 45 a 90% de la capacidad normal, dependiendo del diseño y las condiciones de operación, sin embargo se puede decir que un valor común de capacidad mínima es el 60% del flujo normal para una gran cantidad de aplicaciones.

Durante la etapa de selección de un compresor centrífugo, se debe tomar en cuenta la peor o más desfavorable combinación de condiciones que puedan existir en un momento dado. La curva de operación debe ser cuidadosamente analizada con objeto de asegurar que el compresor tenga un comportamiento suave, eficiente y confiable durante la operación.

Se puede considerar que un parámetro limitante para la aplicación adecuada de un compresor centrífugo es el volumen de descarga que se tendrá. Las máquinas comerciales están limitadas a volúmenes de descarga mayores de 300 a 400 CFM, aun cuando unidades pequeñas especiales de alta velocidad, pueden manejar volúmenes de descarga menores a 300 CFM.

Se puede decir que los compresores son las máquinas de proceso que mayores velocidades de rotación presentan en su aplicación comercial. Los valores comerciales usados son de 20000 RPM o menores, sin embargo en aplicaciones especiales como aeronáutica y equipo espacial se manejan velocidades de 50000 a 100000 RPM.

La tendencia en la actualidad es a tener velocidades de operación cada vez mayores, que en un momento dado resultan en unidades mas económicas. Las limitaciones respecto a los diseños a velocidades mayores han sido los problemas de cojinetes adecuados y su lubricación, así como la vibración y el balanceo, los cuales se hacen mas significativos a mayores velocidades.

Dentro de las bondades del uso de los compresores centrifugos esta el hecho de pueden ser directamente acoplados a turbinas de vapor o de gas, permitiendo así la operación a velocidad variable.

Dentro de los detalles constructivos de un compresor centrifugo juega un papel determinante el impulsor, ya que determina principalmente las características de operación del equipo.

La clasificación de impulsores mas general es la que define los tipos abierto, semicerrado y cerrado, los que tienen aplicaciones diferentes pues proporcionan características también diferentes, ver figura 4.26.



FIG. 4.26 DISEÑOS DE IMPULSOR. ABIERTO, SEMICERRADO Y CERRADO.

De acuerdo a la configuración de los alabes, los impulsores pueden ser clasificados en: de alabes radiales, alabes curvados hacia atrás y alabes curvados hacia adelante. Cada uno de estos tipos presenta características diferentes, las cuales pueden ser deducidas a través de un análisis ideal del comportamiento del

gas dentro del impulsor, derivando dicho análisis de la ecuación de Euler, la cual se obtiene del siguiente desarrollo básico.

Para un compresor centrífugo, con su flecha conectada a una fuente de suministro de potencia (por ejemplo turbina de gas o vapor, motor eléctrico etc.) operando a cierta velocidad rotacional (ω), la potencia de entrada es usada para impartir un momento torcional (T) a los álabes, los cuales al girar transfieren dicha energía al fluido, entonces tenemos que:

Potencia Suministrada = vel. angular x Torque

$$Hp = \omega \times T \quad (4.04)$$

Torque = Fuerza x Brazo de potencia (radio)

$$T = F \times r \quad (4.05)$$

De la 2a. ley de Newton.

Fuerza = Masa x Aceleración

= (Masa/Tiempo) x variación de velocidad

$$F = M \times \Delta v \quad (4.06)$$

$$T = M \times \Delta (v \times r) \quad (4.07)$$

v se refiere a la velocidad tangencial del gas (C_u), la cual no debe confundirse con la velocidad tangencial del alabe (U), ver figuras 4.27 y 4.28.

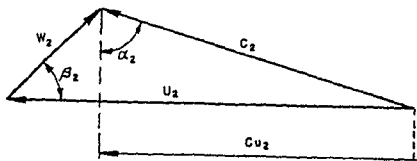


FIG. 4.27 TRIANGULO DE VELOCIDAD DE SALIDA DEL IMPULSOR.

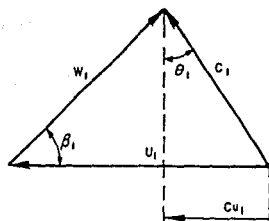


FIG. 4.28 TRIANGULO DE VELOCIDAD DE ENTRADA AL IMPULSOR.

El valor de $\Delta(v \times r)$ se refiere al incremento de este producto a través del impulsor, esto es, la diferencia entre la salida del impulsor "2" y la entrada al mismo "1".

$$\Delta(v \times r) = C_{u2} \times r_2 - C_{u1} \times r_1 \quad (4.08)$$

$$T = M \times (C_{u2} \times r_2 - C_{u1} \times r_1) \quad (4.09)$$

El torque (T) es igual al cambio en el momento angular del fluido que fluye a través del impulsor.

Reemplazando la expresión de T tenemos que:

$$H_p = \omega \times M \times (C_{u2} \times r_2 - C_{u1} \times r_1) \quad (4.10)$$

$$\omega \times r_2 = U_2 \quad \text{y} \quad \omega \times r_1 = U_1$$

$$\text{entonces } H_p = M \times (C_{u2} \times U_2 - C_{u1} \times U_1) \quad (4.11)$$

Por definición, la carga H es la energía transferida por unidad de masa de flujo.

$$H = (H_p/M) \quad (4.12)$$

$$H = C_{u2} \times U_2 - C_{u1} \times U_1 \quad (4.13)$$

Esta última ecuación es la ecuación de Euler que es la básica para el análisis y diseño de impulsores.

La potencia (H_p) suministrada a los alabes del impulsor con una velocidad angular (ω), produce una elevación de carga (H) sobre

un flujo masico (M).

Triangulo de velocidades

La ecuación de Euler $H = C_{u2} \times U_2 - C_{u1} \times U_1$ muestra que la elevación de carga esta relacionada a los triangulos de velocidades a la salida y a la entrada del impulsor. (ver figuras 4.27, 4.28

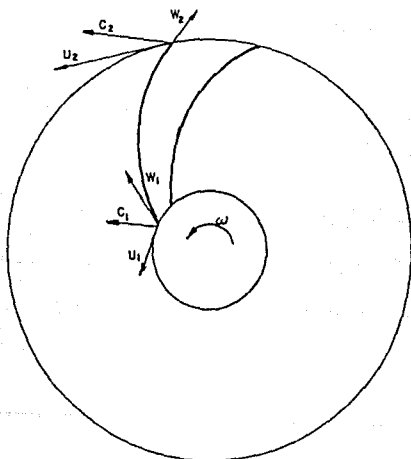


FIG. 4.29 TRIANGULO DE VELOCIDAD DEL IMPULSOR.

Cada triangulo esta formado por la velocidad absoluta del gas (C), la velocidad (U) correspondiente a la rotación del alabe y la velocidad (W) del gas relativa a los pasajes del alabe.

La velocidad (U) es perpendicular al radio, mientras que la velocidad (W) es tangente al alabe, así que su dirección depende

del ángulo de este.

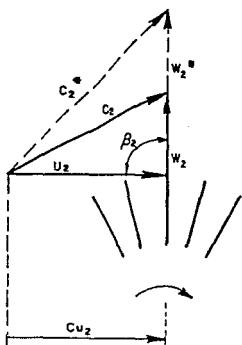


FIG. 4. 30 ALABES RADIALES.

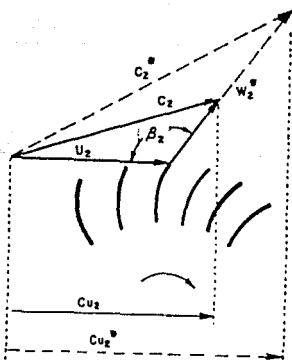


FIG. 4. 31 ALABES CURVADOS HACIA ADELANTE.

Las características de funcionamiento del impulsor están influenciadas por el ángulo del álabe próximo al diámetro exterior

del impulsor, mientras que el triangulo de velocidades en la entrada del impulsor y la cantidad de flujo pueden ser afectados por aletas guía en el frente del impulsor.

Para simplificar el análisis se puede asumir que:

$$C_{u1} = 0 \text{ (no existe prerrotación del gas)}$$

$$\text{asi que: } H = C_{u2} \times U_2 \quad (4.14)$$

Para alabes rectas radiales, un incremento de flujo a velocidad rotacional constante provoca un incremento en la velocidad relativa (W_2) (la velocidad de las partículas del gas en relación al los alabes, los cuales se estan a su vez moviendo) a W_2^* ; por lo tanto C_2 también se incrementa a C_2^* . Sin embargo, la componente tangencial (C_{u2}) no cambia. (ver figura 4.30) Así, con alabes radiales la cantidad teórica de carga permanece constante sin importar las variaciones de flujo.

$$H = C_{u2} \times U_2 ;$$

$$C_{u2} \times U_2 = \text{constante.}$$

$$H = \text{constante.}$$

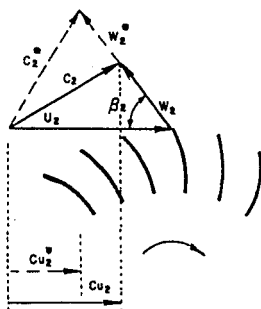


FIG. 4.32 ALABES CURVADOS HACIA ATRAS.

Con alabes curvadas hacia adelante, cualquier incremento de flujo incrementa Cu_2 a Cu_2^* y por lo tanto se incrementa la carga. (ver figura 4.31)

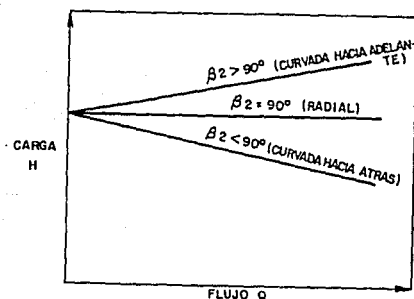


FIG. 4.33 EFECTO DE LA FORMA DEL ALABE A LA SALIDA DEL IMPULSOR (CURVAS IDEALES)

Cuando los alabes son curvados hacia atrás, cualquier incremento en flujo reduce Cu_2 a Cu_2^* , reduciendo así la carga. (ver figura 4.32)

Las variaciones de carga como función del flujo para los tres tipos de formas de alabes en la salida del impulsor, se muestran en la figura 4.33.

Aunque los alabes curvados hacia adelante producen más carga, no son usados comercialmente debido a que dicho incremento de carga consiste principalmente de energía cinética, la cual debe transformarse en presión estática en un difusor con las correspondientes pérdidas adicionales.

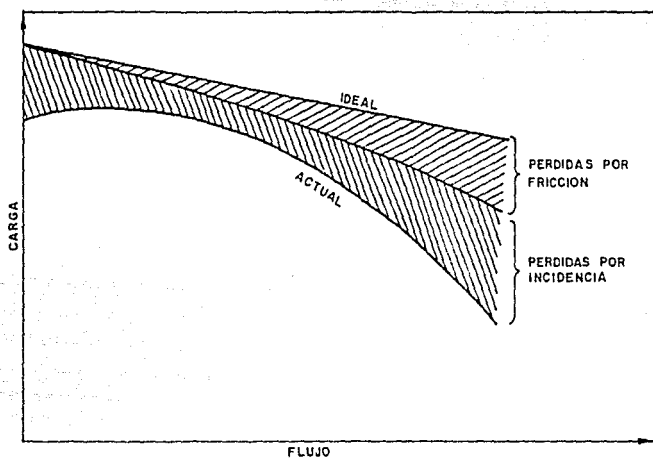


FIG. 4.34 CURVA CARACTERISTICA DE CARGA ACTUAL DEL COMPRESOR.

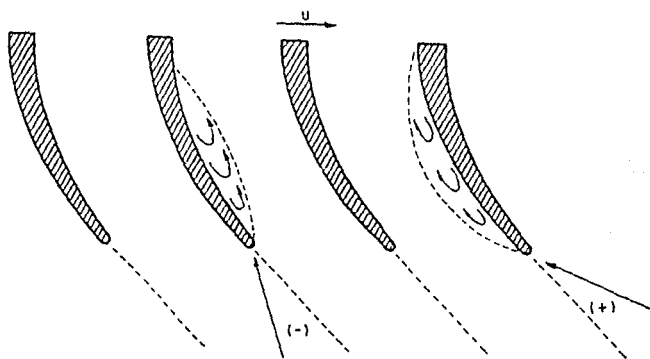


FIG. 4.35 PERDIDAS POR INCIDENCIA.

Los compresores de gas son diseñados con los alabes curvados hacia atras, debido a que aunque producen menos carga son mas eficientes, aproximadamente la mitad de la carga producida consiste de presión estática y tienen menos sensibilidad al problema del surge o antibombeo que aparece a flujo mínimo, esto es, que sus características de incremento de carga por disminución de flujo lo convierten en mas estable.

Características Actuales del Compresor

(efecto de las pérdidas internas)

Las características ideales del compresor son modificadas por las pérdidas por fricción, las cuales se incrementan como una función del cuadrado del flujo. Adicionalmente hay pérdidas por incidencia, que se deben al ángulo de ataque del gas a la entrada del impulsor.

Si este ángulo no coincide con el de los alabes, hay un componente tangencial de velocidad relativa que es desperdiciada y aparece como una pérdida de carga. Si la incidencia es excesiva aparecen pérdidas adicionales debido a la separación de la capa límite (gas-impulsor). Otras pérdidas que también afectan las características son pérdidas por mezclado en los canales y golpeteo a la salida del impulsor, además de la corrección del triángulo de velocidades de salida del impulsor debido a deslizamiento. (ver figura 4.34)

La incidencia es el ángulo entre la dirección de flujo que está llegando al borde del alabe y el ángulo de éste, ver figura 4.35. La incidencia positiva es definida como la incidencia que causa que el flujo golpee sobre el lado de presión del alabe (o lado que "empuja" al flujo en la dirección de rotación).

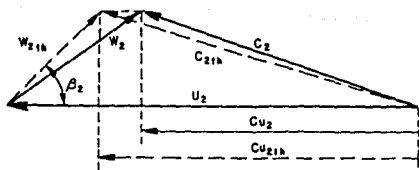


FIG. 4.36 TRIANGULO DE VELOCIDAD ACTUAL DE SALIDA DE IMPULSOR.

La capa limite es la capa delgada de flujo entre la pared y el seno del flujo, donde tiene lugar la transición de velocidad cero a la velocidad libre de la corriente.

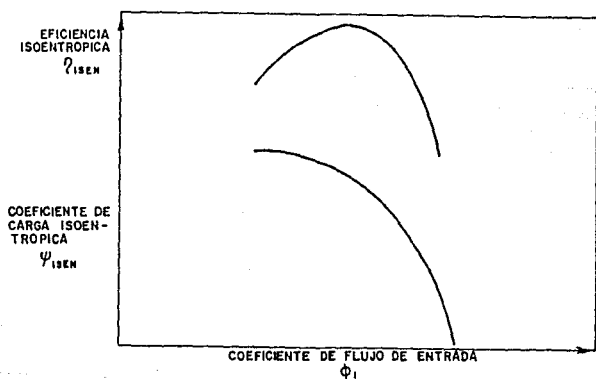


FIG. 4.37 CARACTERISTICAS ADIMENSIONALES.

El deslizamiento es la desviación de flujo de la dirección del alabe, en un lugar próximo a la salida del impulsor, debido a la rotación. Esto reduce la componente tangencial de la velocidad absoluta, reduciendo así la carga. El factor de deslizamiento es

la relación entre la componente tangencial de la velocidad absoluta (C_{u2}) y la teórica ($C_{u2 \text{ teor.}}$), lo que es función del número de alabes y del ángulo de salida (β_2). Su rango de valores va de 0.8 a 0.9. (ver figura 4.36).

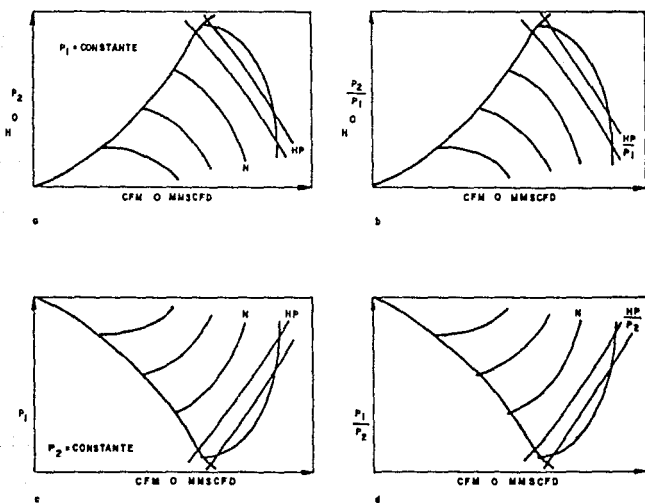


FIG. 4.38 TIPOS DE MAPAS DE COMPORTAMIENTO DIMENSIONAL.

Características No-Dimensionales o Adimensionales de los Compresores Centrifugos

El comportamiento de un compresor puede ser definido por la potencia y velocidad requeridas para producir una presión de descarga dada cuando el compresor está manejando una cantidad

determinada de gas.

Esta potencia y velocidad depende del diseño geométrico del compresor, la posición del punto de operación sobre la curva caracterídica, las propiedades del fluido y las condiciones de presión y temperatura de entrada del compresor.

El comportamiento de un compresor se presenta usualmente en términos de carga isoentrópica (o relación de compresión) y eficiencia contra flujo volumétrico de entrada. Sin embargo, dado que las condiciones de operación pueden variar es conveniente presentar las características de funcionamiento en una forma adimensional que sea independiente de la velocidad de rotación o la presión y temperatura de succión.

El mapa adimensional de funcionamiento normalmente muestra el coeficiente de carga y eficiencia isoentrópica contra el coeficiente de flujo de entrada.

Coefficiente de Flujo de Entrada.

El flujo de entrada es convencionalmente transformado a una base adimensional, refiriéndolo a un flujo ficticio correspondiente a la velocidad periférica del impulsor pasando a través del área frontal proyectada del impulsor. Así el coeficiente de flujo de entrada queda definido como sigue:

$$\phi_1 = \frac{Q_1}{(\pi \times D_2^2 / 4) \times U_2} \quad (4.15)$$

$$\phi_1 = \frac{700 \cdot 3}{(D_2)^3} \times \frac{Q_1}{N} \quad (4.16)$$

Donde Q_1 está en CFM

N está en rpm

D_2 está en pulgadas

Coefficiente de Carga Isoentrópica.

La carga isoentrópica es convertida a una base adimensional refiriéndolo a la carga hipotética dinámica, correspondiente a la velocidad periférica del impulsor. Así el coeficiente de carga isoentrópica se define como:

$$\psi_{isen} = \frac{H_{isen}}{U_2^2 / 2g} \quad (4.17)$$

$$\psi_{isen} = \left(\frac{1839.2}{D_2} \right)^2 \times \frac{H_{isen}}{N^2} \quad (4.18)$$

Donde D2 está en pulgadas

Hisen está en pies

N está en rpm

Dado que la carga isoentrópica es:

$$H_{isen} = J C_p T_1 \left[\left(P_2/P_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.19)$$

$$C_p = \frac{(53.35) Z_{AV}}{5g J} \left(\frac{k}{k-1} \right) \quad (4.20)$$

$$H_{isen} = \frac{(53.35) Z_{AV} \left(\frac{k}{k-1} \right)}{5g} \left[\left(P_2/P_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.21)$$

Entonces:

$$\psi_{isen} = \frac{(13\ 433.7)^2 Z_{AV} T_1}{U_2^2 N^2 5g} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(P_2/P_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.22)$$

Con T1 en grados Rankine

P1, P2 en psia

A partir de esta relación y conociendo las propiedades del gas, tales como la relación de calores específicos (k), la temperatura de alimentación, además de la velocidad de rotación y el diametro del impulsor, puede determinarse la relación de compresión (P2/P1) o la presión de descarga si se conoce P1.

Muchas publicaciones técnicas usan una definición de coeficiente

de carga basado en una carga dinámica hipotética (U^2/g), el valor así obtenido es la mitad del obtenido por las ecuaciones anteriores.

Relación entre los Parámetros Adimensionales

Existen varias ecuaciones teóricas para la carga, las cuales muestran que el coeficiente de carga ψ Isen es una función de la geometría de los albes y del coeficiente de flujo de entrada ϕ . La eficiencia también es función del coeficiente de flujo de entrada. Conforme el coeficiente de flujo disminuye, el ángulo de incidencia positiva aumenta y eventualmente ocurre atascamiento o "stalling" positivo del alabe, acompañado por una disminución en la eficiencia de los alabas. Contrariamente cuando el coeficiente de flujo aumenta, eventualmente ocurre atascamiento (stalling) negativo o choke (stonewall), también este caso acompañado de disminución en la eficiencia del Alabe.

Así que existe solo una relación entre la eficiencia y el coeficiente de flujo, así como entre el coeficiente de carga y el coeficiente de flujo para una etapa dada. Esta relación es mostrada en un mapa de funcionamiento adimensional de ψ Isen y η Isen contra ϕ , tal como el mostrado en la figura 4.37.

El enunciado de que solo existe una relación indicado anteriormente hace caso omiso a los efectos del número de Mach y el número de Reynolds (los cuales serán discutidos mas adelante en la sección de "parámetros que afectan el comportamiento"), por lo tanto solo es válido dentro de ciertos rangos de número de Mach y número de Reynolds, donde los efectos de sus diferencias sean despreciables.

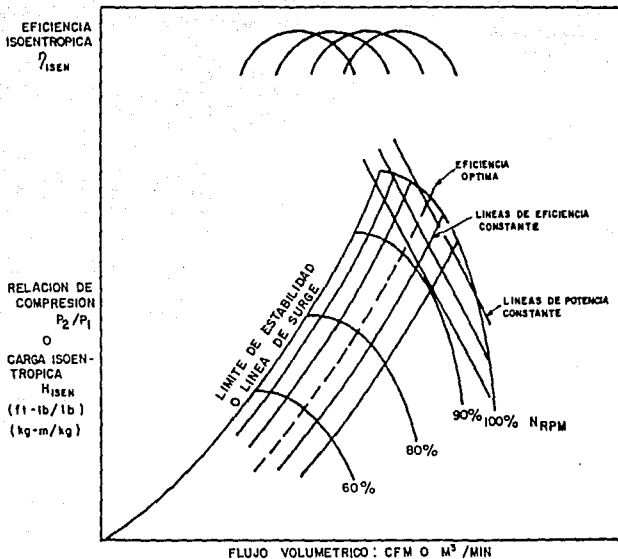


FIG. 4.39 MAPA TÍPICO DE COMPORTAMIENTO DIMENSIONAL.

Factor de Trabajo o Coeficiente Actual de Carga.

El factor de trabajo ("q") es un parámetro adimensional que relaciona el coeficiente de carga isoentrópica a la eficiencia isoentrópica.

El factor de trabajo se obtiene refiriendo la carga actual al doble de la carga dinámica hipotética correspondiente a la velocidad periférica del impulsor.

Así que el factor de trabajo o coeficiente actual de carga se define como:

$$q = \frac{H_{actual}}{2(U_2^2/2g)} = \frac{H_{actual}}{U_2^2/g} \quad (4.23)$$

También se tiene que:

$$q = \frac{H_{isen} / \eta_{isen}}{U_2^2 / g} \quad (4.24)$$

por lo tanto

$$q = \frac{\psi_{isen}}{2 \eta_{isen}} \quad (4.25)$$

La relación del factor de carga contra el coeficiente de flujo de entrada característico es esencialmente una línea recta, excepto cerca del surge o del choke (capacidad mínima y máxima estables del compresor). Esta particularidad hace a este parámetro una herramienta de mucho uso para determinar la eficiencia isoentrópica promedio contra el coeficiente característico de flujo de entrada basado en datos dispersos durante la prueba.

La relación del coeficiente de carga isoentrópica contra el coeficiente característico de flujo de entrada es una curva de pendiente decreciente hacia el surge, el cual no es difícil de promediar a partir de datos de prueba. El promedio exacto de la eficiencia contra la curva de flujo es mucho más difícil de lograr debido a sus pendientes positiva y negativa, su valor máximo está localizado en algún lugar entre el surge y el choke. Por lo anterior un procedimiento estándar consiste en promediar la carga isoentrópica y el factor de trabajo contra líneas de coeficiente de flujo de entrada y entonces calcular de ellas la línea de eficiencia como se mostrará más adelante.

Características Dimensionales de Funcionamiento.

Los mapas de características dimensionales de funcionamiento muestran en las abscisas el volumen de gas manejado por el

compresor, mientras que en las ordenadas muestran la relación de compresión o la carga o presión de descarga (para presión de succión constante) o la presión de succión (para presión de descarga constante) como se muestra en la figura 4.39.

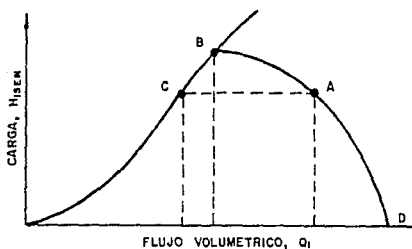


FIG. 4.40 RANGO DE FLUJO, MARGEN DE SURGE Y TURNDOWN

Cada velocidad rotacional produce una curva diferente debido al hecho de que el volumen se incrementa como una función directa de la velocidad, mientras que la carga se incrementa proporcionalmente al cuadrado de la velocidad y consecuentemente la potencia es una función del cubo de la velocidad. (Ley de "Fan")

Cada una de las curvas esta limitada por el punto de surge. La línea que une todos los puntos de surge determina el "límite de estabilidad" o "línea de surge" ver figura 4.40.

Dado que los gases son compresibles, el volumen de salida del compresor es menor que en la entrada debido al incremento de la presión. Como un resultado, es necesario especificar cual de los dos volúmenes es usado en los mapas. El caso general es que se muestre el volumen de entrada.

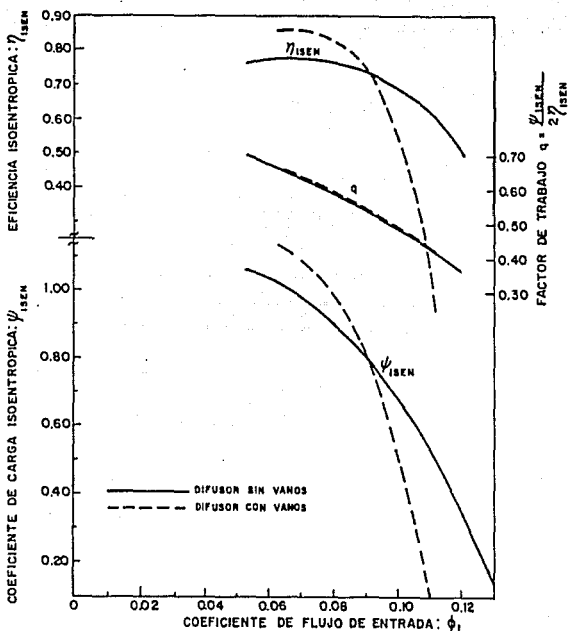


FIG. 4.41 RANGO DE FLUJO, CARGA Y EFICIENCIA DE UNA ETAPA CON DIFUSOR CON VANOS CONTRA OTRA DE DIFUSOR SIN VANOS.

Las curvas correspondientes a cada velocidad se reducen a una única curva cuando son expresados en un mapa adimensional de coeficiente de carga contra coeficiente de flujo, como se mostró antes en el análisis adimensional del compresor.

La eficiencia puede ser mostrada en las ordenadas, obteniéndose así una serie de curvas de eficiencia para cada velocidad rotacional,

adicionalmente a las curvas de carga o presión, o en lugar de , se pueden obtener líneas de eficiencia constante superpuestas sobre las curvas de carga o presión contra flujo. También las líneas de potencia constante requerida por el compresor pueden ser mostradas en el mismo diagrama.

Flujo Volumétrico Actual, Flujo Volumétrico Estandar, MMSCFD y Flujo Másico.

El flujo de entrada (Q_1) es algunas veces referido como "flujo volumétrico a condiciones de entrada (ACFM o ICFM) actual o Inlet volume flow" para diferenciarlo del flujo de entrada a condiciones estándar (SCFM), el cual es el flujo equivalente a las condiciones estándar (14.7 psia y 60 grados F).

$$SCFM = \frac{520}{14.7} \times \frac{P_1}{T_1 \cdot Z_1} \times ACFM \quad (4.26)$$

El flujo volumétrico de entrada a condiciones estándar se expresa normalmente como millones de pies cúbicos estándar por día (MMSCFD), por lo tanto:

$$Q_1 = 19.631 \times MMSCFD \times \frac{T_1 \cdot Z_1}{P_1} \quad (4.27)$$

El flujo másico está dado por:

$$M = \frac{Q_1 \cdot P_1}{60} \quad \left(\text{en } \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right), \quad M \text{ en } \frac{\text{lb}}{\text{Seg}} \quad (4.28)$$

$$M = 0.045 \frac{P_1 \cdot S_g}{Z_1 \cdot T_1} Q_1 \quad (4.29)$$

Rango de Flujo, Margen de Surge y Turndown.

El rango de flujo (Flow range) es la relación entre el flujo de choke (punto D) y el flujo de surge (punto B) a la velocidad de diseño. Ver figura 4.40.

$$\text{Rango de Flujo} = \frac{Q_{1D}}{Q_{1B}} \quad (4.30)$$

Margen de surge o estabilidad es el porcentaje de cambio de flujo

volumétrico (capacidad) entre el punto de diseño (punto A) y el punto de surge o antibombeo (punto B) a la velocidad de diseño referido al flujo de diseño.

$$\text{Márgen de Surge (o Márgen de Antibombeo)} = \frac{Q_{1A} - Q_{1B}}{Q_{1A}} \quad (4.31)$$

Turndown es el porcentaje de cambio en el flujo volumétrico entre el punto de diseño (punto A) y el punto de surge alcanzado por disminución del flujo a carga constante (punto C), referido al flujo en el punto de diseño.

$$\text{Turndown} = \frac{Q_{1A} - Q_{1C}}{Q_{1A}} \quad (4.32)$$

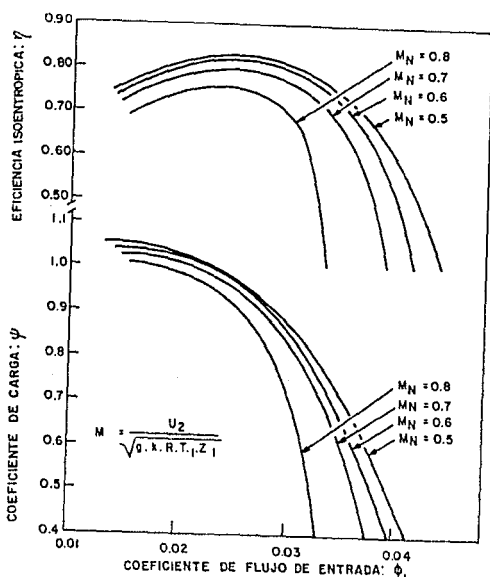


FIG. 4.42 EFECTO DEL NUMERO DE MACH SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE ETAPA.

En la figura 4.41 se muestra el incremento en la carga y la eficiencia y la reducción en el rango de flujo de una etapa con difusor con vanos contra la misma etapa pero con un difusor sin vanos.

Parámetros que Afectan el Comportamiento.

Los siguientes son los parámetros que provocan una modificación en el comportamiento del compresor cuando varían.

- Temperatura de entrada T_1
- Presión de entrada P_1
- Tipo de gas S_g y k
- Factor de compresibilidad z
- Velocidad de rotación N
- Flujo másico M
- Número de Mach
- Número de Reynolds
- Velocidad específica

Efecto de la temperatura de entrada

Si la temperatura de entrada T_1 se incrementa en un cierto porcentaje y el compresor está operando a una velocidad constante (N) y el flujo volumétrico de entrada es también constante (Q_1), la ecuación 4.34 muestra que el flujo másico correspondiente (M) se reduce en el mismo porcentaje. Dado que el coeficiente de flujo y la velocidad no han cambiado, el coeficiente de carga permanece constante y por lo tanto también la carga. Como una consecuencia, la potencia requerida se reduce en proporción directa a la reducción en flujo másico, así también en proporción inversa al

aumento de T_1 . La ecuación 4.38 muestra que la relación de compresión se reduce al incrementarse T_1 , por lo tanto también la presión de descarga P_2 se reduce.

Para mantener la presión de descarga constante, la ecuación 4.38 muestra que la carga tendrá un incremento proporcional a T_1 . Para hacer esto, la ecuación 4.35 muestra que el compresor tendrá que operar más rápido en un porcentaje proporcional a la raíz cuadrada del incremento de la temperatura de entrada. La potencia neta requerida será la misma que la original, dado que el incremento en la carga es del mismo porcentaje que la disminución en el flujo másico, asumiendo que no ocurre un cambio en la eficiencia debido al cambio en el coeficiente de flujo de entrada.

Si el flujo másico (M) (o los $MHSCFD$) permanecen constantes, entonces de acuerdo a la ecuación 4.34 el flujo de entrada debería incrementarse, lo cual sobre la misma curva de velocidad correspondería a una carga menor. Para mantener la misma carga, la velocidad debe incrementarse. Para mantener la misma presión de descarga, la carga debe aumentar y entonces, se requiere un incremento adicional en la velocidad.

La potencia requerida sería mayor como una función del aumento en carga y el cambio en la eficiencia entre el punto original de operación y el nuevo.

Efecto de la Presión de Entrada (P_1).

Si P_1 disminuye un cierto porcentaje y el compresor esta operando a una velocidad constante (N) y el flujo volumétrico de entrada es constante (Q_1), la ecuación 4.34 muestra que el flujo másico se

reduce en el mismo porcentaje. Dado que el coeficiente de flujo de entrada y la velocidad no han cambiado, y el coeficiente de carga permanece igual, entonces de acuerdo a la ecuación 4.35 la carga también permanece constante. La ecuación 4.37 muestra que la relación de compresión permanece igual, por lo tanto la presión de descarga (P2) se reduce en el mismo porcentaje que P1. La ecuación 4.40 muestra que la potencia requerida se reduce en la misma proporción.

Para mantener la presión de descarga constante, la relación de compresión deberá aumentar en el mismo porcentaje que P1 se reduce. Así que la carga debe aumentarse en un porcentaje determinado a través de la ecuación 4.36. Para hacer esto, la ecuación 4.35 muestra que el compresor deberá operar más rápido en un porcentaje proporcional a la raíz cuadrada del incremento en carga requerido. La nueva potencia requerida será directamente proporcional al nuevo flujo másico menor y nueva carga mayor, asumiendo que no ocurre cambio en la eficiencia debido al cambio en el coeficiente de flujo de entrada.

Si el flujo másico (M) (o los MMSCFD) permanecieran constantes, entonces de la ecuación 4.34 el flujo volumétrico de entrada (Q1) debe ser aumentado, lo cual a la misma velocidad correspondería a una carga menor, para mantener la misma carga, la velocidad debe ser aumentada. Para mantener la misma presión de descarga, la carga debe aumentarse como una función del incremento de la carga y cambio en la eficiencia entre el punto de operación original y el nuevo.

Efecto del Tipo de Gas (S_g y k).

Si la densidad relativa del gas disminuye en un cierto porcentaje y el compresor opera a velocidad constante y flujo de entrada constante (Q_1), la ecuación 4.34 muestra que el flujo másico se reduciría en el mismo porcentaje. Dado que el coeficiente de flujo de entrada y la velocidad no han cambiado, la carga permanece constante. La ecuación 4.40 muestra que la relación de compresión disminuye conforme S_g disminuye, por lo que la presión de descarga disminuye.

Para mantener la presión de descarga constante, la ecuación 4.38 muestra que la carga debe incrementarse en proporción inversa a la S_g . Para hacer eso el compresor debe operar más rápido aproximadamente en razón a la raíz cuadrada del incremento en carga requerido.

Si el flujo másico (M) (o los MMSCFD) permaneciera constante un incremento adicional de la velocidad sería requerido, siguiendo la misma lógica aplicada a la discusión de T_1 y P_1 .

Si la relación de calores específicos (k) varía, la ecuación 4.37 muestra que habrá un efecto combinado sobre la relación de compresión debido al exponente $k/(k-1)$ y al factor $(k-1)/k$.

Efecto del Factor de Compresibilidad (z)

De acuerdo a la ecuación 4.34 si el factor de compresibilidad (z) se incrementa y el flujo másico permanece constante, el flujo volumétrico aumenta. Para una carga constante, la correspondiente relación de compresión de acuerdo a la ecuación 4.38 se reduce y de acuerdo a la ecuación 4.39 la potencia requerida permanece constante.

TABLA 4.02 PARAMETROS QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR DINAMICO.

EFEECTO DE:	CONDICIONES	VARIACION DE LAS OTRAS PROPIEDADES
SI $T_1 \uparrow$	SI $N, Q_1 = \text{cte}$	$M \downarrow = \%$; $\psi =$; $H =$; $H_D \downarrow = \%$; $P_2/P_1 \downarrow$; $P_2 \downarrow$
	SI $Q_1, P_2 = \text{cte}$	$H \uparrow = \%$; $N \downarrow \sqrt{\%}$; $H_P =$
	SI $N, M = \text{cte}$	$Q_1 \uparrow$; $H \downarrow$
	SI $M, H = \text{cte}$	$N \downarrow$
	SI $M, P_2 = \text{cte}$	$N \downarrow \uparrow$; $H \downarrow$; $H_D \downarrow$
	SI $N, Q_1 = \text{cte}$	$M \downarrow = \%$; $\psi =$; $H =$; $P_2/P_1 \downarrow$; $P_2 \downarrow = \%$; $H_P \downarrow = \%$
SI $P_1 \downarrow$	SI $Q_1, P_2 = \text{cte}$	$P_2/P_1 \downarrow = \%$; $H \downarrow$; $N \downarrow \sqrt{\% \uparrow P_2/P_1}$; H_P VARIA
	SI $N, M = \text{cte}$	$Q_1 \downarrow$; $H \downarrow$
	SI $M, H = \text{cte}$	$Q_1 \downarrow$; $N \downarrow$
	SI $M, P_2 = \text{cte}$	$H \downarrow$
	SI $N, Q_1 = \text{cte}$	$M \downarrow = \%$; $H =$; $P_2/P_1 \downarrow$; $P_2 \downarrow$
	SI $Q_1, P_2 = \text{cte}$	$H \downarrow (1/\%)$; $N \downarrow \sqrt{1/\%}$
SI $S_g \downarrow$	SI $P_2, M = \text{cte}$	$N \uparrow \uparrow$
	SI $N, Q_1 = \text{cte}$	P_2/P_1 VARIA
	SI $M = \text{cte}$	$Q_1 \downarrow$
SI $Z \uparrow$	SI $M_1, H = \text{cte}$	$P_2/P_1 \downarrow$; $H_P =$
	SI $P_1, T_1 = \text{cte}$	$Q_1 \downarrow$; $M \downarrow$; $H \downarrow (\%)^2$; $H_P \downarrow (\%)^3$
SI $M \downarrow$	SI $P_1, T_1 = \text{cte}$	$Q_1 \downarrow$; $H =$; $H_D \downarrow = \%$

NOTAS: \uparrow AUMENTA
 \downarrow DISMINUYE
 $=$ PERMANECE CONSTANTE
 $\downarrow \text{ ó } \uparrow = \%$ AUMENTA O DISMINUYE EN IGUAL PORCENTAJE
 $\downarrow \text{ ó } \uparrow \sqrt{\quad}$ AUMENTA O DISMINUYE EN PROPORCION A LA RAIZ CUADRADA DE.....
 $\downarrow \text{ ó } \uparrow (\quad)^2 \text{ ó } (\quad)^3$ AUMENTA O DISMINUYE EN PROPORCION AL CUADRADO O CUBO DE.....

Efecto de la Velocidad Rotacional (N)

Dado un impulsor que puede manejar un cierto valor máximo de coeficiente de flujo de entrada ϕ_1 , el flujo máximo es directamente proporcional a N, como se muestra con la fórmula 4.33, por lo tanto un incremento en las RPM producirá un aumento en el flujo másico.

Dado que el mismo impulsor es capaz de producir un cierto valor máximo de coeficiente de carga ψ , la carga máxima, de acuerdo a la ecuación 4.35 es proporcional al cuadrado de la velocidad. Se ha visto que la potencia requerida es proporcional al flujo y a la carga, por lo tanto la potencia requerida aumenta como una función del cubo del incremento en N. Estas relaciones son referidas como las "leyes de Fan."

Efecto del Flujo Másico (M).

Si M aumenta, el flujo de entrada también aumenta como se puede ver de la ecuación 4.34. La carga es independiente de M, por lo que la potencia requerida es directamente proporcional a M como se demuestra con la ecuación 4.39.

$$Q_1 = \frac{\phi_1 D_2^3 N}{700.3} \quad (4.33)$$

$$Q_1 = \frac{M}{60} \times \frac{53.35}{144} \times \frac{Z_1}{55} \times \frac{T_1}{P_1} \quad (4.34)$$

$$H_{isen} = \psi \frac{U_2^2}{2g} = \psi \left(\frac{\pi D_2 N}{720} \right)^2 \times \frac{1}{25} \quad (4.35)$$

$$H_{isen} = \frac{53.35}{55} Z_{av} T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.36)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[1 + \psi \frac{D_2^2 N^2 S_g (k-1)}{(1838.3)^2 (53.35) Z_{AV} T_1 k} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.37)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[1 + \frac{H_{isen} S_g}{(53.35) Z_{AV} T_1 \left(\frac{k}{k-1}\right)} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.38)$$

$$H_{P_{gas}} = \frac{M H_{isen}}{550 \eta_{isen}} \quad (4.39)$$

$$H_{P_{gas}} = \frac{144}{(53.35)(33000)} \left(\frac{S_g}{Z_1}\right) \left(\frac{P_1}{T_1}\right) Q_1 \left(\frac{H_{isen}}{\eta_{isen}}\right) \quad (4.40)$$

Efecto del Número de Mach.

La descripción previa de las características dimensionales de funcionamiento, indicó que la familia de curvas correspondientes a las diferentes velocidades puede ser representada por una única curva adimensional. Sin embargo, es estrictamente cierto únicamente a bajas velocidades y con gases de bajo peso molecular, donde las variaciones de la densidad dentro del impulsor son pequeñas. Cuando estas variaciones aumentan el comportamiento varía y las curvas no pueden ser reducidas a una única. El parámetro que indica la magnitud de este problema de compresibilidad es el número de Mach.

Por definición, el número de Mach es la relación entre la velocidad del gas y la velocidad del sonido en el gas a las mismas condiciones de presión y temperatura.

$$M_N = \frac{V}{a} \quad (4.41)$$

$$a = \sqrt{g R k z t} \quad (4.42)$$

$$a = \sqrt{g \left(\frac{53.35}{S_g}\right) k z t} \quad (4.43)$$

El número de Mach del compresor, también llamado "Número de Mach de la Máquina" o "Número de Mach de Referencia" está definido por el código ASME PTC-10 como:

$$M_{NMAQ} = \frac{U_2}{a_0} \quad (4.44)$$

$$M_{NMAQ} = \frac{\pi D^2 (N/720)}{\sqrt{4 \left(\frac{53.35}{55}\right) k Z_1 T_1}} \quad (4.45)$$

$$M_{NMAQ} = 0.0001045 \frac{D^2 N}{\sqrt{k Z_1 T_1 / 55}} \quad (4.46)$$

La definición del número de Mach de la máquina no concuerda con una definición completamente cierta del número de Mach, debido a que relaciona la velocidad tangencial de la periferia del alabe del impulsor (no la velocidad del gas) a la velocidad del sonido a la entrada del compresor llevadas a las condiciones estáticas (stagnation conditions). Aun así tiene la ventaja de ser fácilmente calculado sin necesidad de conocer las condiciones del gas dentro del impulsor y aún más, es un índice del valor actual del número de Mach dentro del impulsor.

El efecto del número de Mach es primeramente uno en los gases de alta compresibilidad, el cual comienza a ser notable conforme el número de Mach excede aproximadamente 0.4 a 0.6. El aumento en la compresibilidad (lo que implica alta variación en la densidad) cambia la distribución de velocidades a lo largo de los alabes del impulsor, así, se aumenta la carga del alabe, esto es la diferencia en presión estática entre los lados de presión y succión del alabe y tiende a hacer a los alabes más sensibles a la incidencia. El compresor alcanza el choke y surge más rápido, reduciendo el rango de flujo y también la eficiencia pico se reduce ligeramente. ver

figura 4.42.

La velocidad rotacional que producirá un efecto dado sobre el número de Mach depende del gas en particular (k y Sg) y de la temperatura inicial. La combinación mas crítica para el máximo efecto del número de Mach es:

- Alto peso molecular (alta Sg)
- Relación de calores especificos baja (k)
- Baja temperatura inicial (T_1)

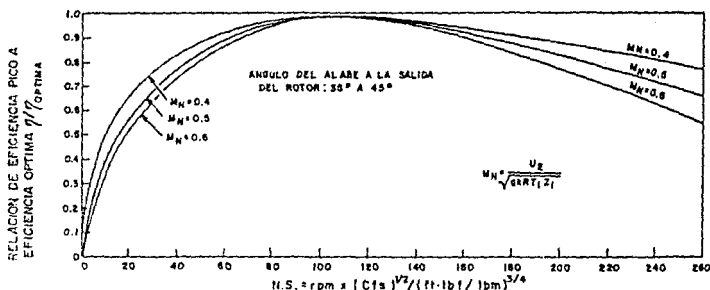


FIG. 4.43 EFICIENCIA PICO CONTRA VELOCIDAD ESPECIFICA.

Efecto del número de Reynolds.

Las pérdidas por fricción como se demostró antes, afectan las características del compresor ideal y son función de las proporciones geométricas del rotor, del coeficiente de fricción (c_f) y de la presión dinámica (q).

$$\Delta P = q \times C_f \times \frac{\text{Longitud}}{\text{radio hidráulico}} \quad (4.47)$$

$$\therefore \frac{\Delta P}{\frac{\rho V^2}{2g}} = C_f \times \frac{\text{Longitud}}{\text{radio hidráulico}} \quad (4.48)$$

El coeficiente de fricción es una función del número de Reynolds. Por definición el número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre el flujo.

$$R_a = \frac{\text{Velocidad} \times \text{dimensión}}{\text{Viscosidad cinemática}} \quad (4.49)$$

$$R_e = \frac{\text{Velocidad} \times \text{dimensión}}{\text{Viscosidad absoluta/densidad}} \quad (4.50)$$

En un régimen laminar de flujo del fluido la fricción puede ser una función inversa de la raíz cuadrada del número de Reynolds, o bien una función lineal inversa. En el régimen turbulento de flujo del fluido, el cual es el caso usual de régimen de flujo en compresores centrifugos, el coeficiente de fricción es una función inversa de la raíz quinta o séptima del número de Reynolds.

$$C_f = \text{constante} \frac{1}{R_e^2} \quad \text{o} \quad \frac{1}{R_e} \quad (\text{flujo laminar}) \quad (4.51)$$

$$C_f = \text{constante} \frac{1}{R_e^{1/5}} \quad \text{o} \quad \frac{1}{R_e^{1/7}} \quad (\text{flujo turbulento}) \quad (4.52)$$

La eficiencia pico de un compresor probado en taller a condiciones de aire ambiente, puede ser menor que aquella medida en el mismo compresor cuando es probado a las condiciones de diseño. Supongamos que la presión de succión en una aplicación es de 750 psia en lugar de las 15 psia correspondiente a la presión atmosférica; en ese caso, dado que la densidad es directamente proporcional a la presión, el número de Reynolds es 50 veces mayor y la raíz quinta de este valor es aproximadamente 2, por lo que en este caso teóricamente, el coeficiente de fricción se reduce a la mitad del valor a presión atmosférica y consecuentemente lo mismo sucede con las pérdidas. Sin embargo esto es puramente teórico ya que aplica a superficies hidráulicamente lisas; es decir que las protuberancias de la superficie se encuentran sumergidas dentro de

la subcapa laminar de la capa límite del flujo turbulento; así que otro parámetro debe ser considerado como que afecta a las pérdidas de presión y que es el acabado de la superficie; cuanto mas pulida y menor sea la relación entre el promedio de la altura de las rugosidades y el radio hidráulico de los pasajes, mayor será la reducción del coeficiente de fricción por incremento en el número de Reynolds, pero si la superficie es rugosa el coeficiente de fricción difícilmente será reducido.

Una vez que la superficie llega a ser hidráulicamente lisa, una mejora en el acabado de la superficie no produce disminución en las pérdidas por fricción. ver figura 4.44.

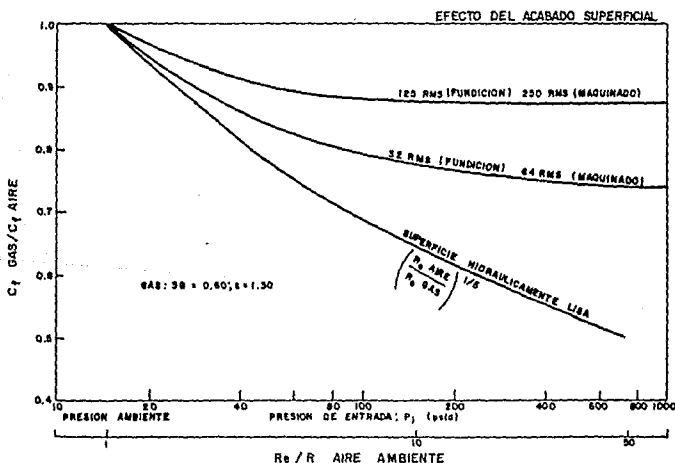


FIG.4.44 PREDICION DE LA REDUCCION EN EL COEFICIENTE DE FRICCION DE PELICULA, CUANDO SE MANEJA GAS NATURAL EN VEZ DE AIRE AMBIENTAL.

No debemos olvidar que las pérdidas por fricción discutidas aquí no son solo las pérdidas por fricción generadas a través del compresor; hay también otras debidas a mezclado de flujo, rotación de flujo e incidencia. Las pérdidas por fricción son las predominantes en impulsores de pasajes estrechos para flujos pequeños, mientras que las otras son importantes en alabes de pasajes amplios de alto flujo. Por lo tanto, la característica adimensional del compresor es única dentro de un cierto rango de valores del número de Reynolds. Así, extendiendo el enunciado previo, las consideraciones de predicción muestran que dada una geometría de etapa para un número de Mach, número de Reynolds y acabado de superficie similares, hay una única relación entre el coeficiente de carga isoentrópica, la eficiencia adiabática y el coeficiente de flujo de entrada.

Velocidad Especifica.

Las características de funcionamiento de un compresor particular a un número de Mach y un número de Reynolds dados son expresadas convencionalmente en términos de un número llamado Velocidad Especifica definida de acuerdo a la siguiente expresión:

$$N_s = N \frac{Q_1^{1/2}}{H_{ad}^{3/4}} \quad (4.53)$$

$$\text{donde } N_s = \text{rpm } (CF5)^{1/2} / (\text{ft} \cdot \text{lb}_f / \text{lb}_m)^{3/4}$$

La velocidad especifica es un término que resulta de conveniencia para clasificar a los impulsores en base a su funcionamiento y proporciones, sin importar su tamaño actual o velocidad.

En términos de coeficientes de carga y de flujo, la definición de la velocidad especifica es:

$$N_s = 384.5 \frac{\phi^{1/2}}{(\psi)^{3/4}} \quad (4.54)$$

La primera definición (ecuación 4.53) no es verdaderamente adimensional. Para hacerla adimensional se debe incluir la aceleración de la gravedad quedando de la siguiente forma:

$$N_s = \frac{N Q_1^{1/2}}{(g \times H_{ad})^{3/4}} \quad (4.55)$$

Los mapas de funcionamiento adimensional, de coeficiente de carga y eficiencia contra coeficiente de flujo, pueden transformarse en mapas de ψ y η contra velocidad específica.

La velocidad específica correspondiente a la eficiencia pico de esta forma llega a ser un índice de la excelencia del diseño aerodinámico. Si este índice se determina para varios tipos de etapas de una familia de compresores se puede realizar una carta de velocidad específica contra eficiencia pico de etapa, ver figura 4.45. La definición de la velocidad específica muestra que para una velocidad de rotación constante y asumiendo que los diferentes impulsores tienen el mismo diámetro periférico y producen la misma carga, un incremento de la velocidad específica requiere un incremento en la sección transversal de los pasajes de gas. Por lo tanto existe una relación entre la velocidad específica y la forma meridional del impulsor, ver figura 4.45.

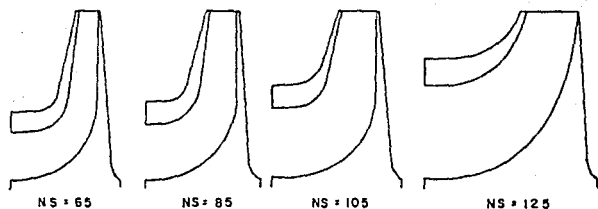


FIG. 4.45 RELACION ENTRE LA VELOCIDAD ESPECIFICA Y LA FORMA MERIDIONAL DEL DISCO DEL IMPULSOR.

La reducción en la eficiencia a bajas velocidades específicas resulta de las pérdidas relativamente más altas en los pasajes estrechos del impulsor y partes estacionarias además de las pérdidas por fricción mayores de los discos en los claros entre el impulsor y los separadores estacionarios. La reducción de la eficiencia a altas velocidades específicas principalmente es el resultado de mezclado debido al relativamente pequeño radio de curvatura del impulsor en el frente de la tapa y las pérdidas de salida relativamente altas.

Para una correlación precisa entre la eficiencia de etapa y la velocidad específica es necesario calificar la relación del diámetro central del impulsor (hub) al diámetro periférico (tip), el número de Mach, el número de Reynolds, acabado de superficie, el tipo de alabe y el diseño del sello. En la práctica, sin embargo, es difícil correlacionar toda esta información en una única curva, a menos que se relacione a una familia de compresores que presenten detalles de diseño aerodinámicos inherentes.

SURGE Y CHOKE O STONEWALL

Surge o Antibombeo.

A cualquier velocidad de operación dada existe un flujo mínimo, abajo del cual el compresor no puede ser operado en una condición estable. El valor del flujo donde se inicia la inestabilidad se conoce como punto de surge o punto de antibombeo.

El surge es una oscilación del flujo completo dentro del compresor y en la tubería. Esta oscilación es dañina al compresor debido a:

-La vibración del rotor puede dañar los sellos laberínticos interetapa.

-El regreso del gas trae mayor temperatura hacia dentro del impulsor, incrementando continuamente los niveles de temperatura. Como resultado, la relación de compresión correspondiente a la misma carga también se reduce, agravando el problema del surge.

-Los cambios rápidos en el empuje axial asociados con los niveles de presión a ambos lados del impulsor pueden dañar los cojinetes de empuje.

-Los cambios súbitos en carga pueden dañar al accionador así como a los impulsores.

El surge del compresor, causado por la completa separación del flujo dentro de los pasajes rotatorios o estacionarios, ocasiona que el flujo entero se regrese momentáneamente de la descarga a la succión de una manera oscilatoria, lo cual también es referido como "atascamiento del compresor" (compressor stall).

En algunos casos, el surge es desencadenado por la interacción del flujo que sale del compresor y la resistencia de la tubería aguas abajo, en este caso se tiene lo que se conoce como "surge del sistema".

Para evitar los efectos del surge, el compresor se equipa con un sistema de control antisurge. Cuando estos dispositivos detectan que comienza la inestabilidad o simplemente el valor del flujo de surge previsto, mandan abrir una línea de by pass que conecta la tubería de descarga con la de succión, para recircular una parte del gas hacia la succión del compresor y así mantener un flujo mínimo arriba del valor de surge. Dado que el gas recirculado sería crecientemente calentado por la compresión, el gas de by pass debe ser enfriado antes de reentrar al compresor.

Surge del Sistema.

Este fenómeno de inestabilidad puede ser explicado por el análisis de las características actuales del compresor de presión contra flujo, ver figura 4.46.

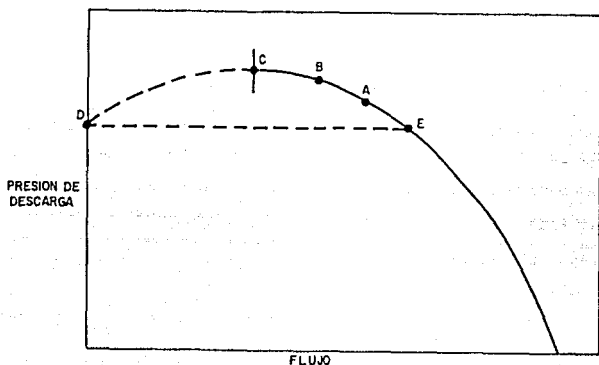


FIG. 4.46 SURGE DEL SISTEMA

Supongamos que un compresor está operando a una velocidad constante en un cierto punto (A) sobre la curva característica de presión contra flujo. Si el flujo se reduce al punto (B), lo cual es ocasionado por un súbito incremento de resistencia aguas abajo del compresor, éste continuará operando de una manera estable debido a que aunque hay un incremento en la presión de la tubería de descarga ocasionado por el incremento en la resistencia, la presión producida por el compresor también es mayor en (B) que en (A) y puede sobreponerse a la resistencia.

Cuando un compresor está operando en el punto (C), el cual es el

pico de la curva, cualquier incremento momentaneo de resistencia aguas abajo reduce el flujo a través del compresor a una región donde el compresor produce menos presión que antes. Así la unidad es incapáz de compensar el incremento en la presión de descarga. El flujo momentaneamente regresa tomando el punto de operación a cero flujo (D), lo cual releva a la tubería de descarga, reduciendo su presión. El gas entonces regresa a la descarga del compresor con un flujo (E) correspondiente a la presión en el punto (D). Pero ese flujo es excesivo para la resistencia en la línea de descarga y el punto de operación se mueve nuevamente hacia (C) y todo el ciclo de oscilación se repite.

Cuanto mas recta es la curva C-E, la etapa llega a ser mas estable contra el surge. Esta es una de las razones por las que los álabes del impulsor curvados hacia atrás son usados para compresores de gas como se mencionó antes.

Como se demostró, el límite de flujo mínimo del compresor está determinado por el punto de surge (C).

Atascamiento (Stall) del Compresor.

La capa límite de flujo moviendose a lo largo de los pasajes de difusión (impulsor, difusor sin vanos o difusor con vanos) puede ser retardada lo suficiente por un gradiente de presión que la lleve al reposo y la regrese, produciendo un remolino (eddy) y su separación de la pared. Si el flujo retacha contra la pared, el fenómeno se conoce como atascamiento transitorio o "transitory stall" y es comen cerca de la eficiencia pico del componente, donde la máxima conversión de presión estática es producida.

Si ocurre una separación completa, el área efectiva del pasaje se reduce y como consecuencia el gradiente de presión estática que

causó el atascamiento se reduce, permitiendo que la capa límite se pegue nuevamente, lo cual restablece el Área efectiva y así, el gradiente de presión estática regresa a las condiciones originales, las cuales produjeron el atascamiento o stall. Este "atascamiento totalmente desarrollado" puede alcanzar tal magnitud que la masa entera del flujo pueda ser momentáneamente traída al reposo y regresada a través de la etapa, desde la descarga a la entrada. El surge o antibombeo causado por este atascamiento del compresor es definido como una operación inestable de la unidad producida por la repetición de los periodos cortos de caída de flujo.

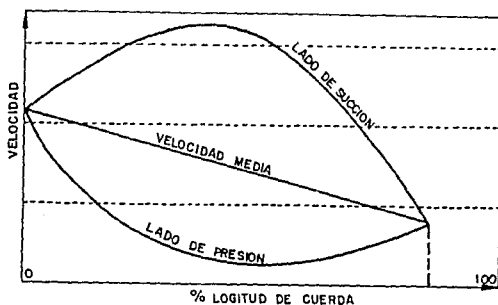


FIG. 4.47 DISTRIBUCION DE VELOCIDADES EN EL IMPULSOR

Causas del Atascamiento.

Atascamiento (stall) en impulsores.

Los canales del impulsor actúan como difusores rotatorios. El flujo en esos canales generalmente presenta grandes

desaceleraciones de velocidad relativa. El lado de presión de cada canal (el lado del álabe que empuja al flujo de gas) muestra el menor valor de velocidad, mientras que el lado de succión muestra mayor rapidez de desaceleración. ver figura 4.47.

Una reducción en el flujo, por disminución del nivel general de velocidades puede llevar al gas en el lado de presión hacia velocidad cero, mientras que al mismo tiempo la rapidez de desaceleración se incrementa. En ese caso podría ocurrir un flujo en reversa en cualquiera de los dos lados del álabe, iniciándose el atascamiento o stall.

La desaceleración grande de velocidad relativa en los canales del impulsor, causa un crecimiento grande de la capa límite. Conforme la capa límite es mas gruesa, se vuelve mas débil y mas sensible a la separación. La rotación de los canales del impulsor estabiliza la capa límite sobre el lado de presión de los álabes, pero incrementa la debilidad de la correspondiente al lado de succión. Como resultado, la capa límite mas gruesa está en el lado de succión del álabe, próxima a la descarga del impulsor. Un ángulo de incidencia positivo excesivo, por alteración de la distribución de velocidades, puede desencadenar la separación de flujo cerca de la descarga del impulsor causando atascamiento o stall. ver figura 4.48.

Debido a la falta de uniformidad de los canales del impulsor, un canal puede presentar atascamiento antes que los otros. La caída de flujo en ese pasaje deriva mas flujo a los pasajes adyacentes, incrementando la incidencia positiva en el canal de atrás en la rotación y reduciendo así la incidencia del de adelante. El pasaje localizado atrás sufre atascamiento reduciendo el ángulo de

incidencia del pasaje originalmente atascado, el cual sale de ese estado. Este fenómeno se sucede de pasaje a pasaje haciendo rotar el atascamiento en dirección opuesta a la rotación del impulsor, este fenómeno se conoce como "atascamiento rotante" (rotating stall).

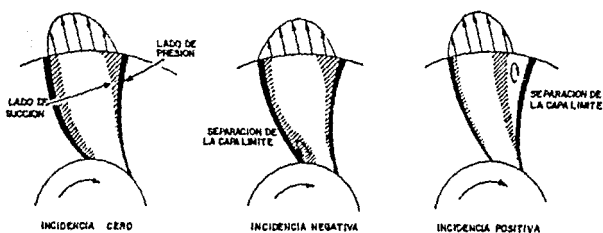


FIG. 4.48 EFECTO DE LA INCIDENCIA EN LA ACUMULACION DE LA CAPA LIMITE.

Choke o Stonewall.

El choke es el máximo flujo que un compresor puede manejar a una velocidad dada. En ese punto, la máquina es incapaz de producir ninguna relación de compresión neta y toda la energía suministrada al compresor es disipada como pérdidas. El choke también es conocido como "Stonewall", y no es dañino al compresor, simplemente limita el flujo a un máximo.

El choke puede ocurrir tanto en la región de entrada como del impulsor como en el difusor, si este cuenta con vanos. El choke ocurre debido a dos razones: a) Velocidad sónica o b) Atascamiento (stalling) por incidencia negativa.

Velocidad Sónica.

Cuando el flujo manejado por el compresor es aumentado, la velocidad del gas se incrementa también, teniendo su valor máximo en la sección de la garganta del inductor o en un lugar próximo a ésta, o bien en otros casos en la sección de la garganta de un difusor con vanos.

La sección de la garganta es la ventana perpendicular a la dirección de flujo, entre el borde de un alabe y el borde del siguiente. ver figura 4.49.

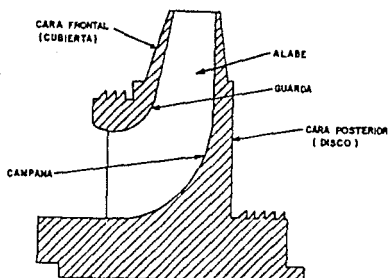


FIG. 4.49. PARTES DEL IMPULSOR DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

Si el flujo es suficientemente alto, puede causar velocidad sónica. El choke asociado con ésta produce tales pérdidas que determina el flujo máximo. Si ocurre el choke en el impulsor, el flujo volumétrico máximo puede ser incrementado aumentando la velocidad de rotación.

Se debe notar que pueden ocurrir velocidades supersónicas localmente en el inductor, cerca del diámetro superior, sin

producir choke, debido a que las velocidades del gas en el resto de la sección transversal son a menudo menores; así que un incremento en el flujo másico puede ser acomodado en las regiones de menor velocidad.

Angulo de incidencia Negativo.

En un punto de operación fuera de diseño, el flujo alcanza a los álabes del impulsor (o vanos del difusor) bajo un cierto ángulo de ataque. Esto causa una distorsión de la distribución de velocidades a lo largo de los álabes, esta distorsión disminuye el área de flujo. En el caso de difusores con vanos, aún un ligero ángulo de ataque abajo del correspondiente al valor de diseño del ángulo de incidencia en los vanos del difusor rápidamente resulta en choke a altas relaciones de compresión. Al valor de este ángulo de incidencia es llamado "atascamiento por incidencia negativa" (negative stalling incidence).

Regulación de Capacidad y Control.

Curva de demanda.

Con objeto de realizar un estudio del control y regulación de capacidad de un compresor centrífugo consideremos primeramente el análisis de las curvas de demanda (o del sistema) diferentes que pueden existir, ver figura 4.50, la cual muestra la curva carga-capacidad del compresor A-E y el punto normal de operación A. Las curvas mostradas correspondientes a una unidad de velocidad variable y existen por lo tanto otras a las diferentes velocidades de operación factibles.

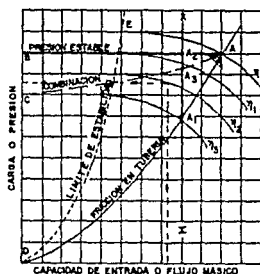


FIG. 4.50 TIPOS DE CURVA DEL SISTEMA.

Si la resistencia del sistema es solamente fricción en las tuberías, contra la cual el compresor debe descargar, la curva del sistema será de la forma AD. Esta es la característica típica de gasoductos.

Si la resistencia del sistema es solamente contrapresión y las pérdidas en las tuberías son muy pequeñas, la carga será esencialmente constante de la forma AB.

Pero el caso más frecuente es la combinación de los dos efectos siendo la forma más usual del sistema una curva como AC.

El compresor dado cumplirá la demanda normal (A) para cualquiera de esas curvas de sistema cuando opera a una velocidad N . Supongamos que la capacidad requerida disminuye a un valor menor representado por la línea X-X.

Con un control de velocidad variable, si la curva de demanda fuera AD, la velocidad disminuiría a N_3 y la operación estaría definida por el punto A. Si la curva del sistema fuera AB, la velocidad

disminuiría solo ligeramente a un valor entre N_1 y N y la operación estaría definida por el punto A2. Para el caso más usual, la curva del sistema AC, la velocidad requerida estaría entre N_1 y N_2 y la operación estaría definida por el punto A3. Esto demuestra que el tipo de carga o característica del sistema influencia la reacción de la máquina al cambio de condiciones requeridas. Es importante que se conozca la curva de demanda del sistema cuando se diseña o especifica el sistema de control.

Un cambio en la capacidad ha sido estudiado arriba, pero si la presión básica del sistema, de la curva de demanda AB o AC fuera variable, el resultado sería similar. Otros métodos de control, usados en máquinas de control constante, reaccionarían de la misma manera general, aunque las curvas características serían diferentes.

Métodos de Control.

Para el control de compresores centrifugos se usan tres métodos generales, con variaciones y refinamientos en cada método. El control puede ser diseñado para mantener la presión de entrada, la de descarga o el volumen constante. Estos métodos serían los indicados abajo con sus características principales.

1.- Velocidad variable.

Por medio de: Turbinas de vapor.

Motores de velocidad variable.

Coples hidráulicos o magnéticos.

2.-Venteo (Blowoff) del flujo no deseado.

Hacia: La atmósfera.

Recirculado.

3.-Estrangulamiento de la succión.

Por medio de: Valvula de mariposa (Blast gate).

Aletas guía de entrada.

El método de velocidad variable es el mas simple y mas económico desde el punto de vista del compresor. El accionamiento ideal para este método es la turbina de vapor ya que presenta cualidades exelentes de operación a velocidad variable.

Con turbinas de gas se presentan dos casos. Para las turbinas de una sola flecha en las cuales se tiene cierta limitación en cuanto a la variación permigible de velocidad. Las turbinas de gas de dos flechas son mas flexibles en cuanto al cambio de velocidad permisible. Cualquiera de los tipos de accionamiento en un compresor centrifugo, proporcina muy buenas características de funcionamiento para la mayoría de las aplicaciones dadas las características carga-capacidad del compresor centrifugo.

Los motores de velocidad variable son disponibles en el mercado pero resultan caros además de ser poco eficientes. Los coples hidráulicos también pueden emplearse aunque son de baja eficiencia, la cual es aún menor cuando se opera a bajas velocidades.

Se puede decir que el accionamiento ideal para control del compresor por velocidad variable es la turbina de vapor.

El método de control por venteo o recirculación es usado ocasionalmente. En el método de venteo normalmente una porción de flujo sería venteadada a la atmosfera. En el método de recirculación se estrangularía una porción del gas para derivarla hacia la succión, para ser tomada nuevamente por el compresor, desde luego que esta porción de flujo debe ser enfrlada antes de ser mezclada con el flujo de succión, para prevenir una excesiva elevación de

temperatura de la succión y la de descarga. En este caso no existe ningún ahorro de energía dado que el compresor opera continuamente a plena capacidad y presión de descarga.

Estrangulamiento en la succión. Con este método se reduce la presión de descarga para un flujo de entrada dado o se reduce el flujo de entrada para una presión de descarga dada. Este método es ampliamente usado para máquinas de velocidad constante. En máquinas de baja potencia el estrangulamiento es hecho con una "blast gate" o válvula de mariposa en la línea de succión.

Cuando se involucran unidades mayores se instalan aletas guía a la entrada del compresor, justo adelante del primer impulsor. Estas no solo estrangulan parcialmente el flujo, sino que dan una prerrotación al gas que entra a esta etapa. Esto tiene el efecto adicional de alterar las características del primer impulsor disminuyendo el límite de surge, lo cual frecuentemente es deseable. En la figura 4.51 se muestra el efecto típico de tal método de regulación. El ahorro de energía es menor que en las unidades de velocidad variable pero aún es significativo. El efecto de las aletas guía de entrada depende del número de etapas. Tanto la válvula de mariposa como las aletas guía pueden ser controladas automática o manualmente.

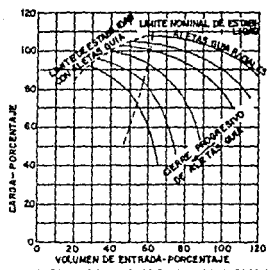


FIG. 4-51 EFECTO DE LA ROTACION DE LAS ALETAS QUIJAS SOBRE LAS CARACTERISTICAS DE UN COMPRESOR DE VELOCIDAD CONSTANTE

CAPITULO 5

INTRODUCCION A LAS BOMBAS

5.1

TIPOS DE BOMBAS Y CAMPO DE APLICACION

Las bombas son los equipos que a través de la historia del desarrollo de la tecnología mas se han usado y en la actualidad su aplicación solo se ve superada en número por el uso del motor eléctrico.

Dada la amplia aplicabilidad de este tipo de equipos, se tiene una amplia variedad tanto en tamaño como tipos e incluso fabricantes. También debido a esta popularidad en el uso de este equipo existe una gran variedad de publicaciones al respecto, que muchas veces tratan los mismos aspectos desde diferentes puntos de vista y proporcionan, algunas veces, criterios demasiado generales, que no aclaran nada, o que se contraponen a lo expuesto en otras publicaciones. Esta vastedad de información resulta algunas veces conflictiva y retrasa la toma de decisiones, por lo que en este capítulo se pretende presentar de la manera mas clara y concisa posible los aspectos fundamentales respecto a este tipo de equipos.

Al igual que otros tipos de equipos existen diferentes criterios de clasificación de bombas, el mas común y razonable que se usa en la actualidad es uno que toma como primer punto para hacer la clasificación al principio, por medio del cual la energía es agregada al fluido. Después se sigue con el medio por el cual la energía es implementada y finalmente delinea la geometría comunmente empleada. Este sistema se relaciona por lo tanto a la bomba en si o aún a los materiales de los que es construida.

Con este sistema las bombas quedan clasificadas como se indica en

la figura 5.01 teniéndose dos categorías principales (1) dinámica, en las cuales la energía es agregada continuamente para incrementar la velocidad del fluido dentro de la máquina a valores mayores a los que se tienen en la descarga de tal forma que se tiene una subsecuente reducción de velocidad del fluido dentro de la bomba o fuera de la misma, con el correspondiente aumento en la presión.

La segunda gran categoría (2) es la de desplazamiento en la cual la energía es periódicamente agregada por la aplicación de una fuerza a una o mas fronteras móviles de cualquier número deseado de envolvente, volúmenes contenedores de fluido, resultando en un incremento de presión hasta el valor requerido para mover al fluido a través de las válvulas o puntos de descarga hacia la línea de descarga.

Las bombas dinámicas a su vez se subdividen en varios tipos de bombas centrífugas y varias de efecto especial.

Las bombas de desplazamiento esencialmente se subdividen en los tipos recíprocante y rotatoria, dependiendo de la naturaleza del movimiento de los elementos que producen la elevación de presión, cada una de estas clasificaciones mayores pueden subdividirse adicionalmente en varios tipos específicos de importancia comercial.

CAMPOS DE APLICACION

En función de los requerimientos de presión y de flujo manejado, cada una de las bombas tienen un cierto campo de aplicación. En la figura 5.02 se presenta el campo de cobertura aproximada para los

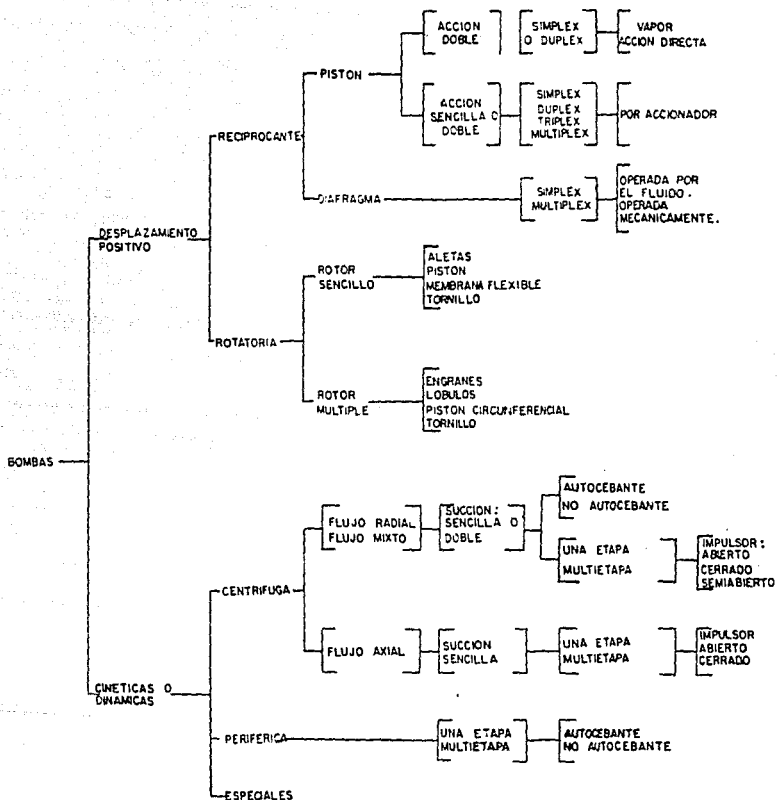
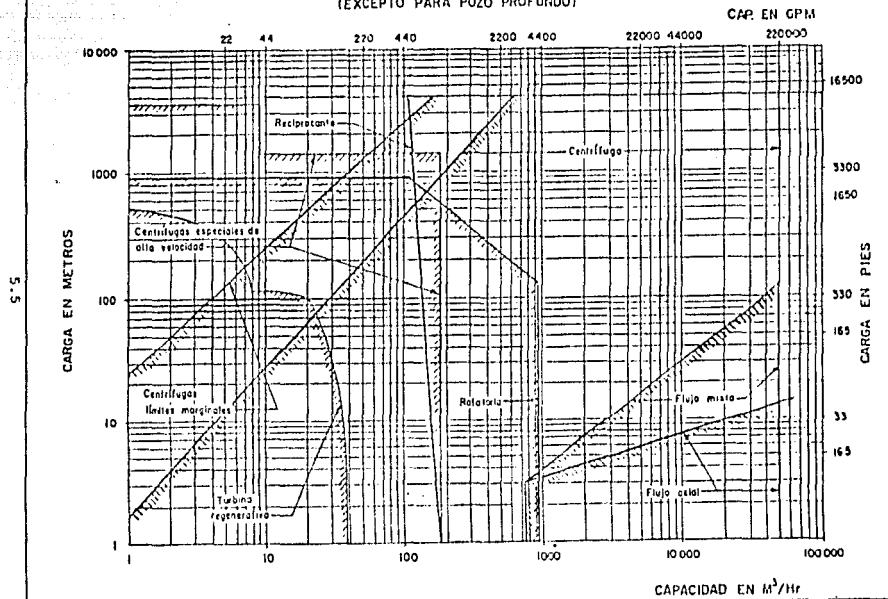


Fig. 5.01 CLASIFICACION DE BOMBAS

Fig. 5.02 RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS COMUNES Y DE PROCESO
(EXCEPTO PARA POZO PROFUNDO)



principales tipos de bombas.

BOMBA CENTRIFUGA

PRINCIPIOS DE OPERACION

Una bomba centrífuga consiste de un conjunto de álabes rotantes, encerrados dentro de un encapsulado o carcaza y que es empleada para impartir energía al fluido por medio de la fuerza centrífuga. Así sin considerar todos sus refinamientos, una bomba centrífuga tiene dos partes principales: (1) un elemento rotante que incluye el impulsor y la flecha y (2) un elemento estacionario constituido por la carcaza, caja de empaquetadura y cojinetes.

En una bomba centrífuga, el líquido es forzado por la presión atmosférica o alguna otra presión, hacia dentro del conjunto de álabes rotantes. Este conjunto de álabes constituye el impulsor, el cual descarga al líquido en su periferia a una velocidad mayor. Esta velocidad es convertida en energía y presión por medio de una voluta, ver figura 5.03 o por medio de un conjunto de álabes estacionarios de difusión, ver figura 5.04, localizado en la periferia del impulsor. Las bombas con carcazas en forma de voluta son llamadas comúnmente bombas tipo voluta, mientras que las bombas que emplean el conjunto de álabes de difusión para realizar la transformación de velocidad en energía de presión son llamadas comúnmente bombas tipo difusor. Anteriormente las bombas tipo difusor han sido llamadas comúnmente bombas tipo turbina, pero recientemente este término se ha aplicado selectivamente para las bombas verticales de pozo profundo, centrífugas tipo difusor, los cuales son referidos como bombas verticales tipo turbina.

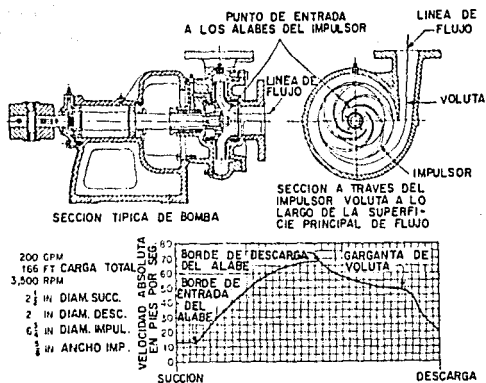


Fig. 5.03 BOMBA TIPO VOLUTA DE SIMPLE ETAPA CON SUCCION EN EL EXTREMO

En la figura 5.03 se muestra la trayectoria de flujo pasando a través de una bomba centrífuga tipo voluta de succión en el extremo, cuando opera a su capacidad nominal (rated capacity) a la cual la mayor eficiencia es obtenida.

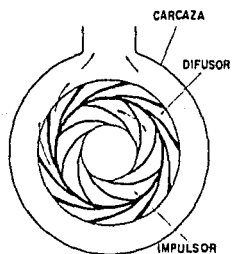


Fig. 5.04 BOMBA TIPICA TIPO DIFUSOR

Los impulsores son clasificados de acuerdo a la direccion principal del flujo, referida al eje de rotacion. Asi las bombas centrifugas pueden tener impulsores de los siguientes tipos:

1. Flujo radial (ver figura 5.05, 5.06 y 5.07)
2. Flujo axial (ver figura 5.08).
3. Flujo mixto, en los cuales se combinan los principios de flujo axial y flujo radial (ver figura 5.09).



Fig. 5.05 IMPULSOR CERRADO DE ALABES RECTOS DE SUCCION SENCILLA



Fig. 5.06 IMPULSORES TIPO ABIERTO, TÍPICOS



Fig. 5.07 IMPULSOR SEMI ABIERTO (ABIERTO CON CUBIERTA PARCIAL)

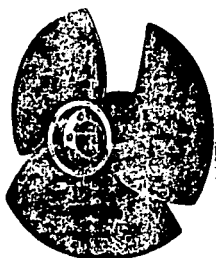


Fig. 5.08 IMPULSOR DE FLUJO AXIAL



Fig. 5.09 IMPULSOR ABIERTO DE FLUJO MIXTO.

Adicionalmente, en función de el o los puntos por donde el flujo entra al impulsor, estos son clasificados :

1. Succión sencilla. Con una sola entrada por un lado del impulsor (ver figura 5.05 y 5.07).
2. Succión doble. Con entrada de flujo al impulsor, simultaneamente desde ambos lados (ver figura 5.10).

En atención a la construcción mecánica, los impulsores pueden también clasificarse como:

1. Cerrados, con guardas o paredes laterales que encierran los pasajes del fluido (ver figura 5.05).
2. Abierto, sin guardas (ver figura 5.08).
3. Semiabierto, o semicerrado, con guarda o pared lateral solo en un lado de los alabes. (Ver figura 5.07).

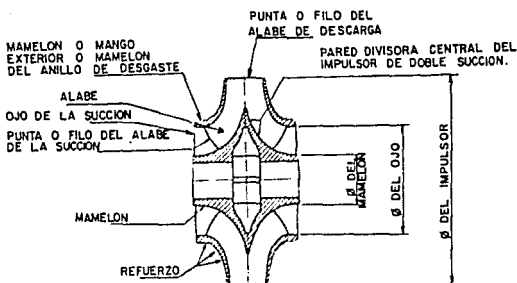


Fig. 5.10 PARTES DE UN IMPULSOR DE DOBLE SUCCION

Si la bomba es una en la cual la carga es desarrollada solo por un impulsor, esta es llamada bomba de una etapa. A menudo la carga total a ser desarrollada, requiere del empleo de dos o mas impulsores operando en serie, cada uno tomando su succión de la descarga del impulsor precedente. Para este propósito, dos o mas bombas de una etapa pueden conectarse en serie o bien todos los impulsores pueden montarse en una sola flecha e incorporarse dentro de una sola carcasa. En este caso la unidad se llama bomba multietapa.

El diseño mecánico de la carcasa proporciona un elemento adicional para la clasificación de las bombas centrifugas, teniéndose las clases de partición axial y de partición radial. Para esta clasificación la flecha es la que determina si es axial cuando la partición es paralela a aquella y radial si es perpendicular.

También el eje de rotación determina si la carcasa esta en posición horizontal o vertical. Para las bombas centrifugas horizontales se tiene una clasificación adicional en función de

la posición de la boquilla de succión y pueden ser:

1. Succión en el extremo (end suction) (ver figuras 5.03 y 5.11).
2. Succión lateral (side suction) (ver figuras 5.12 y 5.13).
3. Succión inferior (bottom suction) (ver figuras 5.14).
4. Succión superior (top suction) (ver figuras 5.15).

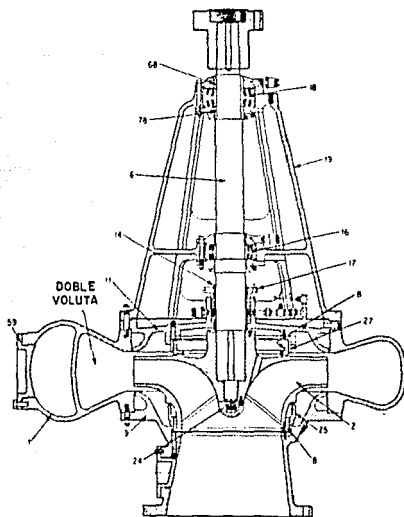


Fig. 5.11 VISTA SECCIONAL DE UNA BOMBA DE FLECHA VERTICAL CON SUCCION EN EL EXTREMO, CARCAZA TIPO DOBLE VOLUTA . (NUMEROS REFERIDOS A LA TABLA 5.01)

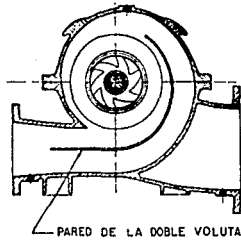


Fig. 512 SECCION TRANSVERSAL DE UNA BOMBA CON SUCCION LATERAL, CARCAZA TIPO DOBLE VOLUTA

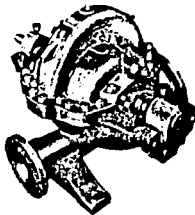


Fig. 513 BOMBA CON CARCAZA DE PARTICION AXIAL, SUCCION LATERAL E IMPULSOR DE DOBLE SUCCION

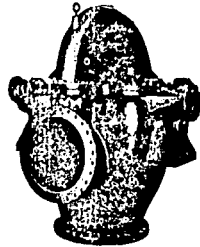


Fig. 514 BOMBA DE UNA ETAPA, PARTICION AXIAL Y SUCCION INFERIOR

Algunas bombas operan en la superficie, mientras que el líquido que están bombeando llega a la bomba a través de una tubería. Sin embargo otras bombas, la mayoría de estas de tipo vertical, operan sumergidas en el líquido. Estas dos formas de operación dan la clasificación en los tipos de fosa seca (dry-pit) y de fosa húmeda (wet-pit). Las bombas de fosa húmeda son normalmente de flujo axial, o del tipo de turbina vertical. En estas, el líquido es descargado hacia arriba a través de la "bajante de soporte" o tubo de columna, entregando la descarga arriba o abajo del peso donde

se soporta la bomba. Estas bombas consecuentemente se designan como unidades de descarga arriba del piso (above-ground discharge) o descarga abajo del piso (below-ground discharge).

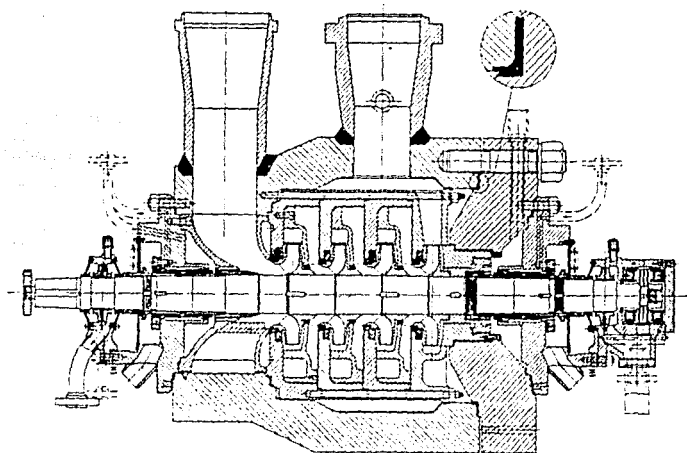


Fig. 5.15 BOMBA DE DOBLE CARCAZA, MULTITAPA, CON PARTICION RADIAL, SUCCION Y DESCARGA SUPERIORES

En México, la Dirección General de Normas de la Secretaría de Industria y Comercio, tiene una norma que define los nombres de las diferentes partes de una bomba, sin embargo, aunque oficial, esta norma en la practica se aplica raramente al menos de una manera estricta y completa.

La nomenclatura de dicha norma se presenta en las figuras 5.16, 5.17 y 5.18. Las normas mexicanas relacionadas son: B-43-1968 (Nomenclatura de partes) y R-5-1970 (Terminología de bombas).

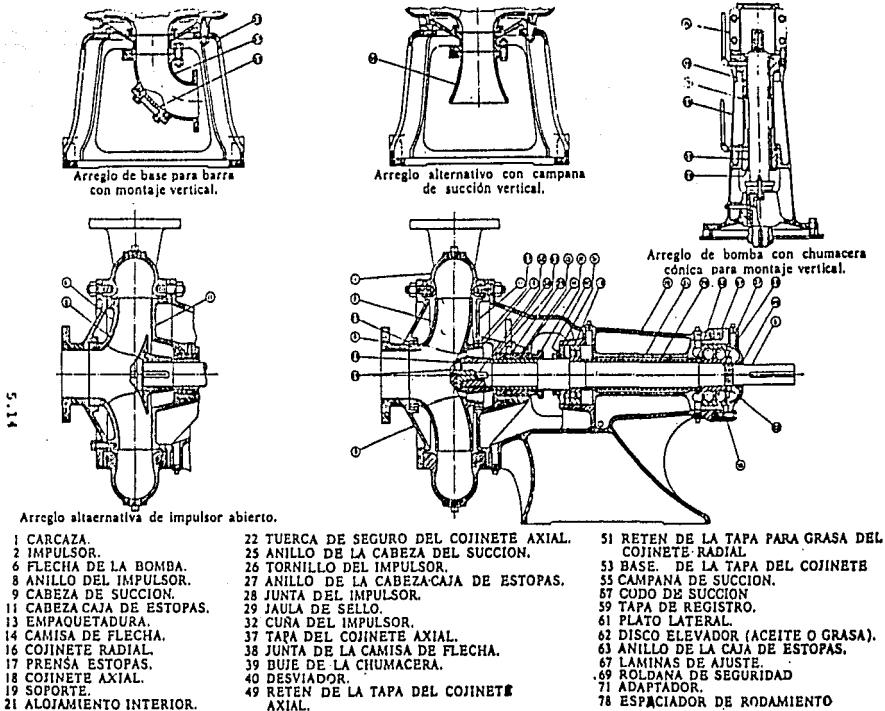


Fig. 5.16 BOMBA DE SUCCION EN EL EXTREMO Y MODIFICACIONES

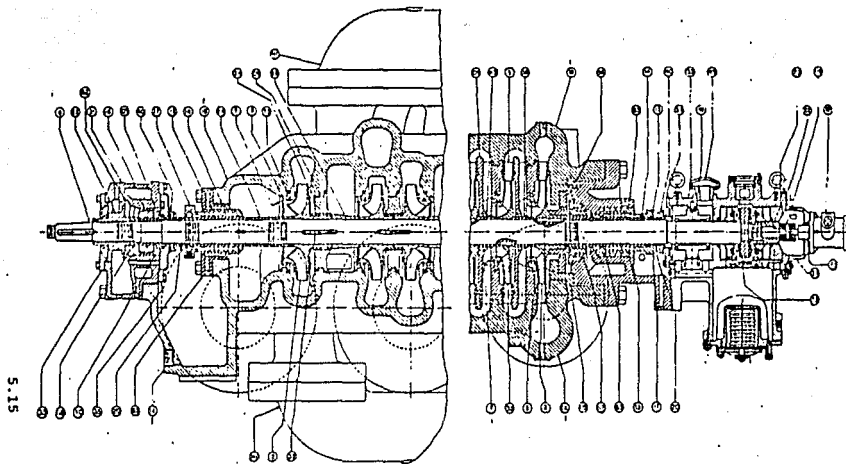
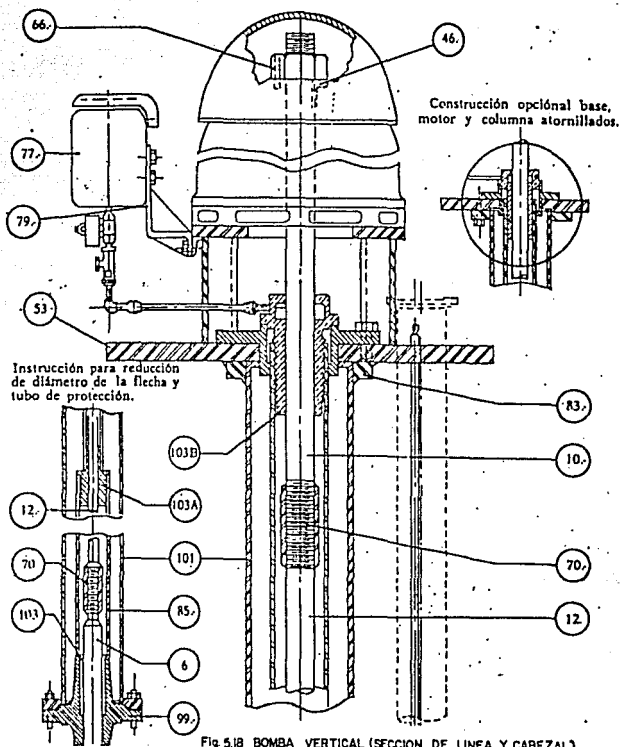


Fig. 517 BOMBA MULTITAPA Y MODIFICACIONES

- | | | |
|-----------------------------------|--|----------------------------------|
| 1 A CARCAZA (MITAD INFERIOR). | 24 TUERCA DEL IMPULSOR. | 68 COLLARIN DE FLECHA. |
| 1 B CARCAZA (MITAD SUPERIOR). | 31 ALOJAMIENTO DEL COJINETE RADIAL. | 72 COLLARIN AXIAL. |
| 2 IMPULSOR. | 32 CURVA DEL IMPULSOR. | 73 JUNTA. |
| 5 DIFUSOR. | 33 ALOJAMIENTO DEL COJINETE AXIAL. | 83 CAJA DE ESTOPAS. |
| 6 FLECHA DE LA BOMBA. | 34 CAMISA DEL CUBO DEL IMPULSOR. | 107 PANTALLA RETEN DE ACEITE. |
| 7 ANILLO DE LA CARCAZA. | 35 TAPA DEL COJINETE RADIAL. | 109 SEPARADOR DE PASOS. |
| 8 ANILLO DEL IMPULSOR. | 37 TAPA DEL COJINETE AXIAL. | 111 CONEXION ENTRE PASOS. |
| 13 EMPAQUETADURA. | 40 DESVIADOR. | 113 BUJE DEL SEPARADOR DE PASOS. |
| 14 CAMISA DE FLECHA. | 45 TAPA DE ACEITE PARA LA TAPA DEL COJINETE. | 115 ANILLO COMPENSADOR. |
| 16 COJINETE RADIAL. | 56 DISCO COMPENSADOR. | 117 BUJE REDUCTOR. |
| 17 PRENSA ESTOPAS. | 58 BUJE ESPACIADOR ENTRE-PASOS. | 119 COPLE DE LA BOMBA DE ACEITE. |
| 18 COJINETE AXIAL. | 62 DISCO ELEVADOR (ACEITE-GRASA). | 121 BOMBA DE ACEITE. |
| 20 TUERCA DE LA CAMISA DE FLECHA. | 63 ANILLO DE LA CAJA DE ESTOPAS. | |
| 22 TUERCA DE SEG. DEL COJ. AXIAL. | | |



6.—FLECHA DE LA BOMBA.
 10.—FLECHA SUPERIOR.
 12.—FLECHA DE LA LINEA.
 46.—CUNA DEL COPLÉ.
 53.—PEDESTAL.
 66.—TUERCA DE AJUSTE.
 70.—COPLÉ DE LA FLECHA.
 77.—LUBRICADOR.

79.—SOPORTE DEL LUBRICADOR.
 83.—CAJA DE ESTOPAS.
 85.—TUBO DE PROTECCION.
 99.—SOPORTE DE CHUMACERA.
 101.—TUBERIA DE COLUMNA.
 103.—CHUMACERA DE CONEXION.
 103A.—CHUMACERA DE REDUCCION.
 103B.—CHUMACERA DE AJUSTES.

En la practica, sin embargo, la nomenclatura y designación de partes queda regida por el Instituto de Hidraulica de Estados Unidos, con las traducciones a las diferentes partes dadas en el desempeño practico de las diferentes partes que tienen que ver con estos equipos, es decir, fabricante, vendedores, firmas de ingenieria, usuarios, personal de mantenimiento y operación principalmente.

Las figuras 5.11, 5.19 y 5.20 muestran la construcción típica de una bomba horizontal de doble succión, tipo voluta, una bomba vertical de fosa seca tipo voluta y una bomba tipo propela de succión por tazón, de flujo axial y etapa simple, respectivamente, mientras que la descripción de las partes se encuentran indicadas en la tabla 5.01 con los nombres en inglés recomendados por el Instituto de Hidraulica y su traducción como al español.

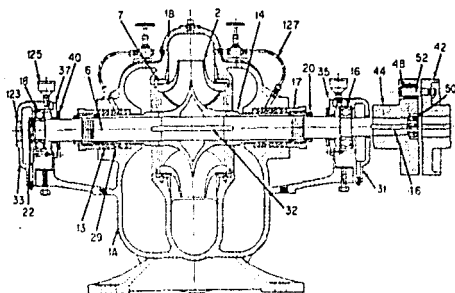


Fig. 5.19 BOMBA HORIZONTAL TIPO VOLUTA, DE UNA ETAPA, DOBLE SUCCION. (NUMEROS REFERIDOS A TABLA 5.01)

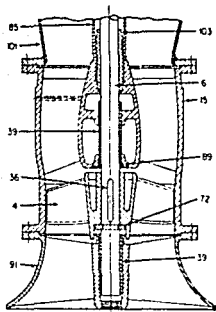


Fig. 5.20 BOMBA VERTICAL HUMEDA DE POZO, CON TAZON TIPO DIFUSOR. (NUMEROS REFERIDOS A TABLA 5.01)

TABLA 5.01

NOMBRES RECOMENDADOS DE LAS DIFERENTES PARTES DE BOMBAS CENTRIFUGAS

LOS NUMEROS CORRESPONDEN A LAS PARTES INDICADAS EN LAS FIGURAS 5.19, 5.20 Y 5.11 .

NO.	NOMBRE (INGLES)	NOMBRE (ESPAÑOL)
1	CASING	CARCAZA
1A	CASING (LOWER HALF)	CARCAZA (PARTE INFERIOR)
1B	CASING (UPPER HALF)	CARCAZA (PARTE SUPERIOR)
2	IMPELLER	IMPULSOR
4	PROPELLER	PROPELA
6	PUMP-SHAFT	FLECHA
7	CASING RING	ANILLO DE DESGASTE DE CARCAZA
8	IMPELLER RING	ANILLO DE DESGASTE DE IMPULSOR

9	SUCTION COVER	CUBIERTA DE SUCCION
11	STUFFING BOX COVER	CUBIERTA DE CAJA DE EMPAQUETADURA
13	PACKING	EMPAQUETADURA
14	SHAFT SLEEVE	CAMISA DE FLECHA
15	DISCHARGE BOWL	TAZON DE DESCARGA
16	BEARING (IN BOARD)	COJINETE
17	GLAND	TAPA DE SELLO
18	BEARING (OUT BOARD)	COJINETE
19	FRAME	ARMAZON
20	SHAFT SLEEVE NUT	TUERCA DE CAMISA DE FLECHA
22	BEARING LOCK NUT	TUERCA SEGURO DE COJINETE
24	IMPELLER NUT	TUERCA DE IMPULSOR
25	SUCTION HEAD RING	ANILLO DE DESGASTE DE SUCCION
27	STUFFING BOX COVER RING	ANILLO DE ESTRANGULACION A CAJA DE EMPAQUETADURA
29	SEAL CAGE	CAJA DE SELLOS
31	BEARING HOUSING (IN BOARD)	CAJA DE COJINETES
32	IMPELLER KEY	CUMA DEL IMPULSOR
33	BEARING HOUSING (OUT BOARD)	CAJA DE COJINETES
35	BEARING COVER (IN BOARD)	TAPA DE CAJA DE COJINETES
36	PROPELLER KEY	CU~NA DE PROPELA
37	BEARING COVER (OUT BOARD)	TAPA DE CAJA DE COJINETES

39	BEARING BUSHING	CASQUILLO DE CHUMACERA
40	DEFLECTOR	DEFLECTOR
42	COUPLING (DRIVER HALF)	COPE (MITAD DE ACCIONADOR)
44	COUPLING (PUMP HALF)	COPE (MITAD DE BOMBA)
46	COUPLING KEY	CUNA DE COPLES
48	COUPLING BUSHING	CASQUILLO DE COPLE
50	COUPLING LOCK NUT	TUERCA SEGURO DE COPLE
52	COUPLING PIN	PERNO DE COPLE
59	HAND HOLE COVER	CUBIERTA PARA ENTRADA DE MANO PARA INSPECCION
68	SHAFT COLLAR	COLLARIN DE FLECHA
72	THRUST COLLAR	COLLARIN DE EMPUJE
78	BEARING SPACER	ESPACIADOR DE COJINETES
85	SHAFT ENCLOSING TUBE	CUBIERTA DE LA FLECHA
89	SEAL	SELLO DE LA CUBIERTA
91	SUCTION BOWL	CAMPANA DE SUCCION
101	COLUMN PIPE	COLUMNA
103	CONNECTOR BEARING	CONECTOR DE RODAMIENTOS
123	BEARING END COVER	CUBIERTA DE CAJA DE COJINETES
125	GREASE (OIL) CUP	RECEPTOR DE ACEITE O GRASA
127	SEAL PIPING (TUBING)	TUBERIA O TUBING DE FLUIDO DE SELLO

VARIANTES ESPECIALES DE LAS BOMBAS DINAMICAS

Ademas de las bombas centrifugas, que son los equipos mas usados en la industria, dentro del tipo dinamico existen variantes de características poco usuales en cuanto a su diseño y operación. La aplicación que cada uno de estos tipos tiene se indican en la descripción de cada tipo. Estas bombas, aunque muy especiales, se encuentran comercialmente disponibles, de tal forma que no se indican datos meramente experimentales o de prototipo.

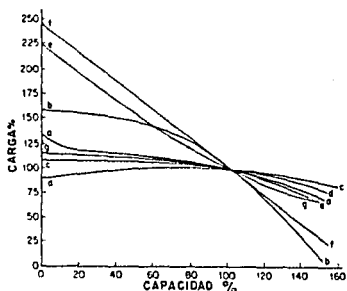


Fig. 5.21 FORMA DE LA CURVA CARGA-CAPACIDAD PARA VARIAS BOMBAS: (A) REVERSIBLE, (B) HERMETICAMENTE SELLADA, (C) DE REMOLINO, (D) DE ROTOR LAMINADO, (E) DE ROTOR INCLINADO, (F) DE TURBINA REGENERATIVA, (G) DE CARCAZA ROTATORIA.

BOMBA CENTRIFUGA REVERSIBLE

CARACTERISTICAS.- Baja capacidad y baja carga (20 a 50 gpm y 20 a 50 ft), velocidad específica de aproximadamente 900, curva de funcionamiento plana, ver fig. 5.21 curva A.

APLICACIONES.- Circulación de agua para motores diesel, compresores u otras máquinas enfriadas con agua. También se aplican para cualquier servicio dentro del rango de carga-capacidad donde la dirección de flujo permanezca constante aun con rotación inversa del accionamiento.

DESCRIPCION.- Es básicamente una bomba centrífuga con una carcasa concéntrica con succión en el extremo y boquilla de descarga en dirección radial, el impulsor tiene alabes rectos radiales. Ver figura 5.22.

VENTAJAS.- La bomba entrega el mismo flujo con la misma carga para cualquiera de las dos direcciones de rotación de la flecha.

DESVENTAJAS.- Presenta baja eficiencia (30 a 40%). No existe variedad de tamaños y fabricante, actualmente su diseño es limitado a unidades pequeñas, la capacidad solo se puede obtener en diferentes valores por variación de velocidad, la cual en los diseños comerciales es limitada actualmente a 2000 rpm.

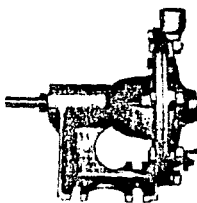


Fig. 5.22 BOMBA REVERSIBLE
(GARDNER-DENVER CO)

BOMBA CENTRIFUGA DE ACCIONADOR MAGNETICO HERMETICAMENTE SELLADA

CARACTERISTICAS.- Baja capacidad y baja carga (3 a 60 gpm y 10 a 50 ft), velocidad específica en el rango de 1300 a 2300. Curva

característica plana. Ver figura 5.21.

APLICACION.- Se aplican en la industria química, de electroplateado, industria de proceso y cualquier aplicación donde en absoluto no sea permisible fuga alguna.

DESCRIPCION.- Ver figura 5.23 como referencia de un dibujo seccional de este tipo. La bomba es básicamente una bomba centrífuga con una carcasa (usualmente de algún plástico como polipropileno) completamente cerrada, excepto por las conexiones de succión y descarga. El impulsor (usualmente también de plástico) es construida con un eje central posterior sobre dimensionado, el cual tiene un magneto circular fijo a su periferia. Hay un claro estrecho entre el magneto del impulsor y la parte interna de la carcasa posterior. El motor de accionamiento tiene un magneto circular fijo a su flecha, este magneto del accionador tiene también un claro estrecho con la parte exterior de la carcasa posterior. El impulsor es accionado por medio de interacción de los dos magnetos y dado que no hay flecha que se extienda a través de la carcasa, no se requiere ningún sistema de sellado.

VENTAJAS.- La ventaja básica de este tipo de bombas es que no existen sellos de flecha, por lo que no existe posibilidad de fugas.

DESVENTAJAS.- Debido a la limitación en el torque que es posible transmitir por el accionamiento magnético, esta bomba solo puede ser usada en aplicaciones que requieran bajo torque. Dentro de las limitaciones de carga y capacidad indicadas arriba, la densidad relativa del fluido manejado queda limitada a un valor de 1.3 y la

viscosidad a valores inferiores a 150 SSU.

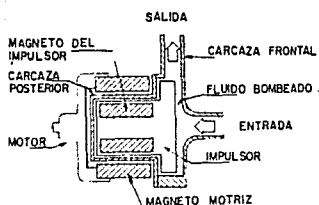


Fig. 5.23 BOMBA MAGNETICA HERMETICAMENTE SELLADA. (EASTERN INDUSTRIES)

BOMBA DE REMOLINO (ELEVADOR DE CORTANTE)

CARACTERISTICAS.- Presenta características de capacidad y cargas moderadas (hasta 4000 gpm y hasta 100 ft). La velocidad específica de estas unidades está en el rango de 1500 a 2800. La curva característica de este tipo de bombas también es plana, debido al diseño de álabes en dirección radial, rectas.

APLICACION.- Se utiliza en el manejo de drenajes, slurries, líquidos conteniendo sólidos y fluidos con arrastre de aire o gas.

DESCRIPCION.- La bomba consiste de una carcasa concéntrica con la boquilla de succión en posición axial y descarga en dirección tangencial. El impulsor consiste de álabes radiales usualmente (pero no necesariamente) rectos, que se encuentran retraídos en la dirección axial en la carcasa. Lo retraído de los álabes puede ser completo, es decir, del 100% (esto es, que el impulsor completamente está fuera de la corriente del flujo), hasta un 50% de retracción (o sea que la mitad de los álabes está en la corriente del flujo y la otra mitad fuera). El impulsor rotante crea un remolino en la carcasa, el cual mueve al fluido desde la

succión localizada en el centro hacia la descarga localizada tangencialmente. Dado que el fluido cambiado no tiene que pasar a través de ningún pasaje del impulsor, el tamaño de sólidos manejados queda únicamente limitado por los diámetros de succión y descarga. También, dado que la acción de bombeo es inducida por el remolino en lugar de los álabes del impulsor, este tipo de bomba puede manejar porcentajes mayores de aire y gases arrastrados en comparación con las bombas centrífugas estándar, donde los porcentajes elevados de aire bloquearían los pasajes de los álabes y detendrían el flujo.

Una ilustración esquemática de este tipo de bombas se muestra en la figura 5.24.

VENTAJAS.- Es posible manejar sólidos y gases, requiere relativamente bajos valores de NPSH .

DESVENTAJAS.- Presenta eficiencias relativamente bajas (35 a 55%).

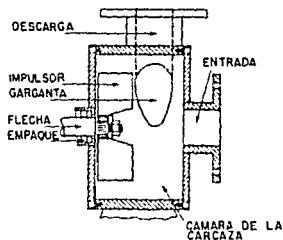


Fig. 5.24 BOMBA DE REMOLINO. SECCION ESQUEMATICA (ALLIS CHALMERS)

BOMBA DE ROTOR LAMINADO

CARACTERISTICAS.- Las características de este tipo son de media carga y capacidad (hasta 1000 gpm y 300 ft). La velocidad

especifica de este tipo de unidades se encuentra en el rango de 700 a 1000, la curva carga-capacidad es esencialmente plana. Ver figura 5.21.

APLICACION.- Este es un tipo de bomba que aunque no es usado generalmente presenta buenas características de aplicación para fluidos con viscosidades relativamente altas (2000 a 8000 SSU), de aquí su posibilidad de uso en procesos que manejan fluidos viscosos cuando la bomba de engranes no pueda ser usada.

DESCRIPCION.- La bomba consta de un rotor de muchos discos planos, cada uno con uno o más agujeros en el centro, apilados axialmente y separados por pequeños espaciadores. Este rotor es colocado dentro de una carcasa tipo voluta convencional de succión en el extremo (end suction), la pila de discos se fija en un extremo a la flecha. El fluido entra al rotor a través de los agujeros en los discos y es energizada por medio de la fuerza centrífuga, saliendo del rotor en la periferia.

Como el rotor no tiene alabes, toda la energía transferida del rotor al fluido es por la acción de arrastre viscoso entre los discos y el fluido.

VENTAJAS.- Es de características muy adecuadas cuando se requiere de una curva plana especialmente con fluidos viscosos. Comparada a la bomba de engranes o alguna otra de desplazamiento positivo, presenta características de descarga "suave" (no pulsante). Requiere de bajo NPSH.

DESVENTAJAS.- El rotor presenta dificultad de construcción, de tal forma que es una bomba cara de producir. No puede manejar ninguna cantidad de sólidos arrastrados en el fluido debido a los pequeños

claros entre los discos.

No existe en la actualidad fabricación comercial de este tipo de bomba.

BOMBA DE ROTOR INCLINADO

CARACTERISTICAS.- Presenta características de operación de capacidad media y baja carga (hasta 3000 gpm y hasta 75 ft, aunque puede construirse en capacidades mayores). La velocidad específica esta en el rango de 2500 a 5000, presenta una curva de funcionamiento carga-capacidad plana descendente con una pendiente muy pronunciada. Ver figura 5.21.

APLICACION.- Se usa en sistemas de drenaje para manejo de lodos, minerales dispersos en líquidos, en general para manejo de fluidos conteniendo altos porcentajes de sólidos cortables.

DESCRIPCION.- El rotor consiste de una placa elíptica plana montada en un ángulo de aproximadamente 45 grados sobre una flecha rotante. Usualmente esta placa presenta dientes maquinados alrededor de su periferia. Este rotor se localiza en una carcasa tubular concéntrica, presentando su boquilla de entrada axial alineada a la flecha, la descarga se ubica radialmente a la carcasa, entre la periferia de la placa del rotor y la carcasa se dejan claros estrechos. Dentro de la carcasa donde el rotor tiene dientes se presentan serraciones maquinadas en la carcasa, el fluido conforme entra a la bomba es energizado por la acción centrífuga de la placa rotante y se descarga por la conexión de salida. Ver detalles de construcción en la ilustración de la figura 5.25.

VENTAJAS.- Puede manejar drenajes no molidos y líquidos

conteniendo materiales duros. Requiere escaso mantenimiento. Es de fabricación relativamente económica.

DESVENTAJAS.- Requiere de succión ahogada (no puede elevar la corriente de succión).

La cabeza de succión debe ser desmontada para desensamblar la unidad, de tal forma que no puede ser abierta sin tener que mover la tubería.

Presenta baja eficiencia. Este tipo de bombas en la actualidad, solo se fabrica en Europa.

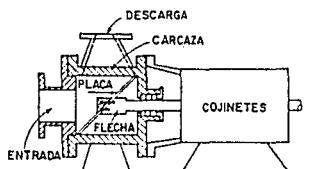


FIG. 5.25 BOMBA DE ROTOR INCLINADO

BOMBA DE TURBINA REGENERATIVA

CARACTERISTICAS.- Presenta características de baja capacidad y alta carga (hasta 100 gpm y hasta 1000 ft). La velocidad específica de este tipo de unidades se encuentra en el rango de 40 a 600, presenta una curva característica muy recta decreciente con una pendiente muy pronunciada. Ver figura 5.21.

APLICACION.- Es una bomba de amplia aplicación usada en lavanderías, agua potable, lavado de autos, alimentación a calderas pequeñas, procesos químicos, refinerías, sistemas de esparcido, etc.

DESCRIPCION.- El impulsor consiste de un disco sólido con un gran

numero de alabes pequenos, fijos en la periferia. Este impulsor es contenido en una carcaza partida radialmente que tiene la succión y la descarga en dirección radial, proximas una a la otra pero separadas por un partididor de flujo que se proyecta hacia el centro hasta lograr un claro estrecho con la periferia del rotor. El liquido que entra por la conexión de succión entra al impulsor con alabes y es forzado hacia afuera por la fuerza centrifuga. Sin embargo, el liquido golpea contra la carcaza y es forzado hacia el centro nuevamente y entra al impulsor en alabes diferentes. Este ciclo se repite muchas veces con el incremento continuo de presión hasta que el liquido completa su viaje alrededor de la bomba hasta que alcanza la salida de la carcaza (a través de la boquilla de descarga). Ver figura 5.26.

VENTAJAS.- Tiene un tamaño menor y menor costo que la bomba de desplazamiento positivo o la centrifuga multietapa para las mismas condiciones de servicio. Puede manejar cantidades relativamente altas de vapor o gas.

DESVENTAJAS.- Debido a la alta velocidad de operación y lo estrecho de los claros en la bomba, el liquido bombeado no debe contener ningun material abrasivo, ya que esto causaria un rápido desgaste, no puede manejar sólidos de ningun tamaño apreciable. La viscosidad máxima aproximada que puede manejar es de 250 SSU, por lo que solo es adecuada para fluidos de baja viscosidad y limpios. Requiere mantenimiento periódico y reemplazo de los internos de la carcaza debido a la erosión. La bomba en si es ligeramente ruidosa cuando se compara con la bomba, por ejemplo, de carcaza rotatoria.

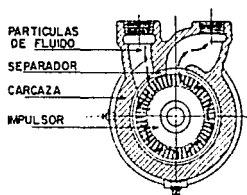


Fig.5.26 BOMBA DE TURBINA
REGENERATIVA
FUNCIONAMIENTO ESQUEMATICO

BOMBA DE CARCAZA ROTATORIA (BOMBA DE TUBO PITOT)

CARACTERISTICAS.- Presenta características de baja capacidad y alta carga (hasta 250 gpm y hasta 2500 ft actualmente, aunque se prevee que puede construirse para carga y capacidad mayores). La velocidad específica de estas unidades se encuentra en el rango de 500 a 2600, la curva carga-capacidad se puede considerar normal de bomba centrífuga en el sentido de que es descendente continuo curvada, concava hacia abajo. Ver figura 5.21.

APLICACION.- Este tipo de bombas tiene el mismo tipo de aplicaciones que la bomba de turbina regenerativa.

DESCRIPCION.- La bomba consiste esencialmente de una carcasa circular rotante que contiene un tubo pitot estacionario en el centro. El líquido entra a la carcasa axialmente en el centro y la acción centrífuga incrementa su presión y velocidad en la periferia de la carcasa. El tubo pitot colector, con la abertura orientada en dirección opuesta a la dirección de rotación y ubicada cerca de la pared exterior de la carcasa, convierte la mayor parte de la energía cinética del líquido en presión estática. El líquido entonces fluye a través del brazo colector,

que soporta al tubo pitot, que se encuentra abierto en la parte inferior, hacia el centro de la bomba y sale hacia el tubo de descarga.

Con objeto de ayudar a impartir velocidad y presión al líquido, se adicionan normalmente costillas radiales al interior de la carcaza en las paredes laterales. Algunos diseños tienen dos tubos pitot ubicados a 180 grados uno del otro, así se duplica la capacidad de la bomba. Tales arreglos, sin embargo, tienden a incrementar el efecto de arrastre, disminuyendo la eficiencia de la bomba y reduciendo la carga para el mismo diámetro y velocidad, y por lo tanto pocas veces son usados. Por razones de seguridad, la carcaza rotante usualmente es encerrada en una carcaza secundaria estacionaria o encapsulado del rotor.

VENTAJAS.- Menor en tamaño y más económica que la de desplazamiento positivo o la bomba centrífuga multietapa para las mismas condiciones de servicio. Presenta flujo "suave" (sin pulsaciones). No se atasca, se opera en seco ya que no tiene partes de ajuste estrecho en la corriente de fluido.

DESVENTAJAS.- Debido a las altas velocidades dentro de la carcaza y especialmente en los pasajes del tubo pitot, ocurrirá erosión si algún contaminante abrasivo se encuentra presente en el líquido. Aunque la bomba no se atasca si opera en seco, sus características para el manejo de gas o vapor arrastrado en la corriente de líquido son relativamente malas, ya que cualquier gas o vapor se colectara en el área de menor presión de la bomba, es decir, en el centro de la misma, dado que la cantidad de líquido bombeado es pequeña comparada con la cantidad contenida en la carcaza, dicha colección de gas o vapor en el centro de la carcaza no podrá ser

facilmente purgada. La eficiencia de operacion se puede considerar como mediana o baja, usualmente es inferior al 40%.

BOMBA RECIPROCANTE

Una bomba reciprocante es una maquina de movimiento alternativo de velocidad constante, torque constante y capacidad aproximadamente constante, cuyos pistones o embolos buzos son accionados a traves de un cigueñal por medio de una fuente externa de potencia.

La capacidad de la bomba fluctúa en función del número de embolos o pistones. En general, conforme mayor es el número de éstos, menor es la fluctuación de la presión a una velocidad dada. La bomba se diseña para una velocidad, presión, capacidad y potencia específica. La bomba puede aplicarse a condiciones de potencia menores que para el punto específico de diseño, pero con un sacrificio de las condiciones de operación mas económicas.

Este tipo de bombas se construyen tanto para arreglo en posición vertical como horizontal. La construcción horizontal es usada, en bombas de embolo de hasta 200 Hp. Esta construcción de unidades de poca elevación, usualmente menos de 1 m. de altura y permita facilidad de instalación y mantenimiento. Se construyen con tres a cinco embolos. Las bombas de pistón son aplicadas para potencias demandadas de hasta 2000 hp y usualmente tienen dos o tres pistones, los cuales pueden ser de efecto sencillo o doble.

La construcción vertical se usa para bombas de embolo de hasta 1500 hp con el extremo del fluido arriba del extremo de potencia (o sea que el motor o accionamiento va en la parte inferior). Esta construcción elimina el peso de los embolos sobre los casquillas (bushings), empaque y crucetas, y cuenta con un dispositivo para

alineación del embolo al empaque. Se requiere un arreglo especial de sello para prevenir que el fluido de proceso del extremo del liquido se mezcle con el aceite del extremo del accionamiento. Se pueden usar de tres a nueve embolos.

Los embolos son aplicables a bombas con presiones de 1000 a 30000 psig, mientras que la maxima presión desarrollada con un pistón es de aproximadamente 1000 psig. La presión desarrollada por la bomba es proporcional a la potencia disponible en el cigueñal. Esta presión puede ser mayor que la resistencia nominal del sistema de descarga o de la bomba en si, en este caso podria resultar una falla mecánica en cualquiera de los lugares, para prevenir esto, se debe instalar un accesorio para relevo de presión entre la brida de descarga de la bomba y la primera valvula de corte del sistema de descarga.

BOMBAS ROTATORIAS

Dentro de la clasificación de bombas rotatorias se encuentra una gran diversidad de tipos y diseños disponibles en el mercado, a pesar de esta variedad, los tipos mas frecuentemente usados son los que a continuación se describen.

BOMBA DE ENGRANAJE EXTERNO.- Este es probablemente el tipo mas empleado. Consta de dos engranes que giran alojados con una tolerancia muy estrecha dentro del cuerpo de la bomba. Los engranes pueden ser rectos, helicoidales, sencillos o doble helicoidal. Ver figura 5.27. Los engranes de dientes rectos se emplean principalmente para las bombas de baja capacidad y pueden operar a mayor velocidad, dado que ofrecen contacto continuo, segun la generatriz, (la forma de los dientes), con lo que se

reducen las pérdidas a través de los engranes. Una razón para el uso de engranes dobles o helicoidales es el ruido que se presenta con el uso de engranes rectos, sobre todo, a altas velocidades, aun cuando para estos casos existen algunos diseños que emplean ranuras de desahogo, pero que ocasionan disminución en la eficiencia.

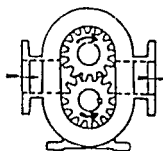


Fig 5.27 BOMBA DE ENGRANES EXTERNOS

Cuando se emplean engranes helicoidales sencillos, se elimina el efecto de contacto completo entre los dientes de los engranes que se presenta en las bombas de engranes rectos. En los engranes helicoidales, el contacto se produce en forma gradual con lo que el empuje, que en el caso de engrane recto se produce completamente en forma radial, se descompone en una componente axial y otra radial.

Con objeto de eliminar o reducir al menos los empujes axiales y radiales, pero manteniendo las ventajas del tipo helicoidal, se utilizan los engranes doble helicoidal.

Existen diversos criterios respecto a cual es la dirección óptima para rotación de los engranes doble helicoidal, de los cuales parece ser que los mejores argumentados indican que deben tener

dirección de rotación con los vértices hacia adelante, ya que de esta forma se está comprimiendo al líquido desde el centro hacia los extremos del engrane.

No obstante, excepto para aplicaciones donde se manejan líquidos de viscosidad muy alta, se ha demostrado que no existe diferencia apreciable en cuanto a capacidad, potencia o ruido debido al sentido de rotación.

BOMBA DEL TIPO DE ENGRANE INTERNO

En este tipo de bombas se tiene un engrane rotatorio normal de dientes exteriores localizado excéntricamente con respecto a otro de dientes interiores o tipo corona, el cual se encuentra localizado concéntricamente a la carcasa de la bomba y que es conducido por el engrane rotatorio.

Dentro de la carcasa se cuenta con una pieza fija en forma de media luna que sirve para cerrar las cavidades tanto del engrane de dientes exteriores, como del de tipo corona, después que el fluido ha pasado esta pieza fija, los dientes del engrane accionador penetran en las cavidades del engrane de dientes interiores y viceversa forzando así al líquido a abandonar dichas cavidades hacia la corriente de descarga.

Normalmente este tipo de bombas se emplea para presiones bajas y opera a velocidades relativamente bajas. Ver figura 5.28.

BOMBA TIPO PALETAS DESLIZANTES

Esta bomba consta de un rotor montado excéntricamente a la carcasa, dicho rotor cuenta con ranuras de donde se proyectan radialmente aletas móviles en la dirección radial. Estas aletas

son forzadas radialmente del rotor por algún mecanismo, por ejemplo resortes, de tal forma que un extremo siempre esta en contacto con la parte interior de la carcaza, mientras que conforme va rotando el rotor las aletas se van deslizando hacia adentro o hacia afuera en las ranuras.

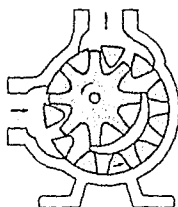


Fig. 5.28 BOMBA DE ENGRANE INTERNO.

El líquido es transportado entre paletas sucesivas desde la succión y después forzado hacia la descarga al irse reduciendo el espacio entre el rotor excéntrico y la carcaza, conforme el rotor en cuestión continúa su rotación.

El desgaste de las paletas se compensa automáticamente. Este tipo de bombas se emplea para el manejo de líquidos de baja viscosidad, operan a velocidad reducida.

BOMBAS DE LOBULOS

Este tipo de bomba recibe su nombre debido a la forma redondeada que tienen las superficies que se proyectan radialmente del rotor y que permite que los rotores estén continuamente en contacto uno con el otro conforme giran. Existen diferentes tipos de bombas de lóbulos siendo las más comunes, la de lóbulo simple,

ver figura 5.29, la de lóbulo doble, ver fig. 5.30 y la de triple lóbulo, ver figura 5.31, otro tipo, aunque menos común, es la bomba conocida como de lóbulo interno. Ver figura 5.32.

En este tipo de bombas se tienen desplazamientos de líquido relativamente grandes en cada revolución, por lo que son aplicables para capacidades relativamente grandes. La posición relativa de los lóbulos debe ser muy exacta por lo que requieren de engranes exteriores para mantenerlos en fase y accionarlos, este requerimiento también es debido a que la forma misma de los lóbulos no permite, como en el caso de la bomba de engranes, que un rotor conduzca al otro.

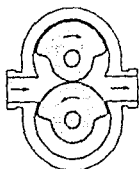


Fig. 5.29 BOMBA DE LOBULO SIMPLE

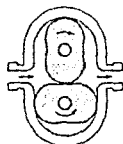


Fig. 5.30 BOMBA DE DOBLE LOBULO



Fig. 5.31 BOMBA DE TRIPLE LOBULO



Fig. 5.32 BOMBA DE LOBULO INTERNO

BOMBA DE TORNILLO SIMPLE

El principio de operación de este tipo de bombas es en esencia el mismo que el de la bomba de lóbulo, consta de un rotor con forma espiral que ajusta en un estator usualmente de material flexible (hule en sus diversos tipos) y donde la cavidad entre ambas progresa en dirección axial, de tal forma que al girar el rotor desplaza al fluido en dirección axial, desde la succión o entrada hasta la descarga.

Este tipo de bomba, debido a su construcción y materiales comunmente usados es adecuada para manejar fluidos con características abrasivas.

BOMBA DE DOBLE O TRIPLE TORNILLO

Este tipo de bombas de rotor múltiple (dos o tres según el caso) tienen rotores con forma de tornillo, los cuales no se conducen uno a los otros sino que requieren de engranes de conducción para mantener en fase uno con respecto al otro, el fluido es conducido dentro de los espacios que forman las roscas de los tornillos, los cuales son cerrados por la carcasa de la bomba, existen varios diseños los cuales incluyen la clarificación de: a) succión en un extremo de los tornillos y descarga por el otro extremo, b) succión en ambos extremos y descarga en el centro, c) succión o entrada por el centro de los rotores y descarga hacia ambos extremos. Estos tres tipos pueden ser aplicables tanto a bombas de doble como de triple rotor.

Normalmente las bombas con succión o entrada a los rotores por ambos extremos son aplicables para mayores capacidades, asimismo, las bombas de tres rotores presentan mayor capacidad con respecto

a las de dos.

Es muy importante hacer notar que en este tipo de bombas el parametro gobernante para la eficiencia es el tamaño de los claros entre los rotores y la carcaza, así como entre los rotores donde se integra uno al otro.

Dependiendo de las características del fluido, los cojinetes pueden ser internos o externos.

Adicionalmente a la capacidad, el empleo de doble entrada o salida de los rotores tiene por objeto equilibrar el empuje axial generado de la zona de descarga hacia la de entrada.

Una ilustración de estos tipos de bombas se presenta en las figuras 5.33, 5.34 y 5.35 donde se muestra una bomba de rotor sencillo, una de doble rotor y una de triple rotor respectivamente.

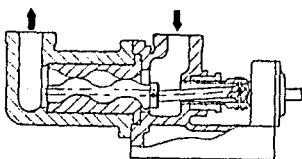


Fig.5.33 BOMBA DE TORNILLO DE ROTOR SIMPLE

Como cualquier tipo de bombas existen ciertas ventajas y desventajas en cuanto a sus características. Para las bombas de tornillo, las cuales deben ser reconocidas en la selección de la bomba para una aplicación en particular.

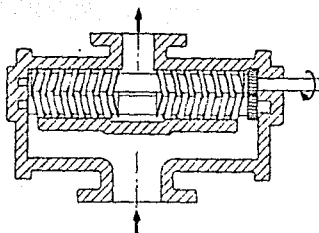


Fig. 5.34 BOMBA DE TORNILLO MULTIPLE
ARREGLO DE DOBLE EXTREMO

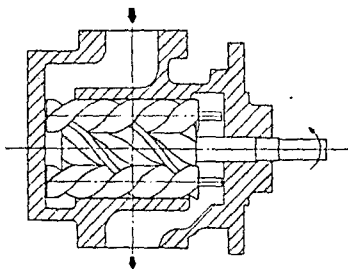


Fig. 5.35 BOMBA DE TORNILLO MULTIPLE
ARREGLO DE EXTREMO SENCILLO

VENTAJAS.-

1. Amplio rango de flujos y presiones
2. Amplio rango de líquidos y viscosidades
3. Alta capacidad de velocidad, lo cual permite libertad en la selección del accionador
4. Baja velocidad inercial
5. Autocebante, con buenas características de succión
6. Presenta alta tolerancia al manejo de gases o aire arrastrado en la corriente de líquido

7. Escasa vibración, flujo libre de pulsaciones y operación relativamente silenciosa.
8. Diseño sólido y compacto, fácil de instalar y darle mantenimiento.
9. Alta tolerancia a la contaminación debida a fugas comparada con las otras bombas rotatorias.

DESVENTAJAS.-

1. Costo relativamente alto debido a la precisión en tolerancias y claros de operación.
2. Características de operación sencibles a la viscosidad.
3. Para proporcionar presiones de descarga altas requiere elementos de bombeo largos.

Existen otros tipos de bombas rotatorias que se pueden considerar de menor aplicación y que incluyen básicamente los siguientes diseños:

- Bomba de tornillo y disco, figura 5.36
- Bomba de pistón circunferencial externo, figura 5.37
- Bomba de pistón circunferencial interno, figura 5.38
- Bomba de aletas flexibles, figura 5.39
- Bomba de recubrimiento flexible, figura 5.40
- Bomba de tubo flexible, figura 5.41

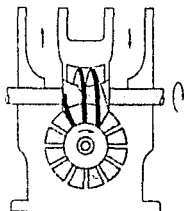


Fig. 5.36 BOMBA DE DISCO Y TORNILLO

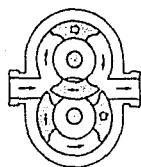


Fig. 5.37 BOMBA DE PISTON CIRCUNFERENCIAL EXTERNO

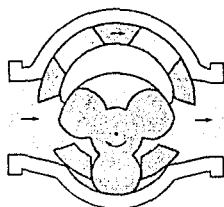


Fig. 5.38 BOMBA DE PISTON CIRCUNFERENCIAL INTERNO



Fig. 5.39 BOMBA DE ALETAS FLEXIBLES



Fig. 5.40 BOMBA DE RECUBRIMIENTO FLEXIBLE

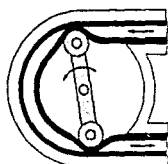


Fig.5.41 BOMBA DE TUBO FLEXIBLE

BOMBAS DE VACIO

Basicamente existen dos tipos de bombas de vacio, las cuales toman en cuenta el método que emplean para realizar el vacio.

El primer tipo es conocido como Bombas de Vacio Secas, las bombas cubiertas en este tipo pueden ser del tipo reciprocante o rotatorio, este tipo no puede manejar mezclas de gases-liquidos o vapores condensantes. Cuando estas bombas son usadas en sistemas de cebado o en servicios donde puede existir arrastre de liquidos, se debe implementar algún dispositivo de protección a la succión que separe y retenga el liquido arrastrado.

El segundo tipo y mas comunmente usado es el conocido como Bombas de Vacio Húmedas, las bombas cubiertas en este tipo pueden ser rotatorias o reciprocantes también, pero con consideraciones especiales en su diseño para manejar liquidos acarreados en la

corriente de gas.

El tipo de bomba rotatoria de anillo líquido es muy usado para la mayoría de las aplicaciones y básicamente consiste de un rotor circular, con alabes múltiples que giran libremente dentro de una carcasa elíptica (ver figura 5.42) parcialmente llena con líquido. Los alabes parcialmente curvados se proyectan radialmente desde el centro del rotor y cuenta con tapas laterales, formando así una serie de bolsas alrededor de la periferia.

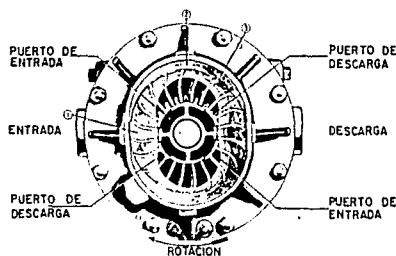


Fig. 5.42 PRINCIPIO DE OPERACION DE LA BOMBA DE VACIO DE ANILLO LIQUIDO NASH

El rotor debe girar a una velocidad suficientemente alta para empujar al líquido fuera del centro de la carcasa por acción centrífuga, esto forma un anillo estable de líquido girando en la carcasa a la misma velocidad que el rotor, pero siguiendo la forma elíptica de la carcasa. Puede notarse que esto crea fuerzas alternativas causadas por la entrada y salida del líquido hacia el centro de y hacia afuera del rotor, con lo cual se consigue realizar el manejo del fluido, desde una zona de baja presión a otra de alta presión.

Refiriéndose a la figura 5.42, el funcionamiento puede describirse de la siguiente manera:

Iniciando en el punto "A" con la cámara (1) llena de líquido. Debido al efecto de la fuerza centrífuga, el líquido sigue la forma de la carcaza alejándose del centro del rotor y fuerza al aire o gas a través del puerto de entrada, el cual esta conectado a la succión de la bomba. En el punto (2) el líquido esta en el extremo de la carcaza mas alejado del centro del rotor y el espacio que ocupaba el líquido ha sido llenado con el aire o gas que se requiere manejar. Conforme la rotación continúa, la pared de la carcaza en 3 fuerza al líquido nuevamente hacia el centro del rotor reduciéndose el espacio ocupado por el aire o gas realizándose así la compresión de este, conforme el espacio que contiene al aire o gas comprimido alcanza el puerto de descarga, se lleva a cabo la salida del gas o aire a través de dicho puerto, el cual esta conectado a la conexión de descarga. El rotor continúa su giro repitiéndose el ciclo en la parte inferior.

CALCULOS. DETERMINACION DE POTENCIA
CALCULOS RELACIONADOS CON BOMBAS CENTRIFUGAS
Relaciones Entre Carga, Potencia, Capacidad y Velocidad
Potencia al Freno de Entrada a la Bomba

$$\text{BHp} = Q H (\text{sg}) / 3960 \eta \quad (5.01)$$

En esta ecuación es la eficiencia de la bomba, expresada en tanto por uno.

Q es el flujo volumetrico en galones por minuto y H la carga en pies de liquido.

A menos que explicitamente se indique otra cosa, la potencia leida de las curvas de catalogo del fabricante representan la potencia para manejar un fluido de viscosidad y densidad similar a la del agua, es decir, viscosidad de 1 cp y densidad relativa de 1.0. Para obtener la potencia actual para liquidos de densidad relativa diferente de 1, los valores de la curva deben ser multiplicados por la densidad relativa respecto al agua. Las correcciones por viscosidad seran algo mas complejas y se trataran por separado.

Cabe hacer notar que la mayoria de las veces las curvas obtenidas del fabricante en sus cotizaciones corresponden a las características de operacion para el fluido en particular especificado en la hoja de datos.

La eficiencia es en realidad el producto de tres eficiencias

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (5.02)$$

donde η_m es la eficiencia mecánica que toma en cuenta las pérdidas por fricción en cojinetes, empaques o sellos, anillos de desgaste, discos de balance, etc. η_v es la eficiencia volumétrica que toma en cuenta las fugas a través de los anillos de desgaste, laberintos internos, pistón de balance, etc. y η_h es la eficiencia hidráulica que toma en cuenta las pérdidas por fricción del fluido a través de todos los pasajes, incluyendo boquillas, impulsor, aletas de difusión, voluta y paso entre etapas en bombas multietapa.

LEYES DE AFINIDAD

Considerando una serie de bombas geoméricamente similares, se puede demostrar que los parámetros dimensionales que influyen en el comportamiento de las bombas son:

D.- Diámetro del impulsor

ω .- Velocidad de rotación de la bomba

H.- Carga de la bomba

Q.- Gasto manejado

P.- Potencia consumida o demandada por la bomba

ρ .- Densidad del fluido bombeado

Estas seis variables de acuerdo al teorema Pi (Π) se pueden agrupar en tres grupos adimensionales, que con el uso de g (la aceleración de la gravedad para hacer la transformación del sistema técnico al absoluto) serían los siguientes:

$$\frac{D \omega}{(gH)^{1/2}} = C_1 \quad (5.03)$$

$$\frac{Q}{D^2 (gH)^{1/2}} = C_2 \quad (5.04)$$

$$\frac{P}{D^2 (gH)^{3/2}} = C_3 \quad (5.05)$$

Las tres ecuaciones 5.03, 5.04 y 5.05 son válidas para un punto común de operación (por ejemplo el de máxima eficiencia) para una serie de bombas geoméricamente similares.

Los valores de las constantes C_1 , C_2 y C_3 dependen ligeramente de la eficiencia, la cual a su vez es función del tamaño de la bomba, pero es común asumirlas como constantes sin introducir errores importantes.

Haciendo la consideración de que la aceleración de la gravedad varía muy poco en toda la superficie terrestre y que se considera usualmente el funcionamiento de la bomba para agua considerando la velocidad de giro en rpm, se tiene que las ecuaciones 5.03, 5.04 y 5.05 se pueden transformar en las ecuaciones 5.06, 5.07 y 5.08 respectivamente.

$$\frac{DN}{\sqrt{H}} = k_1 \quad (5.06)$$

$$\frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = k_2 \quad (5.07)$$

$$\frac{P}{D^2 H^{3/2}} = k_3 \quad (5.08)$$

Las ecuaciones 5.06, 5.07 y 5.08 son conocidas como leyes de afinidad y cabe mencionar que son grupos que ya no son

adimensionales, por lo que los valores de K1, K2 y K3 dependen del sistema de unidades que se elija pero al trabajar en un sistema dado permanecen constantes.

Lo comun en manejar las unidades en el sistema inglés, quedando H en pies, Q en gpm, P en Hp, N en rpm y D en pulgadas.

VELOCIDAD ESPECIFICA

Eliminando el diametro entre las ecuaciones 5.06 y 5.07 se obtiene otro parametro de gran importancia que es conocido como velocidad especifica.

$$n_s = k_1 \sqrt{k_2} = \frac{N Q^{3/4}}{H^{3/4}} \quad (5.09)$$

Se debe tomar en consideración las unidades en que se trabaje, ya que de estas depende el valor numerico de esta propiedad, asi que se tienen las siguientes equivalencias.

$$\begin{aligned} \text{rpm} \frac{(\text{GPM})^{3/4}}{\text{ft}^{3/4}} &= 21.19 \text{ rpm} \frac{(\text{ft}^3/\text{seg})^{3/4}}{\text{ft}^{3/4}} \\ &= 1.633 \text{ rpm} \frac{(\ell/\text{seg})^{3/4}}{\text{m}^{3/4}} \\ &= 51.64 \text{ rpm} \frac{(\text{m}^3/\text{seg})^{3/4}}{\text{m}^{3/4}} \end{aligned}$$

La velocidad especifica es un parametro dimensional para la clasificación de las características de geometricas y de funcionamiento de los impulsores. Si el impulsor es de doble succión (equivalente a dos impulsores en paralelo), se debe usar Q/2 en la ecuación (5.09) o se debe especificar que Ns es para

doble succión. Se debe tomar en cuenta la diferencia entre los terminos velocidad especifica de la bomba y velocidad especifica del impulsor, ya que mientras la primera toma en cuenta la elevación de carga a través de la bomba, la segunda lo hace solo a través de cada impulsor y en bombas multietapa los resultados son muy diferentes. El termino mas significativo para fines prácticos es la velocidad especifica del impulsor y en el caso de bombas multietapa se debe obtener la carga por etapa, por lo general la carga de cada impulsor es igual a la carga total de la bomba dividida entre el número de etapas.

La figura 5.44 muestra la eficiencia esperada de bombas bien diseñadas como función de la velocidad especifica y la capacidad. tambien se muestran las formas típicas de perfiles de los impulsores como función de la velocidad especifica.

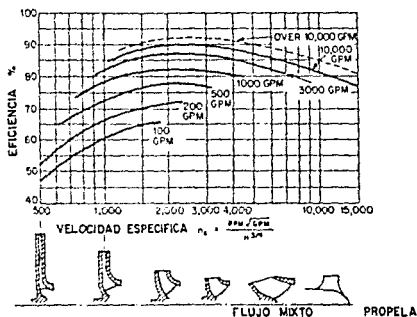


Fig. 5.44 EFICIENCIA DE LA BOMBA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA Y EL TAMAÑO

Para una serie de impulsores geoméricamente similares, operados a condiciones dinámicas similares, es decir, velocidades específicas

identicas, las leyes de afinidad pueden expresarse practicamente de la siguiente forma:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{D_1^3}{D_2^3} \quad (5.10)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (5.11)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \frac{D_1^5}{D_2^5} \quad (5.12)$$

Donde los subindices 1 y 2 se refieren a dos condiciones de operaci3n no cavitantes.

CALCULO DE LA POTENCIA. BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

$$BHP = \frac{Q \times P_{td}}{1714 \times ME} \quad (5.13)$$

Donde: Q = capacidad entregada, GPM

Ptd = presi3n desarrollada, psi

ME = eficiencia mec3nica, %

CAPACIDAD: La capacidad (Q) es el volumen total entregado por unidad de tiempo. El fluido incluye los gases y los s3lidos acarreados con la corriente a las condiciones especificadas. La capacidad es igual a la capacidad desplazada menos el deslizamiento.

$$Q = D(1-S) \quad (5.14)$$

Donde: D = capacidad desplazada

S = deslizamiento en %

DESPLAZAMIENTO.- El desplazamiento (D) es la capacidad calculada de la bomba considerando cero pérdidas por deslizamiento para una bomba de émbolo o pistón de simple efecto, el desplazamiento es:

$$D = \frac{A \times m \times n \times s}{231} \quad (5.15)$$

A = area transversal del pistón o émbolo, in²

m = numero de pistones o émbolos

n = rpm de la bomba

s = longitud de carrera, in (la mitad de la distancia lineal que el pistón o émbolo se mueve linealmente en cada revolución)

$$231 \text{ in}^3 = 1 \text{ gal}$$

Para bombas de doble efecto, el desplazamiento sería:

$$D = \frac{(2A - a) m \times n \times s}{231} \quad (5.16)$$

donde a = sección transversal del vástago del pistón, in²

DESLIZAMIENTO.- El deslizamiento (S) es la pérdida de capacidad, como un porcentaje de la capacidad de succión. Consiste de la pérdida de eficiencia volumétrica (VE1) pérdida en la caja de empaques (B1) y las pérdidas en las valvulas (V1).

EFICIENCIA VOLUMETRICA.- La eficiencia volumétrica (VE) es la relación del volumen de descarga al volumen de succión expresado como porcentaje. Es proporcional a la relación r y a la presión desarrollada, ver figura 5.45, r es la relación del volumen interno del fluido entre dos válvulas, cuando el pistón o émbolo está en el extremo posterior de su carrera (C + D) al desplazamiento del pistón o émbolo (D), ver figura 5.46, $VEI = 1 - VE$ expresada como porcentaje.

La figura 5.45 muestra la eficiencia volumétrica aproximada para agua.

La eficiencia volumétrica depende de la base en la que se mida el volumen entregado, es decir, si se toma a la presión de descarga o de succión. Los valores determinados a la presión de succión son mayores que los obtenidos a la presión de succión, debido a la compresibilidad del fluido, especialmente a presiones superiores a 6000 psi.

La eficiencia volumétrica se puede determinar también por medio de las ecuaciones 5.18 y 5.19.

VE basada en la expansión hasta la presión de succión.

$$VE = \frac{1 - P_{td} \times \beta \times r}{1 - P_{sd} \times \beta} \quad (5.18)$$

VE basada en la capacidad de descarga

$$VE = 1 - P_{td} \times \beta \times r \quad (5.19)$$

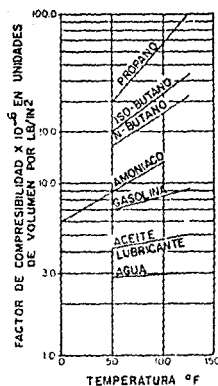


Fig. 5.47 COMPRESIBILIDAD DE ALGUNOS LÍQUIDOS.

En la figura 5.47 se muestra el factor de compresibilidad aproximado (β) para varios líquidos.

Cuando no se conoce el factor de compresibilidad, pero pueden conocerse las densidades de succión y descarga, se pueden usar las ecuaciones 5.20 y 5.21.

Basada en capacidad de succión

$$VE = r - \frac{\rho_d}{\rho_s} (r-1) \quad (5.20)$$

Basada en capacidad de descarga

$$VE = 1 - r \left(1 - \frac{\rho_s}{\rho_d} \right) \quad (5.21)$$

donde ρ_s = densidad a la succión lb/ft³

ρ_d = densidad a la descarga lb/ft³

PERDIDAS EN CAJA DE EMPAQUES.- Las pérdidas en caja de empaques (B1) usualmente se considera despreciable para el calculo de S.

PERDIDA EN VALVULAS.- Las pérdidas en valvulas (V1) es el flujo del fluido de regreso a través de las válvulas mientras está cerrando y/o toma su sitio sobre el asiento de la misma. Estas pérdidas son del 2 al 10% dependiendo del diseño y condiciones de la válvula.

El deslizamiento se ve afectado por la viscosidad del fluido, para un diseño de bomba dado. La tabla 5.02 es un ejemplo ilustrativo de la variación del deslizamiento en una bomba con válvulas de plato que opera a 150 rpm, cuando maneja fluidos de diferentes viscosidades.

TABLA 5.02
DESPLIZAMIENTO A DIFERENTES VISCOSIDADES

CENTISTOKES	DESPLIZAMIENTO %
100	8.
1000	8.5
2000	9.5
6000	20.0
10000	41.0
12000	61.0

El deslizamiento también se ve afectado por la velocidad de operación y la presión. En la tabla 5.03 se ilustra el efecto de estas dos variables sobre el deslizamiento.

TABLA 5.03
VARIACION DEL DESLIZAMIENTO CON LA PRESION Y VELOCIDAD DE
OPERACION

PSI PRESION PSI	DESLIZAMIENTO %		
	VELOCIDAD	RPM	
	440	390	365
4000	11	22	34
3000	9	20	31
2000	7	18	30
1000	7	15	27.5

EFICIENCIA MECANICA.- La eficiencia mecánica (M.E.) de una bomba de desplazamiento positivo recíprocante a plena carga, presión y velocidad está en el rango de 90 a 95% dependiendo del tamaño, velocidad y construcción. Sin embargo, la eficiencia mecánica se ve afectada por la velocidad y ligeramente por la presión desarrollada.

En la tabla 5.04 se ilustra el efecto de la presión desarrollada y de la velocidad sobre la eficiencia mecánica.

TABLA 5.04

COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA MECANICA CON RESPECTO A LA VELOCIDAD DE OPERACION Y PRESION DESARROLLADA

A VEL. CONSTANTE		P DESARROLLADA CONSTANTE	
% PRESION DESARROLLADA	EF.MEC.	% VEL.	EF. MEC.
20	82	44	93.3
40	88	50	92.5
60	90.5	73	92.5
80	92	73	92.5
100	92.5	100	92.5

Quando se incluye en el bastidor directamente un reductor de engranes interconstruido en el cuerpo de la bomba, la eficiencia mecánica de esta unidad estará en el rango de 80 a 85%.

VELOCIDAD.- La velocidad de diseño (n) de una bomba reciprocante se encuentra por lo general en el rango de 300 a 800 rpm, dependiendo de la capacidad, tamaño y potencia. Para mantener una buena vida del empaque, la velocidad se debe limitar para tener velocidad lineal del pistón en el rango de 140 a 150 ft/min. La velocidad de la bomba también se limita por la vida de las válvulas y las condiciones de succión disponibles.

La velocidad es el factor limitante de la separación del líquido del émbolo. Los límites bajos de velocidad con cojinetes tipo manga deben ser considerados con objeto de prevenir una pérdida de la película de lubricación.

CARGA DEL EMBOLO.- Adicionalmente a la limitación de potencia, una bomba reciprocante es diseñada para una carga en el émbolo

limitada (plunger load). Esta carga del émbolo (PL) es la carga en libras que es aplicada al émbolo o pistón y al sistema de cojinetes. La definición industrial de la carga del émbolo es la dada por la ecuación 5.20.

$$PL = Ptd \times A \quad (5.20)$$

donde A = área transversal del émbolo o pistón, in²

Con pistones de doble efecto, el Área del vástago es restada para la carrera hacia adelante.

El sistema de cojinetes es seleccionado para una carga específica a la velocidad de diseño. Si la carga del émbolo es mayor se tendrá por resultado una reducción en la vida de los cojinetes. Con cojinetes tipo camisa (sleeve), las altas cargas de émbolo a baja velocidad ocasionarán la destrucción de la película de aceite. Las cargas sobre los cojinetes provenientes del momento de inercia de las partes rotatorias y reciprocantes desbalanceadas, debe ser considerada en la selección de los cojinetes, y es aproximadamente del 10 al 25% de la carga de selección del émbolo.

FUERZA DE LAS PARTES RECIPROCANTES DESBALANCEADAS (UNBALANCED RECIPROCATING PARTS LOAD) (FREC)

Estas partes son 1/3 de la vuela de conexión, la cruceta, cojinetes de crucetas, el pasador de articulación, vástago del pistón y émbolo.

Para bombas verticales, se tienen adicionalmente las siguientes partes: vástagos de jalón, yugo y tuerca del émbolo.

$$F_{rec} = \frac{W}{g} \omega^2 R \left(\cos \theta + \frac{R}{L} \cos^2 \theta \right) \quad (5.21)$$

FUERZAS DESBALANCEADAS DE LAS PARTES ROTATORIAS (FRAT)

Las partes en este caso son 2/3 de la vuela de conexión, cojinetes del lado del cigueñal y pasador del cigueñal.

$$F_{rot} = \frac{W}{g} \omega^2 R \quad (5.22)$$

En estas dos ecuaciones:

W = peso total de todas las partes reciprocantes o rotatorios, lb

g = 32.2 ft/seg²

$\omega = (2\pi / 60) (n)$

R = un medio de la carrera, ft

L = longitud del vástago de conexión, ft

$\theta =$ ángulo del cigueñal, usualmente la fuerza es máxima a $\theta = 0^\circ$

ya que $\cos \theta = 1$.

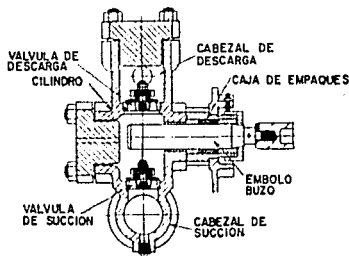


Fig. 5.48 EXTREMO DEL LIQUIDO DE UNA BOMBA RECIPROCANTE HORIZONTAL .

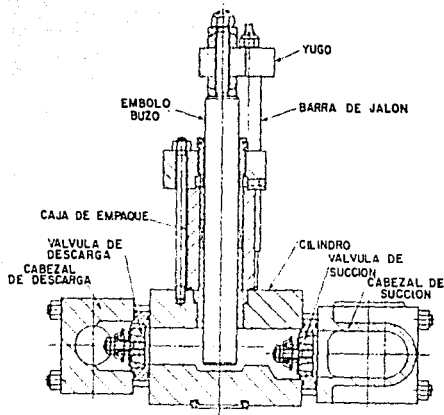


Fig. 5.49 EXTREMO DEL LIQUIDO DE UNA BOMBA RECIPROCANTE VERTICAL.

Como ilustración de este tipo de bombas, se presentan las figuras 5.48 y 5.49 donde se ilustra el extremo de líquido para una bomba horizontal y para una bomba vertical respectivamente.

En la tabla 5.05 se muestran los diferentes tipos de válvulas usados en bombas reciprocantes de desplazamiento positivo, indicando sus criterios de aplicación.

En la tabla 5.06 se muestran la dureza de material recomendada para las válvulas de tipo plato.

En la tabla 5.07 se muestran los valores recomendados de velocidad del líquido en las válvulas para diferentes características de líquidos.

La velocidad del líquido se determina como una función del área de levante tal como se muestra en la tabla 5.05 y del flujo manejado

TABLA 5.05 TIPO DE VALVULAS DE BOMBAS RECIPROCANTES Y SU APLICACION

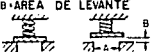
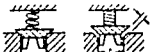
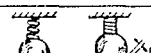
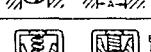
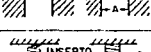
TIPO	CROQUIS A-AREA DEL ASIENTO B-AREA DE LEVANTE	PRESION	APLICACION
PLACA		5,000	FLUIDOS LIMPIOS, LA PLACA ES DE METAL O PLASTICO.
RESORTE		10,000	FLUIDOS LIMPIOS. PRODUCTOS QUIMICOS
BOLA		30,000	FLUIDOS CON PARTICULAS, FLUIDOS CLAROS Y LIMPIOS A ALTA PRESION, LA BOLA ES CROMADA
TAPON		6,000	PRODUCTOS QUIMICOS
SLURRY		2,500	LODOS, SLURRIES. EL INSERTO ES DE POLIURETANO O BUNA-N

TABLA 5.06 DUREZA RECOMENDADA DE MATERIALES PARA VALVULAS DE PLACA Y SUS ASIENTOS

MATERIAL	Rockwell "C"	
	PLACA	ASIENTO
329	30 to 35	38 to 43
440	44 to 48	52 to 56
17-4 PH	35 to 40	40 to 45
15-5 PH	35 to 40	40 to 45
Brinell		
316	150 to 180	150 to 180

por la bomba de acuerdo a la ecuación 5.23.

$$\text{velocidad (Ft/seg)} = \frac{\text{gpm a través de la válvula} \times 0.642}{\text{área de levante (in}^2\text{)}} \quad (5.23)$$

El valor de 0.642 se usa para tomar en consideración el hecho de que todo el líquido pasa a través de la válvula en la mitad de la carrera.

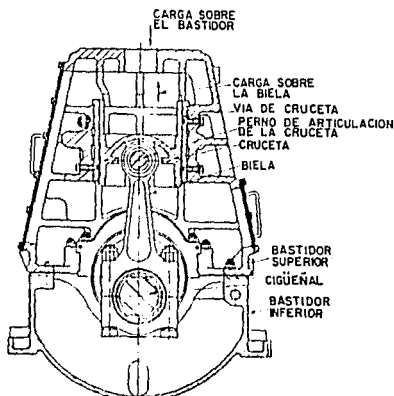


Fig.5.50 EXTREMO DE TRANSMISION DE POTENCIA DE UNA BOMBA RECIPROCANTE VERTICAL.

Las figuras 5.50 y 5.51 muestran los detalles constructivos del extremo de transmisión de potencia de una bomba recíproca vertical y horizontal respectivamente, indicándose las principales partes constitutivas.

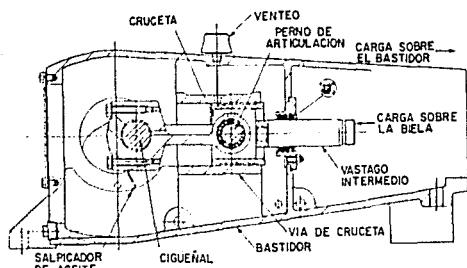


Fig. 551 EXTREMO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UNA BOMBA HORIZONTAL RECIPROCANTE.

DEMANDA DE POTENCIA EN BOMBAS ROTATORIAS

La potencia total entregada a una bomba rotatoria (@ hp) es la potencia total requerida por el accionamiento de la bomba para unas condiciones de operación dadas. Algunas veces también llamada como potencia requerida del accionamiento (driver power), es la suma de la potencia requerida para vencer las pérdidas en el accionamiento de la bomba, para vencer las pérdidas por fricción mecánica, fricción del fluido y pérdidas por deslizamiento del fluido y adicionalmente para entregar la potencia neta impartida por la bomba al fluido descargado de ella.

La potencia de entrada a la bomba (pump power input) (php) es la potencia neta entregada a la flecha de la bomba a unas condiciones dadas de operación de la bomba y es la potencia neta disponible después de la de restar la potencia total de entrada (php) y las pérdidas de potencia del accionador y los accesorios asociados con la transmisión de potencia.

La potencia de salida de la bomba (pump power output) (whp) es la potencia actualmente impartida al fluido, entregada por la bomba a las condiciones de operación dadas, y es frecuentemente referida como potencia hidráulica. Esta es la cantidad restante después de que las pérdidas por deslizamiento, pérdidas mecánicas y fricción del fluido en la bomba son restados de la potencia de entrada a la bomba php.

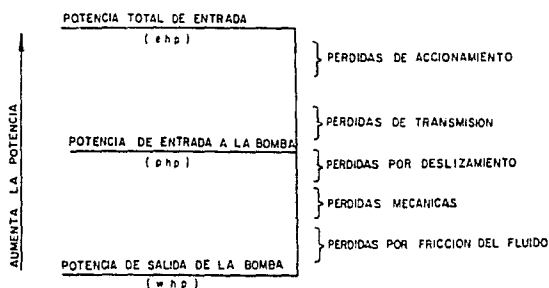


Fig. 5.52 RELACION ENTRE LOS DIFERENTES CONCEPTOS DE POTENCIA PARA BOMBAS ROTATORIAS

La relación entre estos conceptos de potencia se ilustran en la figura 5.52

La potencia hidráulica de una bomba rotatoria queda definida por medio de la ecuación 5.24.

$$\omega H_p = \frac{Q P_{td}}{1714} \quad (5.24)$$

En la ecuación 5.24 la constante 1714 es un factor de conversión para obtener la potencia en Hp cuando el gasto Q está dado en

galones por minuto y la potencia total desarrollada P_{td} está dada en psi.

El gasto volumétrico total manejado por la bomba es mayor que Q debido a la presencia de deslizamiento. La cantidad actual de deslizamiento representa potencia desperdiciada y afecta la eficiencia de la bomba. La diferencia entre la potencia de entrada a la bomba y la potencia de salida de la bomba consta básicamente de tres cantidades: la cantidad de potencia representada por el deslizamiento, la cantidad de potencia representada por la fricción mecánica en la bomba y la cantidad de potencia representada por la fricción del fluido, que es una función de la viscosidad, el fluido y el esfuerzo constante de la bomba sobre el fluido. Para determinar las pérdidas combinadas de pérdidas por fricción mecánicas y del fluido, la potencia de "desplazamiento" de salida (dHp) debe calcularse primero por medio de la ecuación 5.25 y después restarla de la potencia de entrada a la bomba pHp para obtener la potencia combinada debida a fricciones.

$$dHp = \frac{(Q+S)P_{td}}{1741} = \frac{DN P_{td}}{395934} = \frac{Q_d P_{td}}{1714} \quad (5.25)$$

donde dHp = es la potencia en Hp cuando Q , Q_d y S están dados en galones por minuto, P_{td} está dado en psi, el desplazamiento D está en pulgadas cúbicas por revolución, N en revoluciones por minuto.

EFICIENCIA DE LA BOMBA.- Se pueden determinar varias eficiencias para una bomba rotatoria. La eficiencia global (E_o) es el porcentaje del total de la potencia total de entrada que es

entregada como potencia de salida de la bomba y es calculada por medio de la ecuación 5.26.

$$E_o = \frac{w \text{ Hp}}{e \text{ Hp}} \times 100 \% \quad (5.26)$$

EFICIENCIA DE LA BOMBA O EFICIENCIA MECANICA DE LA BOMBA (E_p), que es la relación de potencia de salida de la bomba a la potencia de entrada de la bomba y puede determinarse por medio de la ecuación 5.27.

$$E_p = \frac{w \text{ Hp}}{P \text{ Hp}} \times 100 \% \quad (5.27)$$

La eficiencia volumétrica (E_v) de una bomba es el porcentaje del desplazamiento de la bomba por unidad de tiempo que es entregado como capacidad de la bomba. La ecuación 5.28 define este término.

$$E_v = \frac{231 Q}{D N} \times 100 \% = \frac{Q}{Q_D} 100 \% \quad (5.28)$$

Donde E_v está en porcentaje cuando Q y S están en galones por minuto, D está en pies cúbicos por revolución y N en revoluciones por minuto. La ecuación 5.28 puede ser establecida en formas alternativas tales como las indicadas en las ecuaciones 5.29 y 5.30.

$$E_v = \frac{Q}{Q+S} \times 100 \% \quad (5.29)$$

$$E_v = \frac{kDN - S}{kDN} \times 100 \% \quad (5.30)$$

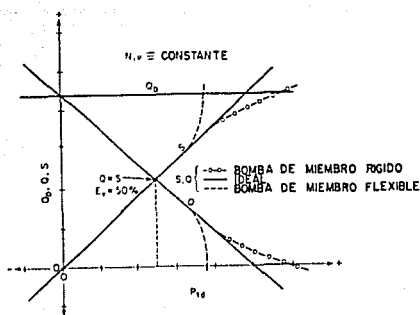


Fig. 5.53 VARIACION DE Q_d, Q Y S CON P_{fd} A N Y VISCOSIDAD CONSTANTES

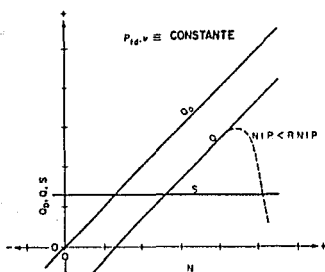


Fig. 5.54 VARIACION DE Q_d, Q Y S CON N , A P_{fd} Y VISCOSIDAD CONSTANTES

FUNCIONAMIENTO

En las figuras 5.53, 5.54 y 5.55 se muestra como varían la capacidad de desplazamiento (Q_d), la capacidad (Q) y el deslizamiento (S), en función de la presión diferencial (P_{fd}) a través de la bomba, la viscosidad del líquido (ν) y la velocidad de rotación de la bomba (N).

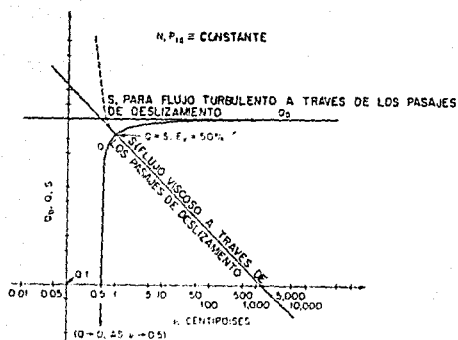


Fig. 5.55 VARIACION DE σ_0 , Q Y η CON LA VISCOSIDAD A N Y P_{12} CONSTANTES.

CALCULOS RELACIONADOS CON BOMBAS DE VACIO

Dado que la aplicación de las bombas de vacio es una muy especial donde se involucra el manejo de gases, vapores condensables y eventualmente liquidos, se hace necesario tener procedimientos específicos para determinar las diferentes propiedades y características del sistema.

Debido a lo anterior, enseguida se presenta un formulario básico de los parámetros que intervienen en los sistemas de vacio:

1. Desplazamiento requerido de la bomba.

(Usar los factores de sistema Fa dados en la figura 5.56).

$$D = \frac{V F_a}{t} \quad (5.31)$$

2. Tiempo requerido para realizar el vacio

$$t = \frac{V F_a}{D} \quad (5.32)$$

3. Flujo de aire a través de un tubo largo

- a. Para flujo viscoso (o sea alta presión) donde la presión promedio expresada en micrones, multiplicada por el diámetro del tubo es mayor de 200 ($\bar{P} \times d > 200$)

$$C = 0.52 \times \frac{d^4}{L} \bar{P} \quad (5.33)$$

- b. Para un rango de transición (a presión intermedia) cuando

$$C = 0.52 \times \frac{d^4}{L} \bar{P} + 12.2 \times \frac{D^3}{L} \quad (5.34)$$

- c. Para flujo molecular (a presiones bajas) cuando

$$C = 13.6 \times \frac{d^3}{L} \quad (5.35)$$

4. Conductancia

- a. Conductancia en serie

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots \quad (5.36)$$

- b. Conductancia en paralelo

$$C = C_1 + C_2 + \dots \quad (5.37)$$

5. Capacidad de bombeo neta o promedio

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_p} + \frac{1}{C} ; S = \frac{S_p \times C}{S_p + C} \quad (5.38)$$

Se debe notar que la capacidad de bombeo de una bomba de vacío

disminuye conforme la presión de succión disminuye.

6. Tiempo de bombeo requerido para alcanzar la presión de vacío de operación (pumping down time)

$$t = \frac{2.3 V}{S} \text{Log} \frac{P_1}{P_2} \quad \text{ó} \quad S = \frac{2.3 V}{t} \text{Log} \frac{P_1}{P_2} \quad (5.39)$$

Los valores obtenidos con las ecuaciones anteriores son nominales y deben afectarse con un factor relacionado con la presión que influya para tomar en consideración la dificultad relativa de evacuar el sistema en función de la presión.

TABLA 5.08

FACTOR DE PRESION EN FUNCION DE LA PRESION DE OPERACION

SP FACTORES DE PRESION	RANGO DE PRESIONES
1.2	760 - 10 TORR.
1.3	10 - 1 TORR.
1.4	1.0 - 0.1 TORR.
1.5	0.1 - 0.01 TORR.

$$t = \frac{2.3 V}{S} \text{Log} \frac{P_1}{P_2} (S_P) \quad \text{ó} \quad (5.40)$$

$$S = \frac{2.3 V}{t} \text{Log} \frac{P_1}{P_2} (S_P) \quad (5.41)$$

El valor de la capacidad de bombeo S debe ser el obtenido de una curva de fabricante (si ya se cuenta con esta información) a la

presión promedio, o puede ser el valor estimado por medio de la ecuación.

7. Flujo de aire a través de una apertura pequeña de corta longitud.

a. Para conductancia viscosa menor que el tamaño de la apertura.

$$C = 212 d^2 \quad (5.42)$$

b. Para conductancia molecular menor que el tamaño de la apertura.

$$C = 125 d^2 \quad (5.43)$$

B. TRAYECTORIA LIBRE MEDIA (MEAN FREE PATH)

$$\lambda = \frac{1.91}{P} \quad (5.44)$$

En las ecuaciones anteriores de la 5.31 a la 5.44 se tiene el siguiente significado de literales.

D = desplazamiento de la bomba requerido en (CFM)

V = volumen del sistema (CF)

Fa = factor de vaciado del sistema (de la fig. 5.56)

t = tiempo de evacuación (min)

c = conductancia a través de un tubo (CFM)

d = diámetro del tubo (in)

L = longitud del tubo en (ft)

\bar{P} = presión promedio = $1/2 (P_1 + P_2)$

P_1 = presión inicial en micrones de mercurio

P_2 = presión final en micrones de mercurio

S_p = capacidad nominal de la bomba (CFM)

S = capacidad neta de bombeo (CFM)

S_p = factor de presión del sistema

λ = trayectoria libre media de una molécula (in)

ESTIMACION DE LA POTENCIA DE UNA BOMBA DE VACIO.-

George A. Huff en su artículo "Selecting a vacuum producer" publicado en Chemical Engineering de Marzo 15 de 1976, propone una serie de correlaciones para estimar la potencia demandada por las bombas de vacío de tipos diferentes, los cuales pueden ser usados como una aproximación en la determinación de requerimientos de potencia.

a. Bombas de vacío recíprocantes

$$BHP = 7.14 (SF)^{0.963} \quad (5.45)$$

b. Bombas de vacío rotatorias

$$BHP = 7.63 (SF)^{1.088} \quad (5.46)$$

c. Bombas de vacío de lóbulos o de pistón rotatorio

$$BHP = 0.621 (SF)^{1.043} \quad (5.47)$$

d. Bombas de anillo líquido

$$BHP = 13.8 (SF)^{0.924} \quad (5.48)$$

Donde SF es el factor del sistema que queda definido por la

ecuación 5.49

$$SF = \frac{\text{Capacidad (lb/hr)}}{P. \text{ succión (Torr)}} \quad (5.49)$$

Para criterios de aplicación de los diferentes tipos de bombas, ver la tabla 5.09 presentada originalmente en el artículo de Huff.

TABLA 5.09
RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS DE VACIO

TIPO	CARGA DE AIRE EQUIVALENTE A 70 F (LB/HR)	PRESION DE SUC. EN (TORR)	FACTOR DE SISTEMA (LB/HR (TORR))
ANILLO LIQUIDO	1 - 20,000	25 - 200	0.05 - 35
PISTON ROTATORIO	0.1 - 22,000	0.01 - 760	0.03 - 8
LOBULOS/ PISTON ROTAT.	0.1 - 40	0.01 - 10	9.5 - 45
RECIPR.	1.0 - 7,000	15 - 200	1.0 - 25

Otro método más lógico de determinación de potencia es el presentado por Ryans y Croll, el cual considera la determinación de la potencia adiabática de compresión del gas y después afectar este valor por una eficiencia, sin embargo, aquí el problema precisamente es la determinación de dicha eficiencia, ya que en algunos tipos de bombas, el equipo maneja además del gas, el líquido requerido para realizar la compresión, como es el caso de las bombas de anillo líquido. Para solucionar, al menos de una manera limitada, en este problema los autores presentan una serie de curvas para diferentes tipos de bombas que dan la eficiencia en

función del gasto manejado, para obtener la potencia demandada actual en función la potencia adiabática de compresión.

Estas curvas se presentan en la figura 5.57.

La potencia adiabática de compresión está dada por la ecuación 5.50, la cual para el caso de manejo de aire se simplifica y queda dada por la ecuación 5.51, con la eficiencia leída de la figura 5.57, la potencia actual demandada BHP queda dada por la ecuación 5.52.

$$P_{ad} = \frac{P_1 V_1}{229} \cdot \frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (5.50)$$

$$P_{ad} = \frac{f (1/4 \text{ hr})}{20} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0.286} - 1 \right) \quad (5.51)$$

$$\text{BHP} = \frac{P_{ad}}{\eta} \quad (5.52)$$

CAPITULO 6

BOMBAS CENTRIFUGAS

BOMBAS CENTRIFUGAS

Definiciones en relación a las bombas centrifugas.

A continuación se presentan las definiciones de términos que establece el API-std 610 que principalmente tienen por objeto uniformizar criterios y ayudar a prevenir posibles inconvenientes que se presentarían por la diferencia de interpretación que los usuarios, firmas de ingeniería o fabricantes pudieran tener.

NORMAL. Aplica a las condiciones a las que el equipo operará la mayor parte del tiempo.

NOMINAL (RATED). Aplica a las condiciones de operación especificadas para el punto de operación garantizado, incluyendo capacidad o flujo, carga, NPSH, densidad relativa y velocidad.

PRESIÓN MÁXIMA PERMISIBLE DE LA CARCAZA. Es la máxima presión de descarga a la temperatura de bombeo especificada, para la cual la carcasa de la bomba está diseñada. Esta presión debe ser como mínimo igual que la máxima presión de descarga.

PRESIÓN DE DESCARGA NOMINAL. Es la presión de descarga de la bomba en el punto de garantía con la capacidad, velocidad, presión de succión y densidad relativa nominales.

PRESION MAXIMA DE SUCCION. Es la mas alta presión de succión a la que la bomba puede estar sujeta durante la operación.

PRESION DE SUCCION NOMINAL O DE DISEÑO. Es la presión de succión para las condiciones de operación en el punto de garantía.

TEMPERATURA MAXIMA PERMISIBLE. Es la temperatura máxima continua para la cual el fabricante ha diseñado el equipo (o cualquier parte a la cual el término es referido) cuando se maneja el fluido especificado a la presión especificada.

VELOCIDAD NOMINAL. Es el número de revoluciones por minuto a las que debe girar la bomba para cumplir con las condiciones de operación nominales. (Debe notarse que los motores de inducción operarán a una velocidad que es función de la carga impuesta)

POTENCIA AL FRENO NOMINAL O DE DISEÑO. Es la potencia requerida por la bomba operando a las condiciones nominales.

PRESION MAXIMA DE SELLADO. Es la mayor presión que se espera en cada sello.

VELOCIDAD ESPECIFICA DE SUCCION. Es una indicación característica de operación de la bomba determinada a las condiciones de mejor eficiencia. (Este valor sirve como un indicador del NPSH requerido para los valores dados de capacidad y velocidad de rotación y proporciona alguna indicación de la susceptibilidad de la bomba a

recirculación interna).

FLUJO MINIMO CONTINUO ESTABLE. Es el flujo menor al cual la bomba puede operar sin exceder los límites de vibración y ruido impuestos por el API std. 610 o algún código o especificación aplicable. (Normalmente se toma el documento que resulte mas restrictivo a menos que se especifique explícitamente lo contrario).

FLUJO MINIMO CONTINUO TERMICO. Es el menor flujo al cual la bomba puede operar y todavía mantener la temperatura del líquido abajo de la cual el NPSH disponible iguala al NPSH requerido.

CASQUILLO DE ESTRNGULAMIENTO (THROTTLE BUSHING). Es un anillo restrictivo de claro estrecho al rededor de la flecha (o camisa) localizado en el extremo exterior de un sello mecánico.

CASQUILLO DE GARGANTA (THROAT BUSHING) Es un anillo restrictivo de claro estrecho al rededor la flecha (o camisa) localizado entre el sello (o empaque) y el impulsor.

CARCAZA O CARCAZA SUJETA A PRESIÓN. Es el conjunto de todas las partes estacionarias de la unidad contenedoras de presión, incluyendo todas las boquillas y otras partes unidas al cuerpo principal de la bomba.

DOBLE CARCAZA. Se refiere al tipo de construcción en el cual la

carcaza es separada y distinta de los elementos de bombeo contenidos en ella.

CARCAZA TIPO BARRIL. Se refiere específicamente a una bomba horizontal de doble carcaza.

BOMBA VERTICAL ENLATADA. Se refiere específicamente a una bomba vertical de doble carcaza.

TURBINA HIDRAULICA DE RECUPERACION DE POTENCIA. Puede ser una bomba operada con flujo en sentido contrario (a lo usual) empleada para entregar energía mecánica en el cople a partir de la recuperación de la energía liberada por la reducción de la presión del fluido (algunas veces también por la energía liberada por la evolución de gas o vapor a partir del fluido de entrada.)

PARTICION RADIAL. Se refiere a juntas de la carcaza que son transversales al eje de la flecha.

PARTICION AXIAL. Se refiere a juntas de la carcaza que son paralelas al eje de la flecha.

CARGA POSITIVA NETA DE SUCCION (NPSH). Es la carga total de succión, expresada en pies absolutos de líquido, determinada en la boquilla de succión la bomba, referida a la elevación básica, menos la presión de vapor del líquido expresada en pies de líquido absolutos. La elevación básica de referencia para bombas horizontales es el eje de la flecha de la bomba, o la línea de

centros de la boquilla de succión para bombas verticales en línea y el extremo superior de la cimentación para cualquier otro tipo de bombas verticales. Se debe notar que en general se puede escoger cualquier otro nivel de referencia, diferente al anterior que fija el API, pero se debe ser muy cuidadoso de que sea el mismo tanto para el valor disponible del sistema como para el requerido por la bomba.

CARGA POSITIVA NETA DE SUCCION DISPONIBLE (NPSHA). Es el NPSH determinado por el comprador a partir del sistema de bombeo, a la temperatura de bombeo.

CARGA POSITIVA NETA DE SUCCION REQUERIDA (NPSHR). Es el NPSH determinado por el proveedor de la bomba a partir de datos de funcionamiento con agua. El NPSHR se expresa como pies absolutos de líquido y es la carga neta positiva que el equipo requiere para evitar el funcionamiento inadecuado de la bomba, para cada capacidad, ocasionado por la cavitación.

COJINETE HIDRODINAMICO. Es el tipo de cojinete que usa los principios de lubricación hidrodinámica creada cuando sus superficies son orientadas de tal forma que su movimiento relativo provoca la presión de aceite para soportar la carga sin que exista contacto metal-metal.

COJINETES RADIALES HIDRODINAMICOS. Incluyen tanto los tipo manga, camisa o manguito, como los de construcción tipo zapatas basculantes (tilting pads o tilting shoes).

COJINETES HIDRODINAMICOS DE EMPUJE. Son cojinetes multisegmentados del tipo de zapatas basculantes.

BOQUILLAS DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS DE RECUPERACION DE ENERGIA. Dado que la construcción de estas unidades es la misma que la de una bomba, los términos succión y descarga empleados en los estándares y este texto aplican a la salida y entrada respectivamente.

Un termino adicional considerado importante de aclarar es el uso de la palabra "Diseño" (design), en términos tales como presión de diseño, potencia de diseño, temperatura de diseño o velocidad de diseño, esta palabra debe eliminarse de las especificaciones y documentos del comprador, dado que esta terminología debe ser usada solo por el diseñador y constructor de la bomba.

PARTES CONSTITUTIVAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

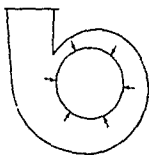
CARCAZAS

De acuerdo a las definicion del API-610, este es el elemento estatico de la bomba, constituido por todas aquellas partes cuya función principal es la de contener la presión, además de servir de soporte tanto para los elementos rotatorios como al equipo en sí, a través de fijar en este elemento los soportes estructurales del equipo.

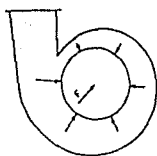
La carcaza en si tambien es el elemento que sirve para transformar la energia de cinética del fluido en presión, pudiendo realizar esto por medio de dos diseños básicos generales que son: Carcaza tipo voluta y carcaza tipo difusor.

El diseño de voluta recibe su nombre del arreglo geométrico que presenta (una espiral creciente en la dirección del flujo). En este arreglo el área de colección del fluido descargado por el impulsor se ve incrementada conforme gira desde un punto inicial hasta la salida hacia donde descarga. El elemento que divide la zona inicial de la voluta de la parte final donde se inicia la descarga se llama lengüeta o parteaguas (cut-water).

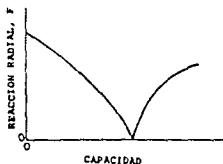
En este tipo de diseños se previene un equilibrio de esfuerzos radiales, el cual sin embargo es posible de controlar en un solo punto y el diseñador escoje que sea el punto nominal o el de máxima eficiencia. Tanto a flujos mayores como a flujos menores se presenta un desequilibrio de fuerzas radiales, produciendose una reacción neta en dirección radial hacia el rotor.



6.01 EQUILIBRIO DE FUERZAS RADIALES A FLUJO DE DISEÑO



6.02 DESEQUILIBRIO DE FUERZAS RADIALES AL OPERAR A CAPACIDAD REDUCIDA



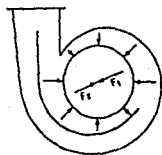
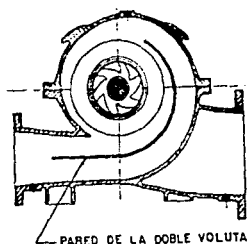
6.03 MAGNITUD DE LA REACCION RADIAL F

Las figuras 6.01, 6.02 y 6.03 ilustran cualitativamente este efecto. Para casos en que se preve operación a flujos reducidos por periodos prolongados, particularmente para bombas de alta capacidad, se debe especificar claramente esta condición con objeto de que el fabricante tome las precauciones necesarias, ya que en casos criticos de operación prolongada a flujos bajos (menos del 50 % del flujo de diseño) se puede y de hecho se presentan roturas de flechas.

Como criterio general los fabricantes disenar sus equipos para resistir el esfuerzo radial desbalanceado en operación continua al 50% del flujo de máxima eficiencia, para el maximo impulsor.

Dentro de las prácticas comunes para prevenir daños a las flechas cuando se preve la presencia de esfuerzos radiales descompensados

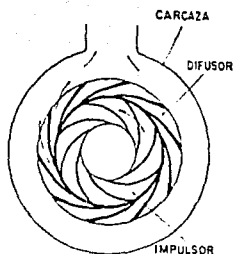
de manera continua, esta la aplicacion de flechas y cojinetes sobredimensionados, sin embargo esto puede resultar impráctico cuando se trata de bombas grandes, de alta energia, desarrollando cargas elevadas y/o consumiendo potencias altas. En estos casos el diseñador emplea otro diseño de carcaza, conocido como doble voluta, ver figura 6.04, que consiste en el establecimiento de una segunda voluta que nace a 180 grados de la primera, lo que consigue que los esfuerzos radiales se equilibren.



6.04 CARCAZA DE DOBLE VOLUTA Y EFECTO EN EL EQUILIBRIO DE LA REACCION RADIAL

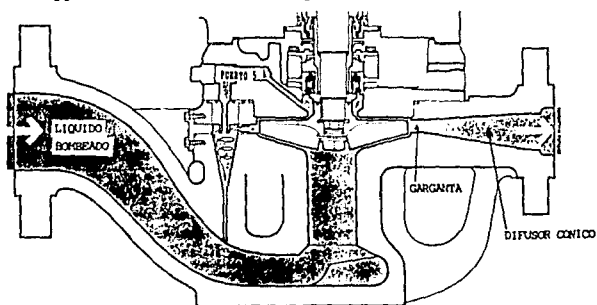
El otro tipo de carcaza es el tipo difusor, el cual emplea precisamente un difusor o sección radial de area creciente en esta dirección para realizar la transformación de la energia cinética en presión. En la figura 6.05 se presenta un esquema típico de una

bomba de difusor radial.



6.05 ESQUEMA DE UNA BOMBA CON CARCAZA TIPO DIFUSOR RADIAL

Otro tipo de carcasa de difusor, es aquel que se emplea en las bombas de alta velocidad, en las cuales el difusor es uno cónico que se proyecta radialmente desde una pequeña sección en la periferia de la carcasa hacia la boquilla de descarga, un ejemplo de este tipo es mostradao en la figura 6.06



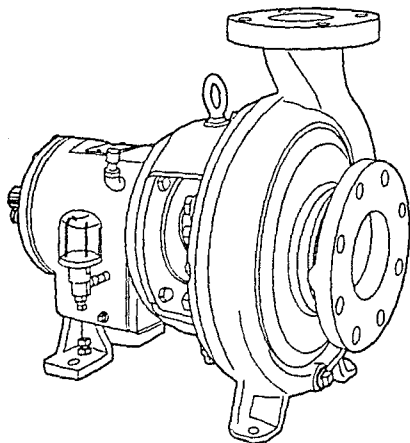
6.06 CARCAZA DE DIFUSOR CONICO

Se puede decir que las funciones básicas del difusor son la siguientes:

-Convertir la energía cinética del fluido en presión.
-Efectuar el equilibrio hidráulico de la carga radial del rotor.
-Gular la circulación del líquido dentro de la carcasa.

Respecto a la ubicación y tipo de boquillas se pueden tener las carcasas con succión en el extremo (end suction), con succión lateral, con succión superior o inferior. Para las descargas se pueden tener las mismas posiciones excepto en el extremo.

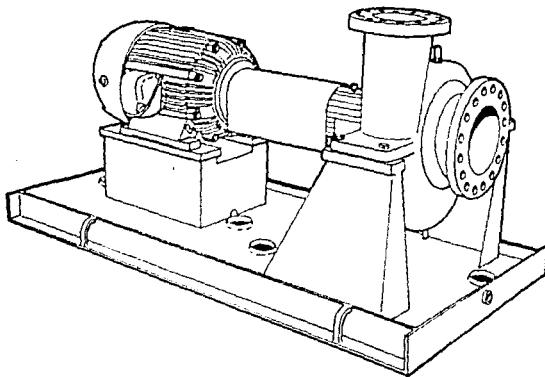
Respecto al soporte de la carcasa se pueden tener básicamente los arreglos de soporte de pie, el cual es el soporte típico de la bombas ANSI, la aplicación en general para este tipo de montaje es en servicios a temperaturas cercanas a la ambiental. Ver figura 6.07.



6.07 BOMBA CON MONTAJE DE CARCAZA TIPO PIE.

Para temperaturas altas (superiores a 350 grados F) o muy bajas

(cercanas a los 0 grados F o menores) se utiliza el montaje de la carcasa en la línea de centros, con el objeto de que la alineación del conjunto bomba accionador no se vea afectada por el crecimiento térmico de la carcasa. Ver figura 6.08.



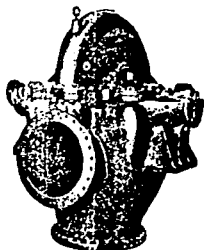
6.08 BOMBA CON MONTAJE DE CARCAZA EN LINEA DE CENTROS

Otro tipo de montaje de la carcasa es el de repisa o ménsula (bracket mounted) el cual principalmente surge por la necesidad de tener succión en la parte inferior en bombas de gran capacidad. Ver figura 6.09.

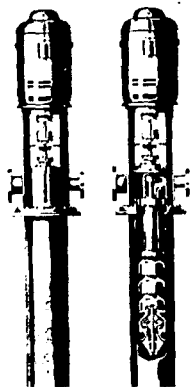
Para bombas verticales enlatadas existe un tipo particular de montaje. Ver figura 6.10.

La aplicación de este tipo de bombas se requiere cuando la carga neta positiva de succión, NPSH, disponible es demasiado bajo para la capacidad manejada y no es posible o práctico incrementarla por

modificacion al arreglo de equipo.

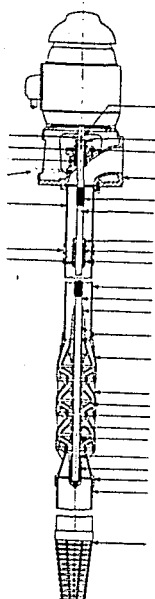


6.09 BOMBA CON MONTAJE DE CARCAZA TIPO MENSULA



6.10 BOMBA VERTICAL TIPO ENLATADA

Las bombas verticales de pozo, también tienen su forma particular de montaje. Este tipo de bombas, desde luego, tiene su campo particular de aplicación. Ver figura 6.11.



6.11 BOMBA VERTICAL TIPO POZO PROFUNDO

Se puede decir que tanto las bombas enlatadas como las de pozo, la bomba en sí (considerada como el cuerpo de tazones, donde se alojan los impulsores) se encuentra colgada de la flecha y columna y el soporte en sí es hecho por elementos estructurales que no son la carcasa en sí.

Finalmente otro de los medios comunes de soporte de la bomba es hacerlo sobre las boquillas de succión y descarga de la bomba

hacia la tubería, como sucede en el caso de las bombas verticales en línea. En este tipo de arreglos se puede o no colocar un soporte auxiliar en la parte inferior de la carcasa, pero en todo caso dado que es auxiliar no debe ser considerado sino como una seguridad extra y el diseño de los soportes de la tubería debe ser considerando que no existe tal soporte auxiliar.

Las carcasas de bombas centrifugas pueden clasificarse también en función de la forma en la que tienen la partición para acceso al interior de la bomba. Se pueden tener así bombas con partición axial y bombas con partición radial.

El uso de la partición axial esta limitado por condiciones drásticas del servicio, como pueden ser por temperatura. Debido principalmente a la condición de que a temperaturas elevadas las bridas de unión de la partición axial pueden sufrir deformaciones y consiguientemente fugas.

El API std-610 limita el uso de la partición axial a servicios con temperaturas inferiores a 400 grados F.

Asimismo se considera que existe una mayor posibilidad de fugas a través de la unión axial de la bomba cuando se manejan fluidos con densidad relativa baja, por lo que el API limita el uso de partición axial al manejo de líquidos con densidad relativa superior a 0.7 y que además sean tóxicos o peligrosos.

Cuando los líquidos son tóxicos o peligrosos y la presión de descarga es alta, superior a 1000 psig, el API también prohíbe el uso de partición axial, por el peligro potencial que representa una mayor area de contacto en la junta de las mitades de la carcasa.

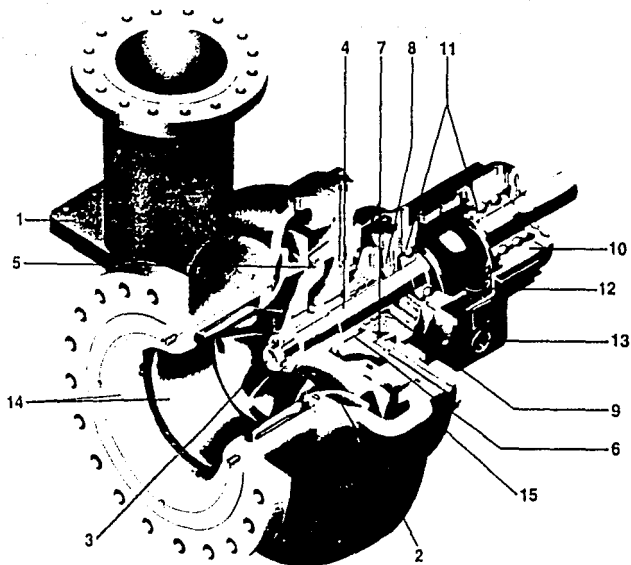
En la figura 6.09, usada para ilustrar el tipo de montaje de

ménsula, se muestra un ejemplo típico de bomba de partición axial. El tipo de partición radial es el tipo mas general, empleándose tanto para servicios generales como para los casos en que explícitamente es prohibido el empleo del tipo axial tal como se describió arriba.

Se debe observar que este tipo de bombas presentan desensamble y acceso alas partes internas sin necesidad de dismantelar o desconectar las tuberías de succión o descarga de la bomba, de aquí que el tipo general empleado para bombas de una etapa con impulsor montado en voladizo, sea el llamado de extracción posterior (back-pull out) y que para ser totalmente efectivo, requiere de que el golpe cuente con espaciador para cumplir además con el requerimiento del API-610 en el sentido de que las reparaciones de bombas horizontales de una etapa deben poderse realizar si necesidad de desmontar el accionador. En la figura 6.12 se muestra una bomba típica con partición radial en arreglo con extacción posterior.

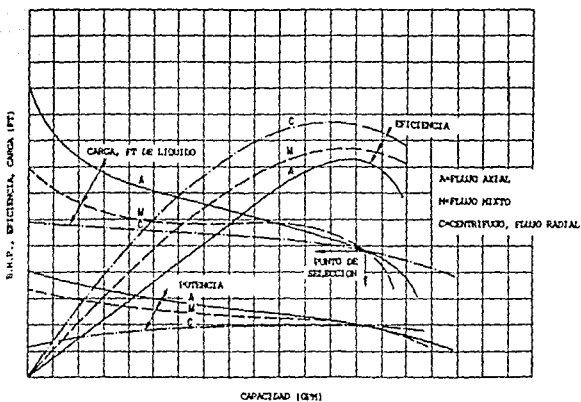
IMPULSORES

Los impulsores básicamente se pueden clasificar bajo tres criterios que son: a) Por su tipo de succión o entrada del líquido al impulsor. Los tipos segun este criterio pueden ser de succión sencilla y de doble succión, los cuales tienen su aplicación cuando el flujo manejado es muy grande. b) Por la forma de los alabes, teniéndose los tipos de alabes curvados hacia atrás, el cual es el tipo mas común y que presenta la forma de curva típica continuamente descendente desde flujo cero hasta el flujo máximo.

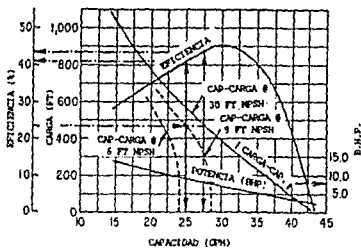


6.12 BOMBA CON PARTICION RADIAL, EXTRACCION POSTERIOR

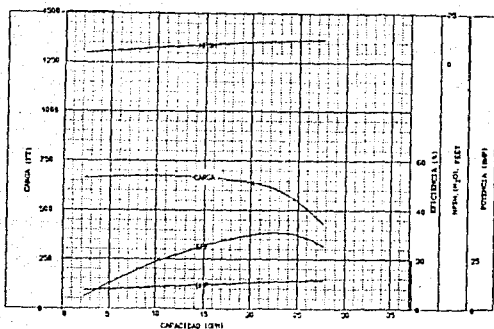
Otro tipo es el de álabes rectas radiales, este tipo de impulsor es el usado en las bombas de alta velocidad. El tipo de curva que exhiben estos impulsores es una plana practicamente horizontal que cae subitamente conforme se aproxima al flujo máximo. El último tipo sería el de álabes curvados hacia adelante, que en teoría daría una curva ascendente desde flujo cero hasta el flujo máximo, sin embargo este es un tipo de diseño que no se emplea comercialmente dado que en la práctica resulta en características muy inestables.



6.13 CURVAS TÍPICAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS, TIPO VOLUTA O DIFUSOR RADIAL



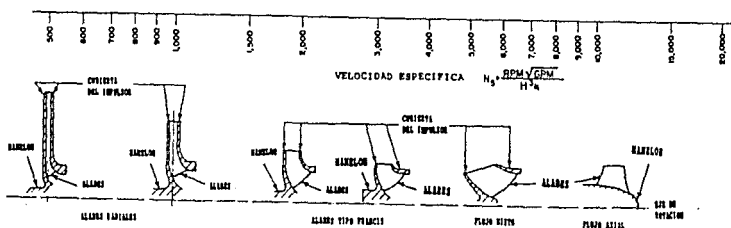
6.14 CURVA TÍPICA DE UNA BOMBA TIPO TURBINA REGENERATIVA



6.15 CURVA TÍPICA DE UNA BOMBA DE ALABES RADIALES, ALTA VELOCIDAD Y DIFUSOR CÓNICO

Las formas típicas de curvas para los diferentes arreglos o forma de álabes se pueden ver en las figuras 6.13, 6.14 y 6.15. Por último los impulsores se pueden clasificar en función de la protección de los álabes en abiertos, en cuyo caso los álabes se encuentran prácticamente sin cubierta ni por el lado anterior ni por el posterior. Los impulsores semiabiertos o semicerrados cuentan con los álabes parcial o totalmente cubiertos por el lado posterior, en tanto que por el lado anterior están totalmente expuestos. Los impulsores cerrados conforman la última clase según este criterio, los cuales cuentan con cubierta total en la parte posterior, mientras que en la parte anterior solo queda al descubierto en anillo al rededor del mamelón del impulsor (impeller hub) por donde penetra el líquido al interior del impulsor. Este anillo recibe el nombre de ojo del impulsor. La aplicación de cada uno de estos tipos de impulsor está en función de las características del líquido que se vaya a manejar.

De acuerdo con su comportamiento hidraúlico, el cual esta muy relacionado con su perfil constructivo, los diferentes diseños varían desde un flujo completamente radial hasta uno totalmente axial a través del impulsor, esta variación en la dirección de flujo está relacionada con la velocidad específica y con la capacidad hidraúlica del impulsor. Para una carga dada, una velocidad específica mayor implica una mayor capacidad de manejo de líquido. Los diferentes diseños que se tienen identificados, desde el punto de vista hidraúlico, son los de flujo radiale, diseños Francis, de flujo mixto y por ultimo de flujo axial. El campo de cobertura en cuanto a velocidades específicas y la forma típica de cada diseño se encuentran ilustrados en la figura 6.16.



6.16 VELOCIDAD ESPECIFICA Y FORMA TIPICA DE DIFERENTES DISENOS DE IMPULSOR

Como una observación adicional respecto al diseño de impulsores, se puede mencionar que el ancho de los alabes se relaciona directamente con la capacidad del impulsor (alabes anchos implican capacidades mayores), por otro lado la longitud de los mismos se relaciona directamente con la capacidad de desarrollar carga del

impulsor (mayor diametro del impulsor implica mayor carga desarrollada).

Algunos disenos tipicos de impulsores se presentan en las figuras 6.17, 6.18 y 6.19.



IMPULSOR CERRADO DE ALABES RECTOS DE SUCCION SENCILLA

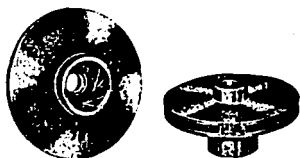


IMPULSORES TIPO ABIERTO, TIPICOS

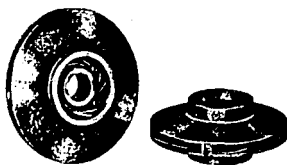


IMPULSOR SEMIABIERTO (ABIERTO CON CUBIERTA PARCIAL)

6.17 IMPULSORES TIPO CERRADO, ABIERTO Y SEMIABIERTO

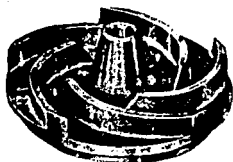


IMPULSOR CERRADO SUCCION SENCILLA



IMPULSOR CERRADO DOBLE SUCCION

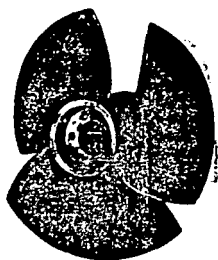
6.18 IMPULSORES DE SUCCION SENCILLA O DOBLE



RADIAL



MIXTO



AXIAL

6.19 IMPULSORES DE FLUJO RADIAL, AXIAL Y MIXTO

FLECHAS Y CAMISAS DE FLECHA.

La función básica de la flecha de una bomba es transmitir el par resistente que se presenta tanto en el arranque como durante la operación, asimismo soportar al impulsor o impulsores y otras partes rotantes.

Las cargas involucradas a las que esta sujeta la flecha son (1) torques, (2) peso de las diferentes partes que constituyen el rotor, (3) fuerzas tanto radiales como axiales. En el diseño de una flecha se debe tomar en cuenta además, la deflexión máxima permisible, el claro entre cojinetes o el largo del voladizo, así como la localización de las cargas a que estará sujeta y finalmente la velocidad crítica del diseño resultante.

Las flechas de bombas que manejan líquidos calientes deben ser diseñadas para soportar el esfuerzo o esfuerzos cuando la bomba es arrancada en frío, sin ningún precalentamiento.

Velocidades críticas. Las flechas de bombas como cualquier otro objeto construido de material elástico presenta una frecuencia natural de vibración. Cuando gira a cualquier velocidad que sea correspondiente a su frecuencia natural de vibración, cualquier ligero desbalanceo se magnifica. Estas velocidades son conocidas como velocidades críticas y corresponden a las frecuencias naturales de vibración.

Cuando la velocidad de operación es menor que la más baja de las velocidades críticas (este es el caso más frecuente para la mayoría de las bombas) se dice que la flecha es rígida, en caso contrario, es decir si existe alguna velocidad crítica que es menor que la velocidad de operación, se tiene entonces el caso de

Una flecha flexible.

En los códigos o estándares industriales, así como en algunas especificaciones generales, se establecen ciertos requerimientos en cuanto a la separación de las velocidades de operación con respecto a las velocidades críticas, esto tiene por objeto asegurar una operación del equipo libre de vibraciones que puedan ser dañinas al mismo.

El API-610 establece en el párrafo 2.8.1.4, que la primera velocidad crítica deberá estar al menos 20% arriba de la velocidad máxima continua de operación de la bomba, para el caso de flechas rígidas o 15% abajo de cualquier velocidad de operación y la segunda velocidad crítica deberá estar 20 % arriba de la velocidad máxima continua para sistemas de flecha flexible.

El material de la flecha expuesta al líquido bombeado debe ser resistente al ataque químico del mismo, además de contar con las propiedades mecánicas que lo hagan adecuado para transmitir la potencia necesaria. Cuando no es posible obtener un diseño de flecha que cumpla de manera práctica con ambos requerimientos, se emplea el material con la resistencia estructural para la flecha y sobre ésta se instala una camisa o manga con propiedades adecuadas en cuanto a resistencia química.

El API-610 establece como requisito básico el empleo de camisas de flecha, dado que, además, de proporcionar la resistencia al ataque químico del líquido bombeado y el desgaste, proporciona facilidades en cuanto a fabricación y características de acabado, además también es un elemento que puede ser reemplazado, proporcionando facilidad de mantenimiento y reducción del costo de

inventario de partes de repuesto.

El API-610 solo permite el uso de flechas sin camisa, cuando así es especificado o aprobado explícitamente por el comprador y esto únicamente para las bombas verticales en línea y bombas horizontales pequeñas. En este caso el material y el acabado deberá ser adecuado para manejar el fluido bombeado, proporcionando la resistencia al desgaste correspondiente. Además deberá de contar con las posiciones de centrado que permitan remaquinar la flecha.

DISPOSITIVOS DE SELLADO Y SU ALOJAMIENTO.

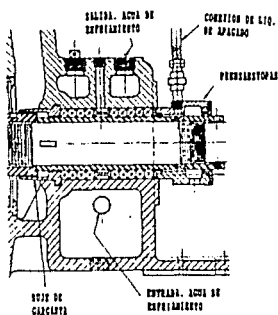
Basicamente existen dos medios de sellado para contener la tendencia a la fuga del líquido de la bomba hacia el exterior en la zona donde la flecha atraviesa la carcasa para conectarse al accionador y son el sellado por medio de empaquetadura y por medio de sello de contacto mecánico. El caso general para bombas de proceso especificadas para cumplir con el estándar API-610 es el empleo de sellos mecánicos, sin embargo si es permisible el empleo de empaquetaduras, solo que ésta queda limitada para los casos en los que: a) la presión de sellado sea baja y b) el fluido manejado no sea tóxico o peligroso.

El estándar ANSI B-73.1 permite indiscriminadamente el uso de empaquetaduras o sellos mecánicos, dejando al cliente la elección o la recomendación del fabricante.

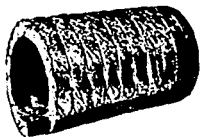
La empaquetadura esta constituida por anillos de un material compresible, los cuales son mantenidos en su posición presionados contra la caja de empaquetadura, por medio de la brida o tapa de la caja de empaquetadura, la cual es ajustable y se va apretando

conforme el empaque se va gastando, con el objetivo de seguir conteniendo al fluido de una manera eficiente.

Con frecuencia se utiliza la inyección de un fluido de lubricación y enfriamiento del empaque, el cual se inyecta en la porción intermedia de la serie de anillos, para lo que se incrusta un anillo intermedio metálico con perforaciones para distribuir el líquido de lubricación y enfriamiento. Este anillo se llama anillo de linterna (lantern ring o seal cage). El anillo de linterna y la inyección de un fluido de lubricación es requerida como obligatoria por el API-610, en los casos en que este estandar permite el uso de empaquetadura. En la figura 6.20 se muestra un arreglo típico de empaquetadura, y en la figura 6.21 se muestra el detalle de cada uno de los anillos de empaque y el anillo de linterna.



6.20 ARREGLO DE EMPAQUETADURA TÍPICO



EMPAQUE METALICO EN ESPIRAL



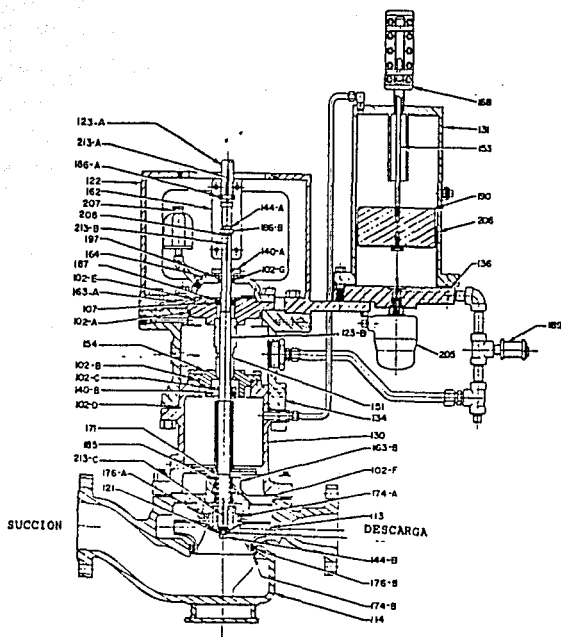
ANILLOS DE EMPAQUE METALICO



COMBINACION DE ANILLOS
SUAVES Y RIGIDOS DE EMPAQUE

6.21 DIFERENTES TIPOS DE ANILLOS DE EMPAQUE

El otro medio de contención del fluido en el paso de la flecha a través de la crcaza lo constituye el uso de sellos mecánicos, los cuales son definidos y clasificados por el estandar API-610 y constituyen el medio mas efectivo, contando con una amplia variedad de opciones para cubrir la mayoría de aplicaciones. Cabe mencionar también que para aplicaciones muy específicas algunos fabricantes tanto de bombas como de sellos han desarrollado sistemas especiales. Este es el caso de las aplicaciones en servicios criogénicos. Un ejemplo típico lo constituye el plan J desarrollado por la compañía Sulzer-Bingham y que se muestra en la figura 6.22.



6.22 PLAN J PARA APLICACIONES CRIOGENICAS (DISEÑO DE SULZER-BINGHAM)

A continuación se presentan los criterios generales para la especificación y/o selección de sellos mecánicos aplicados a bombas de acuerdo al API-610. Estos criterios pueden ser una buena guía también para bombas de acuerdo al estándar ANSI.

CRITERIOS GENERALES PARA LA SELECCION - ESPECIFICACION
DEL SELLO MECANICO

El sello mecánico constituye el medio de sellado estandar requerido por el API-610, requiriendose especificar explícitamente cuando se requiere empaque.

Desde luego que la ventaja del empaque sobre el sello mecánico esta en su costo, pero técnicamente queda limitado a servicios ligeros y condiciones poco drásticas.

Aunque no se indica explícitamente, se entiende que se debe suministrar sello mecánico para servicios tóxicos y/o peligrosos o flamables. Aunque el empaque puede ser adecuado para manejo de hidrocarburos, se entiende que son del tipo aceite o crudo, es decir, fluidos con una temperatura de inflamación alta.

El API-610 establece como general el uso de sellos sencillos balanceados, e indica que los sellos no balanceados podran suministrarse sólo cuando el comprador lo especifique o apruebe.

En este caso la única ventaja que tendría el uso de sellos no balanceados sería el costo, en contra de las recomendaciones de los mismos fabricantes en el sentido de que la vida del sello balanceado es mayor que la del sello no balanceado para la misma aplicación.

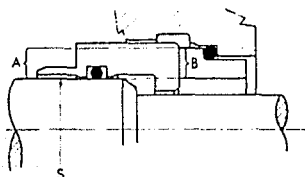
El sello balanceado ofrece un margen mayor de seguridad bajo condiciones anormales, como podrían ser malas operaciones o

desajustes del proceso.

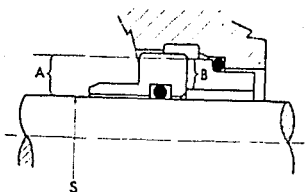
En casos en los que existe la posibilidad de aplicación múltiple, sería recomendable para cubrir más servicios.

Dado que el caso general es el uso de sellos balanceados, puede ser atractivo el estandarizar a este tipo y reducir el inventario de partes de repuesto.

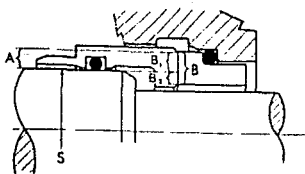
Además se deben hacer las siguientes consideraciones:



100% FUERA DE BALANCE
AREA A = AREA B



MÁS DEL 100% FUERA DE BALANCE
AREA A > AREA B



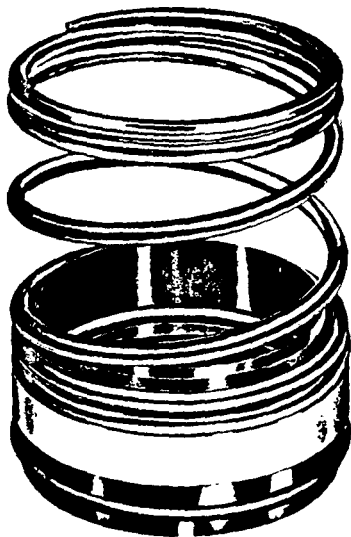
BALANCEADO: AREA B > AREA A
NO BALANCEADO = (A/B) X 100

6.23 ESQUEMA DE DIFINICION DEL BALANCEO HIRAUICO EN SELLOS MECANICOS

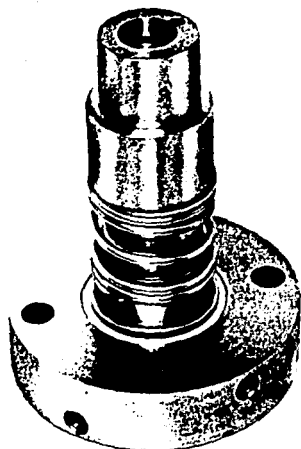
Los sellos no balanceados requieren que el fluido tenga buenas características lubricantes (como gasolina o mejor) y tiene su límite de aplicación en presiones máximas de 100 a 150 psig.

Por otro lado, existe el criterio general que los sellos balanceados en general no operan satisfactoriamente a presiones inferiores a 50 psig. Ver figuras 6.23, 6.24 y 6.25.

Los sellos dobles o en tandem se usarán cuando no pueda tolerarse la menor fuga de líquido debido a su peligrosidad, corrosividad o costo .



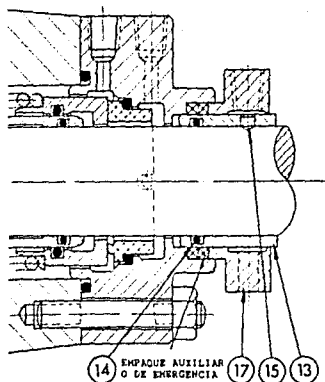
6.24 SELLO MECANICO NO BALANCEADO



6.25 SELLO MECANICO BALANCEADO

Un sustituto de la aplicación de sellos dobles o en tandem lo constituye el uso de sellos sencillos con un dispositivo auxiliar de sellado (auxiliary sealing device) con dos anillos de empaque como mínimo. Ver figura 6.26.

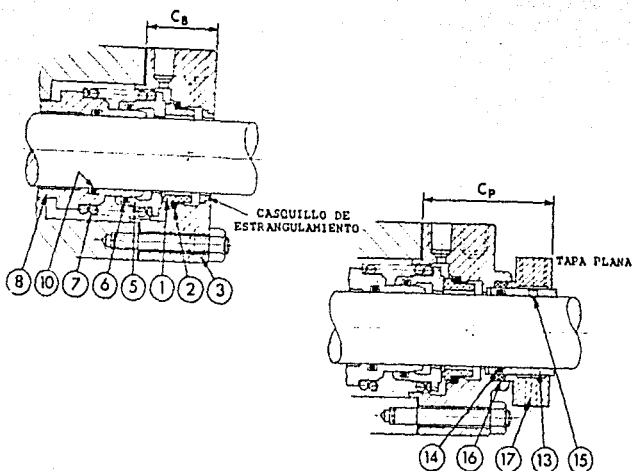
El API-610 establece que cuando se aplican sellos sencillos o dobles se debe incluir un casquillo de estrangulamiento en la tapa del sello (throttle bushing), deja la opción de especificarlo al cliente cuando este lo requiera para sellos en tandem, esto sería una seguridad adicional que desde luego tiene su costo. Ver figura 6.27.



6.26 ILUSTRACION DEL DISPOSITIVO AUXILIAR DE SELLADO

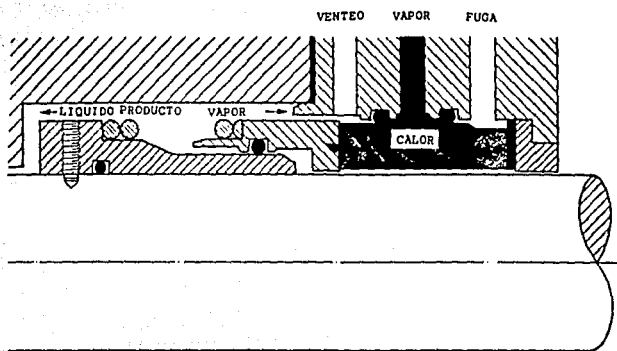
Cuando se especifica sello sencillo y dispositivo auxiliar de sellado, la tapa de la caja del sello será plana (sin casquillo de estrangulamiento). Ver figura 6.27.

Se deben especificar los materiales de los empaques del anillo estacionario y del anillo rotante, los cuales estan definidos en función de la temperatura de la cámara del sello. Se debe tener cuidado de seleccionar adecuadamente el material cuando se aplica quench con vapor, ya que el fluido bombeado puede tener una temperatura inferior que la del vapor de quench, esto es particularmente probable cuando el quench se aplica para prevenir solidificación del fluido en la cámara del sello, o uso de sellos en fase vapor. Ver figura 6.28 y tabla 6.01.



6.27 TAPA DE LA CAJA DEL SELLO; A) CON CASQUILLO DE ESTRANGULAMIENTO Y B) PLANA

Finalmente se debe especificar el material de las caras del sello, los materiales codificados en el API-610 son inertes prácticamente contra cualquier medio corrosivo, sin embargo, siempre es conveniente consultar las recomendaciones del fabricante o la experiencia previa con objeto de hacer la mejor selección.



6.28 SELLO MECANICO EN FASE DE VAPOR

RECOMENDACIONES GENERALES PARA ESPECIFICAR SELLOS MECANICOS DE ACUERDO AL API STD. 610

PRIMERA LETRA: CASO GENERAL (B) - Balanceado

Caso especial a estudiarse conveniencia (U)
no balanceado

SEGUNDA Y

TERCERA LETRAS CASO GENERAL (S) - Sencillo, la tercera letra
debe ser (T) o sea que la tapa debe contar con
casquillo de estrangulamiento.

Cuando no se puede tolerar fuga y se desea
economía (se debe verificar esto) (S) - sencillo
pero con tercera letra (A) dispositivo auxiliar de
sellado. Cuando se desea mayor seguridad (D) sello

doble en este caso la tercera letra debe ser (T) o sea que la tapa del alojamiento de sellos debe contar con casquillo de estrangulamiento.

En este caso se requiere de un fluido externo para circulación en la cámara del sello y que debe tener una presión superior a la presión en la garganta (punto donde cruza la flecha en el extremo posterior de la carcasa).

También proporciona una seguridad adicional el uso de sellos en tandem. Segunda letra (T), en este caso se deja a la elección del cliente si la tapa debe o no llevar casquillo de estrangulamiento, es decir, que la tercera letra puede ser (T) o (P).

El uso de casquillo de estrangulamiento implica un costo adicional.

En este caso de sellos en tandem, el fluido externo que se necesita circular debe estar a una presión inferior a la que se tiene en la garganta.

CUARTA LETRA

El caso general que cubre la mayoría de los casos es (F), juntas construidas en fluoroelastómero para ambos empaques, del anillo rotante y del anillo estacionario.

Este material que es de gran resistencia al ataque químico puede operar de 0 a 400 F.

Para casos mas criticos donde el fluido bombeado puede tener temperaturas de operación muy bajas seria recomendable (E) que implica junta del anillo estacionario en fluorocelastomero (T operac. de 0 a 400 F) y junta del anillo rotante en TFE que puede operar de -150 a 500 F.

Para servicios extremadamente criticos de alta o baja temperatura seria necesario (R) de cinta de grafito (graphite fall) que tiene una temperatura de operación de -400 a 750 F.

NOTA: En todos los casos se debe verificar la resistencia a ataque químico y verificar los otros materiales sugeridos en el API-610.

QUINTA
LETRA

El caso general es la aplicación del código (L) carbón contra carburo de tungsteno para los servicios de refinería.

Sin embargo, para servicios manejando agentes químicos, se debe verificar la resistencia al ataque químico y tanto la experiencia del cliente como las recomendaciones de fabricantes.

REQUERIMIENTOS DE LIMPIEZA Y APAGADO
(FLUSHING Y QUENCH) DE SELLOS MECANICOS

La inyección de fluidos para limpieza de sellos mecánicos se hace directamente hacia el alojamiento del sello. El tipo y condiciones están definidos para fluidos bombeados limpios y sucios o especiales en la figura D-2 del API-610. Otro factor que también influye en la selección del plan de limpieza de acuerdo al API es la temperatura del fluido bombeado y las propiedades lubricantes del mismo. Ver. fig. 6.29.

El propósito de los planes de limpieza es, además de realizar esto, lubricar y enfriar las caras de los sellos primarios.

El apagado o quench tiene fundamentalmente la función de prevenir las fugas al exterior del fluido de proceso que pudiera escapar por el sello primario, tanto bajo condiciones normales como anormales de operación.

El quench se aplica a la brida terminal del sello o tapa de la caja del sello (seal end plate) y los planes correspondientes están indicados en la figura D-3 del API-610. La elección del plan adecuado a un servicio determinado normalmente es hecha por el fabricante del sello. Se puede decir que el plan más popular es el plan 62. Ver fig. 6.30.

Otro aspecto importante y que depende del servicio de que se hable es el tipo de fluido a usar como quench.

Como criterio general, se especifica a continuación el fluido a emplear como función del efecto del fluido en caso de fuga a la atmósfera.

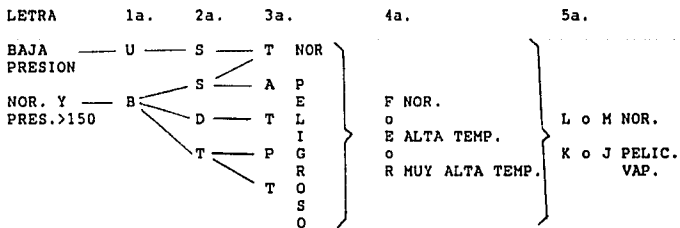
EFFECTO DEL FLUIDO AL FUGAR A LA ATMOSFERA

FLUIDO RECOMENDADO PARA QUENCH

Carbonización	Vapor
Solidificación	Vapor
Formación de hielo	Vapor, nitrógeno, metanol
Cristalización	Vapor, agua o disolvente
Descomposición	Vapor
Auto ignición	Vapor
Gases tóxicos	Vapor o agua
Riesgo de fuego	Vapor como emergencia

Cuando no existe ningún efecto de los anteriores, no se requiere inyección de fluido de quench.

ESPECIFICACION GENERAL DE SELLO MECANICO



MECHANICAL SEAL PIPING

Reprint of API Standard 610 Sixth Edition, January 1981. Used by permission.

Clean Pumpage



Plan 1
Integral (internal) recirculation from pump discharge to seal

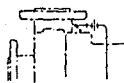


Plan 2
Dead-ended seal box with no circulation of flush fluid. Water-cooled box jacket and throat bushing required unless otherwise specified.

Plugged connections for possible future circulating fluid



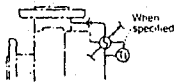
Plan 11
Recirculation from pump case through orifice to seal



Plan 12
Recirculation from pump case through strainer and orifice to seal

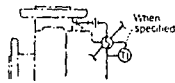


Plan 13
Recirculation from seal chamber through orifice and back to pump suction



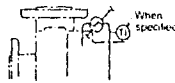
Plan 21
Recirculation from pump case through orifice and cooler to seal

When specified



Plan 22
Recirculation from pump case through strainer, orifice, and cooler to seal

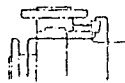
When specified



Plan 23
Recirculation from seal with pumping ring through cooler and back to seal

When specified

Dirty or Special Pumpage



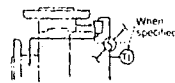
Plan 31
Recirculation from pump case through cyclone separator delivering clean fluid to seal and fluid with solids back to pump suction

When specified



Plan 32
Injection to seal from external source of clean fluid (see Note 2).

By vendor Recommended by purchaser



Plan 41
Recirculation from pump case through cyclone separator delivering clean fluid through cooler to seal and fluid with solids back to pump suction.

When specified



Cooler

(PI) Pressure gauge with block valve

(TI) Dial thermometer

Legend

(PS) Pressure switch with block valve

Cyclone separator

(FI) Flow indicator

Y-type strainer

Flow-regulating valve

Block valve

Check valve

Orifice

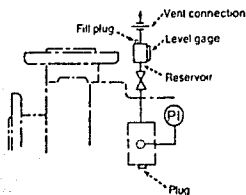
NOTES

- These plans represent commonly used systems. Other variations and systems are available and should be specified in detail by the purchaser or mutually agreed upon by the purchaser and the vendor.
- For Plan 32, the purchaser shall specify the fluid characteristics, and the vendor shall specify the volume (gallons per minute) and pressure (pounds per square inch gage) required.

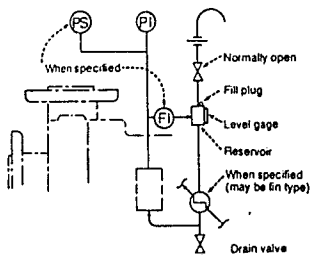
6.29 PLANES DE LIMPIEZA PARA SELLO PRIMARIO

MECHANICAL SEAL PIPING

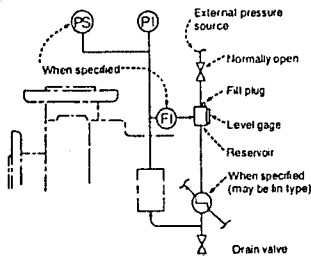
Reprint of API Standard 610 Sixth Edition, January 1981. Used by permission.



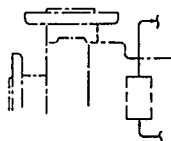
Plan 51
Dead ended blanket (usually methanol
see Note 2)



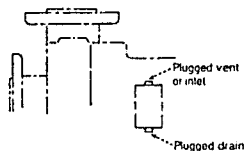
Plan 52
External fluid reservoir (see Note 2),
nonpressurized, thermosiphon or
forced circulation, as required.



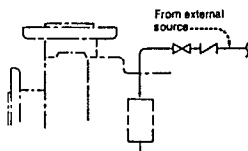
Plan 53
External fluid reservoir (see Note 2)
pressurized, thermosiphon or forced
circulation, as required



Plan 54
Circulation of clean fluid from an
external system (see Note 2).



Plan 61
Tapped connections for purchaser's
use. Note 2 shall apply when purchaser
is to supply fluid (steam, gas, water,
etc.) to auxiliary sealing device.



Plan 62
External fluid quench (steam, gas,
water, etc.) see Note 2.

Notes

1 These plans represent commonly used systems. Other variations and systems are available and should be specified in detail by the purchaser or mutually agreed upon by the purchaser and the vendor.

2 The purchaser shall specify the fluid characteristics when supplemental seal fluid is provided. The vendor shall specify the volume (gallons per minute) and pressure (pounds per square inch gage) required, where these are factors.

3 See Figure D-2 for explanation of symbols not specified here.

6.30 PLANES DE SELLO PARA SELLOS SECUNDARIOS

COJINETES Y SU LUBRICACION.

Los cojinetes de una bomba son los elementos que se emplean para mantener la flecha en su posición adecuada tanto radial como axialmente.

En cualquier bomba el mínimo número de cojinetes es dos y estos se emplean básicamente para mantener la posición radial de la flecha, estos cojinetes o al menos uno de ellos puede emplearse o no, también para resistir las fuerzas axiales de empuje durante la operación de la bomba. Cabe mencionar que una excepción a lo anteriormente expuesto la constituyen algunos diseños de bombas verticales en línea, en las cuales tanto las fuerzas axiales de empuje como las radiales son resistidas por los cojinetes del accionador o por los del variador de velocidad como sucede en el caso de las bombas de alta velocidad.

El API-610 establece que el cojinete que resiste el empuje axial debe ser diseñado para ese servicio exclusivamente, de tal forma que en bombas construidas 100% bajo ese estándar se cuenta con tres cojinetes. Una variación a esto y que constituye el caso general de aplicación para la mayoría de los servicios donde se emplean cojinetes antifricción, es que uno de los cojinetes sea de doble hilera de bolas, lo cual considera que una de las hileras resiste el empuje axial.

En bombas ANSI el caso general es que se cuenta con solo dos cojinetes y uno de ellos sirva para resistir tanto el empuje axial como las cargas radiales.

La lubricación de los cojinetes puede ser de varios tipos, y no existe una regla general para determinar cual es el tipo mas adecuado dentro de la clase general que aplique. Sin embargo se puede decir que se aplicaria en orden creciente de severidad del servicio, de la siguiente forma:

-Por grasa sellados.

-Por grasa, reengrasables.

-Por anillo de aceite o salpicadura.

-Por neblina.

-Por aceite a presión.

-Por aceite forzada de acuerdo al API-614.

Se puede decir que la lubricación por aceite es requerida cuando se emplean cojinetes hidrodinámicos, y tendrá como función ser el elemento que formará la película que evite el contacto metal-metal, además de proporcionar una disipación de calor mas efectiva, aplicándose en los casos mas drásticos, un serpentín de enfriamiento en la caja de cojinetes.

Se debe mencionar que el caso general es que los cojinetes antifricción sean lubricados por aceite, ya sea por anillo o por salpicadura.

El tipo de cojinetes que se aplique esta en función de la severidad del trabajo. La aplicación de cojinetes antifricción, comunmente llamados baleros, ya sean de bolas o de rodillos se hace para todos los servicios en general, debiendo cumplir los cojinetes que se seleccionen con ciertos requerimientos en cuanto a la vida útil bajo condiciones de carga máxima y bajo condiciones de operación normales.

El API-610 es mas riguroso que el ANSI en cuanto a los requerimientos de vida de los cojinetes. El API requiere una vida minima de 16000 hr operando a carga máxima y 25000 hr operando a carga nominal de operación para todo tamaño de bomba.

El ANSI B73.1 establece como requisito para bombas pequeñas una vida de 17500 hr a carga maxima y no establece ningun requisito respecto a las condiciones nominales. Para bombas grandes (mayores que el tamaño 6x4x13) se requiere minimo una vida de cojinetes de 17500 hr operando a carga nominal de la bomba.

En el API-610 se establecen los limites para la aplicación de cojinetes antifricción, a partir de los cuales se deben aplicar los cojinetes llamados hidrodinamicos, los cuales operan en base a la formación de una película de aceite entre el cojinete y la flecha. Existen varios tipos de cojinetes hidrodinamicos entre los cuales se pueden distinguir los tipo camisa o manga que tienen su aplicación en el servicio radial, lo mismo que los tipo limon, y los multisegmentados de zapatas basculantes. Los cojinetes hidrodinamicos para resistir el empuje axial normalmente son multisegmentados, siendo dentro de estos el diseño Kingsbury el mas empleado.

En las bombas ANSI normalmente no se encuentran cojinetes hidrodinamicos dado que por la propia definición de servicios cubiertos no son requeridos, sin embargo se pueden utilizar los lineamientos del API para los casos limite.

Los lineamientos del API a partir de los cuales se deben aplicar cojinetes hidrodinamicos son los siguientes:

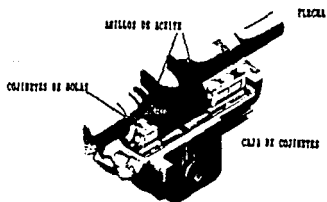
-En bombas tipo Barril.

-Cuando el producto $D \times N$ sea superior a 30000 (D =diámetro de la

flecha en mm y N en rpm) esto implica que para bombas operando a 3600 rpm se usen cuando el diámetro de la flecha es mayor que 3.2 pulgadas y para velocidad de operación de 1800 rpm, cuando el diámetro de flecha sea mayor que 6.4 pulgadas.

-Cuando los diseños estándar de cojinetes no satisfagan los requerimientos de vida indicados en el propio estándar, mencionados en los párrafos anteriores.

-Cuando el producto $H_p \times N$ sea mayor que 2.7 millones, lo cual implica que para potencias de diseño de 750 hp o mayores para operación a 3600rpm o 1500 Hp y mayores para operación a 1800 rpm. Debe considerarse tanto en la selección o especificación de cojinetes y su lubricación la confiabilidad que se desee en el servicio particular que proporcionará la bomba, asimismo se debe tomar en cuenta la temperatura del fluido bombeado, ya que si ésta es alta, se requerirá que en la lubricación se tenga una apreciable disipación de calor ya que éste, además de generarse en el propio cojinete, "llega" por conducción a través de la flecha.



6.31 ARREGLO TIPICO DE COJINETES ANTIFRICCION DE BOLAS CON LUBRICACION POR ANILLO DE ACEITE

En la figura 6.31 se muestra un arreglo típico de cojinetes antifricción de bolas lubricados por anillo de aceite, lo que constituye el caso mas generalmente empleado en bombas centrífugas horizontales tanto en diseños API como ANSI.

ESPECIFICACION Y EVALUACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

EL ESTANDAR ANSI B73.1

Las bombas centrífugas para servicios generales de cualquier planta con cierta integración y desarrolladas en base a una ingeniería seria, estan cubiertas, diseñadas y construidas basadas en algún código o estándar de los conocidos comunmente como del dominio público. Para nuestro caso y en general todos los países con fuerte influencia en cuanto a suministro de equipo de proccencia norteamericana, los códigos aplicables en general son el ANSI B73.1 y el API-610.

El API-610 cubre principalmente los servicios de refinerías y plantas petroquímicas, así como algunos servicios considerados como pesados, críticos o importantes.

El estándar ANSI B73.1 es una norma de aplicación general cuyo objetivo primordial es el de normalizar dimensionalmente al equipo de bombeo con objeto de lograr la máxima intercambiabilidad posible entre los diferentes fabricantes. No es su objetivo primordial el proporcionar criterios o restricciones relacionadas a la durabilidad o resistencia del equipo en sí, así que la virtud primordial de una bomba construida bajo este estándar es que puede ser sustituida por otra que esté cubierta por el mismo estándar sin necesidad de que el proveedor sea el mismo y sin cambios en la instalación.

A continuación se presenta una traducción del ANSI B73.1M-1984, se recomienda tomarla como de pronta referencia y para profundizar referirse directamente a la publicación original.

ESPECIFICACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES PARA
PROCESOS QUIMICOS CON SUCCION EN EL EXTREMO.

1. ALCANCE.

- Cubre bombas centrifugas horizontales de UNA etapa con succión en el extremo y descarga en el centro.
- Incluye requerimientos de intercambiabilidad y ciertas características de diseño que facilitan su instalación y mantenimiento.
- Intenta que todas las bombas con la misma designación de dimensión estándar de todos los medios suministradores (proveedores) sean intercambiables con respecto a las dimensiones de montaje, tamaño y localización de las conexiones de succión y descarga, flecha motriz, bases, soporte y barrenos para las anclas de cimentación.

2. DISEÑOS ALTERNOS.

- Aceptados con el entendimiento de que hacen el intento por cumplir de manera equivalente con diseño, comportamiento y construcción de esta especificación. Las desviaciones se deberán describir detalladamente.

3. DEFINICIONES Y NOMENCLATURA.

- De acuerdo con el Hydraulic Institute Standards, sección de bombas cantrifugas.

4. CARACTERISTICAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCION

4.1 LIMITES DE PRESION Y TEMPERATURA.

- 4.1.1 Limite de presión.- La presión de diseño incluyendo caja de estoperos (stuffing box) y collarin del

prensa estopas (gland) sera cuando menos igual al rango de las bridas (presion-temperatura) de acuerdo al ANSI B16.1 Clase 125 o ANSI B16.5 Clase 150 para el material usado.

La caracaza, cubierta y chaquetas serán diseñadas para resistir una prueba hidrostática de 1.5 veces la máxima presión de diseño para el material de construcción particular.

4.1.2 Límite de temperatura.- (Cast Iron) Fierro fundido hasta 150°C (300°F) max. ; otro material hasta 260°C (500°F).

DECLARACION.-Las limitaciones de presión-temperatura serán establecidas por el fabricante de la bomba.

4.2 BRIDAS (Flanges).

De acuerdo con el ANSI B16.1 Clase 125 fierro fundido o ANSI B16.5 Clase 150 acero. Las bridas - serán hechas con cara plana al espesor mínimo total de la cara realzada, según lo pide el estandar ANSI para el material de construcción. Se pueden ofrecer opcionalmente bridas clase 250 por ANSI B16.1 o Clase 300 por ANSI B16.5, excepto las de cara plana hechas con el espesor total sujetas a las limitaciones de presión y temperatura del fabricante.

4.3 CARCAZA.

- 4.3.3 El soporte de la carcaza será de pie por debajo de la carcaza o un soporte adecuado entre la carcaza y la base soporte.
- 4.3.4 El diseño deberá permitir la remoción hacia atrás del elemento rotante de la carcaza sin interferir con las conexiones de succión o descarga o el accionador.
- 4.3.5 Las chaquetas para calentamiento o enfriamiento de la carcaza, caja de estoperos o ambas es opcional. Las chaquetas serán diseñadas para una presión de operación mínima de 100 psig (690 KPa) a 170°C (340°F).
- 4.3.6 Los empaques carcaza-cubierta se confinarán en el lado atmosférico para prevenir expulsión.

4.4 IMPULSOR.

- 4.4.1 Acepta abiertos, cerrados y semiabiertos.
- 4.4.3 Se deberán balancear dinámicamente todos, excepto cuando la relación del diámetro máximo del impulsor al ancho de la parte periférica, incluyendo el anillo de refuerzo, pero sin incluir los álabes, sea 6 o más, en cuyo caso se realizará balanceo estático.
- 4.4.4 El impulsor será asegurado o enroscado, unido por rosca a la flecha con la rotación para apriete. La rosca de la flecha y alojamiento para seguros serán protegidos de tal manera que no entren en contacto con el líquido bombeado.

4.5 FLECHA.

- 4.5.1. El diámetro de la flecha o de la manga de la flecha a lo largo de la caja de estoperos (stuffing box) será en incrementos de 1/8 de pulgada desde 1 pulg. como mínimo para poder usar sellos mecánicos .
- 4.5.2 La rugosidad de la flecha no será mayor de --- pulg. a menos que se requiera otra para el sello mecánico.
- 4.5.3 La excentricidad (run out) en la cara de la caja de estoperos y en el impulsor, no deberá exceder de 0.05 mm. como indicación total de la lectura.
- 4.5.4 La deflexión dinámica de la flecha, en la cara de la caja de estoperos, no excedera de 0.05 mm a :
- a) Carga máxima para bombas tamaño AA hasta A70.
 - b)Carga de diseño para bombas tamaño A80 y mayores.

4.6 CAJA DE ESTOPEROS (Stuffing box)

4.6.1 DISEÑO.

Adecuada a los tamaños de empaques como sigue:AA-AB, 5/16 pulg; A05-A80, 3/8 pulg; A90-A120, 7/16 pulg. La localización de conexiones de tubería a la caja de estoperos y a la tapa del prensa estopas (gland) es opcional.

- 4.6.3 Se proveerán espacios en la caja de estoperos y claros exteriores para:
- a)Cinco anillos de empaque mas un anillo de cierre

hidraulico.

- b) Buje de garganta (throat bushing), anillo de cierre hidraulico y tres anillos de empaque.
- c) Sello mecanico sencillo interno, balanceado o no balanceado, con o sin buje de garganta.
- d) Sello mecanico doble.
- e) Sello mecanico externo, balanceado o no balanceado con o sin buje de garganta.
- f) Sellos tandem, lo mismo balanceados que no balanceados.

4.6.4 GLAND (Tapa del prensa estopas).

4.6.4.1 Las bombas serán diseñadas para cuatro tornillos de la tapa del prensa estopas, pero estos deberan ser :

- a) Cuatro o dos tornillos para empaque.
- b) Cuatro tornillos para sello mecánico.

4.6.4.2 El empaque de la tapa del prensa estopas a la caja de estoperos estará confinado al lado atmosférico para prevenir expulsiones (blow out).

4.6.4.3 Materiales de construcción.

- a) Para el collarin opcional.
- b) Tornillos, roldanas y tuercas de A.1. de la serie 300 y de 3/8" o mayores de diametro.

4.7 COJINETES.

4.7.1 Se suministrarán dos cojinetes antifricción, un conjunto para flotar libre dentro del armazón para soportar solamente el empuje radial y el otro para soportar ambos empujes radial y axial.

4.7.3 Los cojinetes serán seleccionados de acuerdo con el ANSI B3.15 y B3.16 (Rangos de carga y vida para cojinetes de bola y de cilindros). Los cojinetes para las bombas de tamaño AA hasta A70 tendrán un tiempo de vida mínimo (L'10) de 17500 horas a carga máxima; para las bombas con tamaño A80 y mayores, tendrán una vida (L-10) mínima de 17500 horas a carga de diseño.

4.7.5 El sellado del alojamiento de los cojinetes deberá ser tal que no permita la entrada de agua, polvo u otro contaminante.

4.7.6 La lubricación con aceite es estandar. La caja de cojinetes deberá ser perforada para un regulador de nivel constante de aceite o indicador de nivel. Otros métodos de lubricación pueden ser especificados.

4.8 MATERIALES DE CONSTRUCCION.

El material de identificación de una bomba deberá ser aquel del cual la mayoría de las partes de bombeo húmedas estén construidas. Las bombas deberán estar disponibles en los materiales siguientes:

Material	Especificación del material
Fierro Fundido (No deberá usarse para líquidos peligrosos)	ASTM A278 (o A 48 para partes no sujetas a presión)
Fierro Dúctil	ASTM A 395 (ANSI/ASTM A 395)
Acero al carbón	ASTM A 216 (ANSI/ASTM A 216) Grado WCR
Fundición Acero Alta Aleación (Similar al A.I. tipo 316)	ASTM A 744 (ANSI/ASTM A 744) Grado CF8M
Otro	Opcional

Ninguna reparación por taponamiento, martilleo o impregnación es permitida en cualquier parte de metal sujeta a presión o húmeda.

4.9 TOLERANCIA DE ESPESOR POR CORROSION.

La carcaza, cubierta y prensaestopas tendran una tolerancia de espesor por corrosion de cuando menos 1/8 de pulgada.

4.10 SENTIDO DE ROTACION.

El sentido de rotación del impulsor de la bomba deberá ser de acuerdo a las manecillas del reloj viendolo desde el extremo del cople. Se deberá suministrar una flecha que señale el sentido de rotación, puede ser parte de la fundición de la carcaza o grabada en una placa de construcción durable fijada a la bomba en una posición prominente.

4.11 DIMENSIONES.

Las dimensiones de la bomba deberan estar de acuerdo a la figura 1. Las dimensiones de la placa base deberan estar de acuerdo con la figura 2 del propio estandard.

4.12 CARACTERISTICAS MISCELANEAS DE DISEÑO

4.12.1 GUARDAS O PROTECCIONES DE SEGURIDAD. Una guarda o protección para el cople de acuerdo con el ANSI B15.1 deberá ser suministrada con todas las unidades que incluyen bomba y accionador montada en una base común. Guarda o protección de la flecha entre la caja de estoperos y el soporte de los cojinetes se suministrará si existen aditamentos peligrosos sobre la flecha. Si la flecha o la

manga son lisas, no se requiere protección adicional. Si así se especifica, deberá suministrarse un dispositivo auxiliar para control de atomización de cualquier fuga de la caja de estoperos.

4.12.2 CUERDAS O ROSCAS. Todas las partes roscadas tales como tuercas, tornillos o tapones deberán apegarse al estandar ANSI.

4.12.3 ANILLOS U OREJAS PARA IZAJE. Estos u otros aditamentos que faciliten el manejo del conjunto bomba accionador se suministrarán cuando el peso del mismo exceda de 27 kg. (60 lbs.).

4.12.4 CONEXIONES PERFORADAS CON ROSCA INTERNA (tapped openings). Todas, incluyendo aquellas en el prensaestopas del sello mecánico, las cuales pueden estar expuestas al fluido bombeado bajo presión, deberán ser taponeadas con tapones de metal roscados. Los tapones generalmente serán del mismo material de la carcaza cuando se encuentren en contacto con el fluido bombeado, excepto en el caso de carcazas de fierro fundido o fierro dúctil en el que serán de acero. No se usarán tapones roscados en las conexiones para chaquetas de calentamiento o enfriamiento, incluyendo prensaestopas con conductos para calentamiento o enfriamiento; en su lugar se emplearán tapones a presión (snap in plugs) o cinta adhesiva a prueba de agua para

aliviar cualquier presión acumulada hasta que la tubería sea instalada.

Todas las conexiones perforadas y con rosca en el prensaestopas del sello mecánico, se identificarán para indicar su función o propósito. La identificación será fundida o estampada junto a la conexión correspondiente. Las identificaciones son F para lavado (Flush), D para drenaje, Q para el quench y V para el venteo. Cuando sea especificada conexión de quench con vapor, esta deberá ser localizada en el cuadrante superior del prensaestopas del sello mecánico, y la conexión de drenaje en la parte inferior para evitar la formación de sellos de agua.

4.12.5 RIGIDEZ DE LA PLACA BASE. las placas bases que se soportarán libremente (de pie o con resortes en lugar de anclas y grout) serán estructuralmente rígidas y limitarán el movimiento de la flecha del accionador en relación a la flecha de la bomba a 0.05 mm. de discrepancia paralela cuando se aplique el torque del accionador señalado en la placa de identificación.

5. INFORMACION GENERAL

5.1 APLICACION.

5.1.2 CARGAS SOBRE LAS BRIDAS. El proveedor deberá tener disponibles las cargas permisibles que sobre las bridas podrán ejercer las tuberías.

5.1.3 RUIDO. La presión máxima de ruido producida por la bomba deberá cumplir con los límites especificados. Las pruebas se realizarán de acuerdo con los estándares del Hydraulic Institute. Los datos de ruido del accionador y sistema serán determinados por separado, sin atenuación (unfiltered).

5.1.4 VIBRACION. El nivel de vibración máximo medido en la caja de cojinetes, en las instalaciones para prueba de los fabricantes, a la velocidad de diseño $\pm 10\%$ y al flujo de diseño $\pm 10\%$, no excederá de 0.25 pulg./seg. de velocidad pico-pico.

5.2 PRUEBAS.

5.2.1 HIDROSTATICA. Después de maquinadas, carcazas, cubiertas y chaquetas se probarán hidráulicamente durante 10 minutos mínimo a 1.5 veces la máxima presión de diseño correspondiente a 40 grados Celsius para el material de construcción usado. Cuando se pruebe acero al carbón la temperatura mínima del agua para prueba será de 15 grados Celsius.

5.2.2 COMPORTAMIENTO. Cuando se requieran las pruebas de comportamiento, serán llevadas a cabo de acuerdo con el código de pruebas para bombas centrifugas del Hydraulic Institute Standards.

5.2.3 CURVAS DE COMPORTAMIENTO. Las curvas de comportamiento publicadas deberán ser elaboradas de acuerdo con el código de pruebas para bombas centrífugas del Hydraulic Institute Standards y deberán ser suficientes. A menos que se especifique otra cosa, las curvas serán basadas en el comportamiento de la bomba con agua de densidad relativa de 1.0 a 15 grados Celsius, e incluirán cuando menos la información siguiente: Carga desarrollada, Potencia al freno, NPSH requerido y Eficiencia, todas estas características contra Capacidad Volumetrica.

APENDICE A
DOCUMENTACION

Este apéndice no es parte integral del ANSI/ASME B 73.1M-1984 y se incluye únicamente para propósitos informativos

AL.ALCANCE.

La documentación descrita en este apéndice, cubre los requerimientos mínimos para proveer una comunicación clara entre el usuario de la bomba y el fabricante y para facilitar un diseño, instalación y operación seguros de la bomba. Datos adicionales estarán disponibles si se requieren para propósitos específicos. La intención de este estándar es que la información se suministre de forma similar por todos los proveedores con el fin de mejorar la claridad y utilización eficiente de la documentación.

EL ESTANDAR API-610.

El estandar API-610 es un conjunto de requerimientos muy completo en cuanto a detalles de diseño y construcción, que deja a su vez mucha libertad al fabricante en cuanto a diseño dimensional para cubrir completamente los requisitos de diseño mecánico principalmente.

El API-610 tambien establece las limitaciones en cuanto al uso de ciertos detalles de diseño en función de las características del liquido que se pretende bombear, basado en una recopilación de experiencias a partir de una multitud de usuarios y fabricantes. Asimismo en este estandar se presentan requerimientos para la flexibilidad de operación de las bombas cubiertas por el estandar e incluso se tratan de una manera profunda los lineamientos para la realización de pruebas, suministro de información tanto en la etapa de cotización como despues de haber colocado la orden de compra del equipo. Tambien trata el suministro de accesorios como son: tuberia auxiliar, coples, accionadores y hasta herramientas especiales.

Se puede decir que este estandar es muy completo en cuanto a requerimientos, de tal forma se asegure el buen funcionamiento y larga duración del equipo de bombeo bajo condiciones severas de operación.

A continuación se presenta como extracto del API algunos

comentarios relevantes a párrafos del API-610 indicando el número de párrafo con que aparecen en dicho documento.

También se presentan los requerimientos de información fijados en el mismo documento, identificados igualmente con el número con que aparecen en él.

Finalmente se indican también los requerimientos que el estándar fija en función de las características del líquido bombeado, lo cual tiene la intención de servir de pronta referencia para la especificación del equipo.

REQUERIMIENTOS ESPECIFICOS DEL API-610
6A. EDICION EN FUNCION DE CONDICIONES DE OPERACION
Y CARACTERISTICAS

POR PRESION DE SUCCION

CONDICION	REQUERIMIENTO	PARRAFO API
Ps > 0	Uso de anillos de desgaste en parte posterior de impulsor o casquillo de garganta.	2.1.3
Ps < 0	Diseñar sello para sellar contra la presión atmosférica cuando la bomba este parada.	2.7.1.10

POR PRESION DIFERENCIAL

Pd > 50 psi	Uso de anillos de desgaste en parte posterior de impulsor o casquillo de garganta	2.1.3
Hd > 650 ft	Claro radial entre lengüeta de voluta o alabes del difusor y periferia del impulsor mínimo 5% del diam. máximo.	2.1.10

POR VISCOSIDAD

Viscosidad > agua	El proveedor debe presentar curvas indicando la corrección correspondiente.	2.1.6
-------------------	---	-------

POR TEMPERATURAS DE BOMBEO

Tb > 401 F	Se requiere partición radial	2.2.1.1
Tb > 350 F	Se requiere soporte en línea de centros	2.2.9
Tb > 500 F	Agregar 5 milésimas a los claros diametrales de anillos de desgaste establecidos en la tabla 3 del API-610.	2.6.4.2
Tb > 300 F	Usar chaqueta de enfriamiento en caja de sellos, si es que no se usa sello tipo fuelle.	2.7.1.11.1
Tb > 600 F	Usar chaqueta de enfriamiento en caja de sellos, independientemente del tipo de sello	2.7.1.11.2
Tb > 200 F	Usar prensa estopas (bombas empacadas) bipartido con apagado por agua si es que se maneja hidrocarburos.	2.7.2.5

Tb > 300 F Usar chaqueta de enfriamiento 2.7.2.6.1
a caja de empaquetaduras (bom-
bas empacadas)

Tb < -20 F Usar acero para baja tempera- 2.11.5
tura que pasen prueba de impac-
to Charpy de filo en V a la
temperatura minima especificada
de acuerdo al ASME.

Fluidos calientes Cuando lo especifique el com- 3.3.1.9
prador, se debe suministrar
enfriamiento suplementario a
soportes de bombas con montaje
en linea de centros.

POR DENSIDAD RELATIVA

Sg < 0.7 Y ademas se manejen fluidos 2.2.1.2
tóxicos o flamables se debe
usar partición radial

POR PRESION DE DESCARGA

Pd > 1000 psig	Y además se manejen fluidos tóxicos o flamables se debe usar partición radial	2.2.1.3
--------------------------	---	----------------

POR PRESION DE VAPOR

Pv = Ps	Se debe diseñar la cámara del sello para que la presión en ella sea al menos 25 psi mayor que la presión de succión	2.7.1.10
----------------	---	-----------------

Pv alta	(En realidad el API dice que para líquidos con puntos de inflamación bajo) y líquidos flamables se requiere chaqueta de enfriamiento en caja de sellos.	2.7.1.11.5
----------------	---	-------------------

Pv > 14 psia	Usar prensaestopas (bombas empacadas) bipartido con apagado por agua, si es que se manejan hidrocarburos	2.7.2.5
------------------------	--	----------------

Pv > 10 psia	Usar chaqueta de enfriamiento en caja de empaquetaduras (bombas empacadas)	2.7.2.6
--------------	--	---------

PARA TEMPERATURA AMBIENTE

Tamb baja	Se requiere usar calentadores de aceite o bien si es que lo especifica el comprador.	2.9.1.6
-----------	--	---------

PARA FLUIDOS TOXICOS O FLAMABLES

Con Sg < 0.7	Usar partición radial	2.2.1.2
--------------	-----------------------	---------

Con Pd > 1000	Usar partición radial	2.2.1.3
---------------	-----------------------	---------

En general	Usar conexiones bridadas	2.3.1
------------	--------------------------	-------

Hidrocarburos	Usar 6 anillos de empaque y anillo de linterna, 3/8 pulg. minimo cuadrado, preferible 1/2 pulg.	2.7.22
---------------	---	--------

Hidrocarburos	El prensaestopas debe diseñarse para que no se deslice aunque se afloje	2.7.24
---------------	---	--------

el empaque.

Hidrocarburos	Además temperatura de bombeo mayor de 200 F o presión de vapor mayor de 14 psia, usar prensaestopas bipartido con apagado con agua.	2.7.2.5
---------------	---	---------

En general	Los alojamientos de cojinetes internos con bridas de montaje semicircular así como los soportes entre la carcaza y la caja de cojinetes deben ser de acero.	2.9.1.14
------------	---	----------

En general	Las carcazas deben ser de acero al carbón o de aleación.	2.11.14
------------	--	---------

En general	Para la tubería auxiliar de proceso además deben cumplir con:	2.4.4.15
------------	---	----------

- Conexiones socket welded o bridadas si se solicitan en hojas de datos

La tubería roscada solo es aceptable con aprobación del cliente.

**- La tubería de acero al carbón o de acero inoxidable debe ser sin costura. La tubería sin costura de acero inoxidable o de aleación de-
be suministrarse si así se especifica.**

- No se permite el uso de bushings de conexión o coples cortos.

**- Las válvulas deben tener bo-
netes y bridas atornilladas.**

**- Los manómetros deben contar
con válvula de corte y purga.
Los termómetros y termopares
deben contar con termopozos.**

PARA BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS

General Deben contar con chaquetas de enfriamiento en la caja del sello

PARA BOMBAS VERTICALES

General Los cojinetes guía deben ser adecuados para el servicio en cuanto a resistencia a la corrosión y abrasión del fluido. (Se entiende que es para bombas autolubricadas) También deben ser adecuados para la temperatura de bombeo. 2.9.2.1

General El cliente debe especificar la clase de materiales de la bomba y el código del sello mecánico, de acuerdo al apéndice E de servicio especificado. Usar como guía la sugerencia de clases de acuerdo al servicio según el apéndice F. 2.11.1.1

General Se deben suministrar materia-

les o grados de materiales de bajo contenido de carbono o grados estabilizados de acero inoxidable austeníticos cuando las partes son :

- a. Fabricadas
- b. Endurecidas en su superficie
- c. Recubiertas
- d. Reparadas por soldadura y que estén expuestas al fluido bombeado o motriz o medio ambiente que promueva la corrosión intergranular.

Agentes
corrosivos
(H2S)

El comprador deberá especificar la presencia de agentes corrosivos, incluyendo los que promueven la corrosión por concentración de esfuerzos (Stress cracking corrosion) (P. ejem. H2S).

2.11.1.8

Cloruros > 10 ppm

Se deberá especificar por el comprador cuando esto suceda y se deben tener precauciones en la aplicación de acero inoxidable.

3.4.4.7

General

Cuando los fluidos manejados en tubería auxiliar no sean tóxicos ni inflamables, se incluye en esta categoría para este fin al aceite lubricante, las juntas de tubería y conexiones pueden ser estándar del fabricante o como se especifiquen en la hoja de datos.

3.4.1.11

HOJAS DE DATOS

Debido a las fuertes diferencias en cuanto a las restricciones que los estándares ANSI y API relativos a bombas imponen se hace necesario contar con formatos de hojas de datos diferentes para cada tipo.

Las hojas de datos para bombas ANSI son mas generales y presentan menos requisitos, comparandolas con las correspondientes cubiertas por el API. Esto puede observarse en los formatos tipicos mostrados en seguida.

Como un comentario adicional se debe notar, tambien, que es necesario tomar en cuenta la experiencia que se tenga con los fabricantes y vendedores disponibles en el mercado actual donde se pretenda adquirir una bomba centrifuga.

Se debe considerar que en mercados donde la competencia es fuerte los proveedores presentaran cotizaciones mas completas y en general tenderán a dar mejor servicio. En este caso es de esperarse que con menos información se adquiriera un equipo que cumpla con las expectativas establecidas en las especificaciones y documentos de solicitud de cotización. En este tipo de mercados el empleo de hojas de datos mas sencillas puede ser de empleo seguro. Por otro lado, si el mercado no es competido y ademas existe cierta inseguridad en cuanto a la estabilidad financiera de la empresa o del medio, contándose ademas con factores externos como podrian ser la presión y/o cambios de politicas de casas matrices

o intervención de distintos grados de integración que no se controlan eficientemente, ya sea por falta de capacidad o posibilidades, se debe esperar que los proveedores siempre traten de conservar márgenes de seguridad en cuanto a su alcance y/o detalles de construcción por lo que una adquisición segura de equipo deberá basarse en la presentación de la información en una manera más extensiva y desglosada por lo que se requerirá de hojas de datos que incluyan la mayor cantidad de datos que describan mejor al equipo.

Se puede decir que el mercado mexicano, sobre todo en los últimos años queda incluido en la descripción del segundo tipo.

6.32 HOJA DE DATOS PARA BOMBAS ANSI		CONT. NO.	
HOJA DE DATOS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS A.N.S.I.			
REV. NO.		REV.	
POR	REVISO	APROBO	FECHA
DOM	1	DE	1

CLIENTE _____ BOMBA NO. _____ CANTIDAD _____
 USUARIOS _____ SERVICIO _____
 USUARIOS _____ FABRICANTE _____ TAMAÑO Y MODELO _____
 MOTOR NO. _____ CANTIDAD _____ TURBINA NO. _____ CANTIDAD _____

CONDICIONES DE OPERACION DE CADA BOMBA		COMPORTAMIENTO																																																																									
LIQUIDO/SUSPENSION _____ T.B. % NORMAL _____ MAX. _____ U.S. GPM NORMAL _____ DISEÑO _____ DENSIDAD REL. @ T.B. NORM. _____ CARGA OP. TOTAL PES. DISEÑO _____ PRESION DE VAP. @ T.B. NORM. P.M. _____ PRES. SUCCION P.M. MAX. _____ DIS. _____ VISC. @ T.B. NORMAL @ _____ RPM DIS. P.M. _____ CORROSION/EROSION CAUSADA POR _____ PH _____ POT. DEL ACCIONADOR SELECC. PARA MAX. GRAN ESP. _____ Y MAX. VISC _____ CONSTRUCCION <input type="checkbox"/> ANSI B73J <input type="checkbox"/> ANSI B73.2 <input type="checkbox"/> OTRO _____		CURVA DE COMPORTAMIENTO NO. _____ B.P.M. _____ RPM RES. PES. H ₂ O _____ EFICIENCIA _____ % SHP DISEÑO _____ MAX. SHP IMP. DE DIS. _____ MAX. CARGA IMP. DE DIS. _____ PES _____ MAX. PRESION DE DESCARGA _____ PSIG _____ FLUJO MINIMO CONTINUO _____ GPM _____																																																																									
TIPO DE BOMBA: <input type="checkbox"/> HORIZ. <input type="checkbox"/> VERT. <input type="checkbox"/> EN LINEA <input type="checkbox"/> PLECHA ACO. MOTOR <input type="checkbox"/> MON. COL. _____ SOPORTE DE LA BOMBA HORIZONTAL: <input type="checkbox"/> PIE <input type="checkbox"/> LINEA DE CENTROS _____ SOPORTE DE LA BOMBA VERTICAL: <input type="checkbox"/> FLECHA DEL MOTOR <input type="checkbox"/> COPL. RES. <input type="checkbox"/> OTRO _____ PARTICION: <input type="checkbox"/> AXIAL <input type="checkbox"/> RADIAL YOLITA TIPO: <input type="checkbox"/> DOBLE <input type="checkbox"/> MERICILLA _____ PRESION: MAR. FERR. _____ PSI _____ °F <input type="checkbox"/> PRUEBA HIDROSTATICA _____ PSI _____ CONEXIONES: DRENAJ. <input type="checkbox"/> MAX. SUCCION <input type="checkbox"/> MAX. DESCARGA <input type="checkbox"/> VERTICO _____ <table border="1"> <tr> <th>BOQUILLAS</th> <th>DIAMETRO</th> <th>CLASE ANSI</th> <th>CARA</th> <th>POSICION</th> </tr> <tr> <td>SUCCION</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>DESCARGA</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table> DIAMETRO DEL IMPULSOR: DISEÑO _____ MAXIMO _____ TPO. _____ TIPO DE COJINETES: RADIAL _____ EMPUJE _____ LUBRICACION: <input type="checkbox"/> ACEITE <input type="checkbox"/> NEGRINA DE ACEITE <input type="checkbox"/> GRASA <input type="checkbox"/> GRASA PARA VIDA _____ APLICAMIENTO: FABRICANTE _____ MCO. _____ PROT. _____ ACEIT. _____ METAD. COPL. LADO ACCIONADOR MONTAJE POR: <input type="checkbox"/> FAB. BOM. <input type="checkbox"/> FAB. ACC. <input type="checkbox"/> COMPLEAD. _____ CUBIERTA DE CAJA DE ESTOMEROS: <input type="checkbox"/> ESTANDAR <input type="checkbox"/> ENCAJONETADA <input type="checkbox"/> BOLD BELLO _____ EMPAQUE: FABRICANTE Y TIPO _____ TAN Y NO AMILLOS _____ AMILLOS DE LINTERNA: <input type="checkbox"/> SI <input type="checkbox"/> NO _____ BELLO MECANICO: <input type="checkbox"/> FABRICANTE Y MODELO _____ COMO DE BULT'S _____ <input type="checkbox"/> BALANCEADO <input type="checkbox"/> NO BALANCEADO <input type="checkbox"/> MERICILLO <input type="checkbox"/> INTERNO <input type="checkbox"/> EXTERNO _____ <input type="checkbox"/> DOBLE <input type="checkbox"/> VNO TRAS OTRO <input type="checkbox"/> TANDEN <input type="checkbox"/> CARA A CARA _____		BOQUILLAS	DIAMETRO	CLASE ANSI	CARA	POSICION	SUCCION					DESCARGA					PRUEBA _____ ATEST. _____ NO ATEST. _____ COMPORTAMIENTO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> HIDROSTATICA <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> RPM <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> VIBRACION <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> DESMONTAR E RE- PECCIONAR DESPUES DE LA PRUEBA. <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> OTRAS _____																																																										
BOQUILLAS	DIAMETRO	CLASE ANSI	CARA	POSICION																																																																							
SUCCION																																																																											
DESCARGA																																																																											
MATERIALES DE CONSTRUCCION: CLAVE CARCAZA _____ PARTES INT. _____ <table border="1"> <tr> <th></th> <th>CLAVE INTERIORES</th> <th>I</th> <th>B</th> <th>S</th> <th>C</th> <th>D</th> <th>E</th> </tr> <tr> <td>1 FIERRO FORJIDO</td> <td>IMPULSOR</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>2 BRONCE</td> <td>ANILLOS DE DESCARGA</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>3 ACERO</td> <td>LINEA DE PLUMBIA</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>4 5% CROMO</td> <td>PERRA ESTOPAS</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>5 11-13% CROMO</td> <td>EMPAQUES</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>6 18-19% CROMO-ROBLE</td> <td>PLACA BASE</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>X</td> <td>GUARDA COPL. _____</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>OTROS _____</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>			CLAVE INTERIORES	I	B	S	C	D	E	1 FIERRO FORJIDO	IMPULSOR							2 BRONCE	ANILLOS DE DESCARGA							3 ACERO	LINEA DE PLUMBIA							4 5% CROMO	PERRA ESTOPAS							5 11-13% CROMO	EMPAQUES							6 18-19% CROMO-ROBLE	PLACA BASE							X	GUARDA COPL. _____								OTROS _____							TUBERIA AUXILIAR (VER FIG. NO. _____) <input type="checkbox"/> CAJA DE ESTOP. PLAN NO. _____ <input type="checkbox"/> TUBERIA DE ABRA DEPTO. PLAN NO. _____ <input type="checkbox"/> FLUJO ABRA EMP.T. TOTAL REQUERIDA _____ GPM _____ <input type="checkbox"/> MARRILLA DE FLUJO REQUERIDA _____ <input type="checkbox"/> MUYECION EMP.T. EMPAQUE REQ. _____ FLUJO TOTAL _____ GPM _____ PSI _____ FLUIDO EXTERNO PARA LAVADO DE BELLO _____ _____ GPM _____ PSI _____ PLAN NO. QUEBRON BELLO _____ FLUIDO PARA QUEBRON DEL BELLO _____	
	CLAVE INTERIORES	I	B	S	C	D	E																																																																				
1 FIERRO FORJIDO	IMPULSOR																																																																										
2 BRONCE	ANILLOS DE DESCARGA																																																																										
3 ACERO	LINEA DE PLUMBIA																																																																										
4 5% CROMO	PERRA ESTOPAS																																																																										
5 11-13% CROMO	EMPAQUES																																																																										
6 18-19% CROMO-ROBLE	PLACA BASE																																																																										
X	GUARDA COPL. _____																																																																										
	OTROS _____																																																																										
ACCIONADOR: <input type="checkbox"/> MOTOR <input type="checkbox"/> TURBINA <input type="checkbox"/> OTRO _____ SUM. POR _____ HP _____ R.P.M. _____ AMPLAZOR _____ HP _____ R.P.M. _____ M/L _____ FABRICANTE _____ FAB. Y TIPO _____ TIPO _____ ABRA. _____ VAP. ENT. _____ PSI TEMP. _____ °F _____ ENCAPSULADO _____ ANI. TEMP. _____ °F _____ VAP. RES. _____ PSI ABRA RES. _____ GPM _____ VOLTS/FASER/FICLOS _____ COJINETES _____ LUBRIC. _____ COJINETES _____ LUBRIC. _____ BOQUILLAS # _____ CLASE ANSI _____ CARA _____ POSICION _____ AMPERES A PLENA CARGA _____ ENTRADA _____ ESCAPE _____		REPECION <input type="checkbox"/> NO REQUERIDA _____ <input type="checkbox"/> EN PROCESO <input type="checkbox"/> FINAL _____ _____ DIAS PARA NOTIFICACION REQUERIDOS _____ REQUERIMIENTOS ESPECIFICOS DE RUIDO _____ PESO: BOMBA _____ LB BASE _____ MOTOR _____ LB TURBINA _____ DATOS FINALES DEL FABRICANTE _____ DIAMETRO ACTUAL DEL IMP. _____ CURVA DE PRUEBA NO. _____ FLUJO DIMENSIONAL NO. _____ DISEÑO SECC. DEL BELLO _____ NO. DE SERIE BOMBA _____ ENMARCAR: <input type="checkbox"/> BELLO MECANICO <input type="checkbox"/> EMPAQUE _____ <input type="checkbox"/> INSTALADO <input type="checkbox"/> REPARADO _____																																																																									

CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

PAGE 1 OF 5

JOB NO. _____ ITEM NO. _____
 PURCH ORDER NO. _____ DATE _____
 INQUIRY NO. _____ BY _____
 REVISION _____ DATE _____

1	APPLICABLE TO <input type="radio"/> PROPOSAL <input type="radio"/> PURCHASE <input type="radio"/> AS BUILT		
2	FOR _____ UNIT _____		
3	SITE _____ NO. REQUIRED _____		
4	SERVICE _____ PUMP SIZE TYPE & NO. STAGES _____		
5	MANUFACTURER _____ MODEL _____ SERIAL NO. _____		
6	NOTE <input type="radio"/> INDICATES INFORMATION COMPLETED BY PURCHASER <input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER <input checked="" type="checkbox"/> BY MANUFACTURER OR PURCHASER		
GENERAL			
8	PUMPS TO OPERATE IN (PARALLEL) <input type="checkbox"/> NO MOTOR DRIVEN <input type="checkbox"/> NO TURBINE DRIVEN <input type="checkbox"/>		
9	(SERIES) WITH _____ PUMP ITEM NO. _____ TURBINE ITEM NO. _____		
10	GEAR ITEM NO. 1 _____ MOTOR ITEM NO. _____ TURBINE ITEM NO. _____		
11	GEAR PROVIDED BY _____ MOTOR PROVIDED BY _____ TURBINE PROVIDED BY _____		
12	GEAR MOUNTED BY _____ MOTOR MOUNTED BY _____ TURBINE MOUNTED BY _____		
13	GEAR DATA SHEET NO. S _____ DRIVER DATA SHEET NO. S _____ TURBINE DATA SHEET NO. S _____		
14	OPERATING CONDITIONS SITE AND UTILITY DATA (CONT'D)		
16	<input type="radio"/> CAPACITY, NORMAL _____ (GPM) RATED _____ (GPM)		
17	OTHER _____		
18	<input type="radio"/> SUCTION PRESSURE MAX/RATED _____ PSIG		
19	<input type="radio"/> DISCHARGE PRESSURE _____ (PSIG)		
20	<input type="radio"/> DIFFERENTIAL PRESSURE _____ (PSI)		
21	<input type="radio"/> DIFFERENTIAL HEAD _____ (FT) MIN/AVAILABLE _____ (FT)		
22	<input type="radio"/> HYDRAULIC POWER _____ (HP)		
23	SERVICE <input type="radio"/> CONTINUOUS <input type="radio"/> INTERMITTANT (STARTS/DAY) _____		
24	SITE AND UTILITY DATA		
26	LOCATION: <input type="radio"/> INDOOR <input type="radio"/> HEATED <input type="radio"/> UNDER ROOF		
27	<input type="radio"/> OUTDOOR <input type="radio"/> UNHEATED <input type="radio"/> PARTIAL ROOF		
28	<input type="radio"/> GRADE <input type="radio"/> MEZZANINE <input type="radio"/> _____		
29	<input type="radio"/> ELECTRIC AREA CLASSIFICATION _____ CL _____ GR _____ DIV _____		
30	<input type="radio"/> WINTERIZATION REQD <input type="radio"/> TROPICALIZATION REQD		
31	SITE DATA: <input type="radio"/> ELEVATION _____ FT BATHYMETRY _____ (PSIA)		
32	<input type="radio"/> RANGE OF AMBIENT TEMPS MIN/MAX _____ °F		
33	<input type="radio"/> RELATIVE HUMIDITY % MAX/MIN _____ %		
34	UNUSUAL CONDITIONS: <input type="radio"/> DUST <input type="radio"/> FLAMES		
35	<input type="radio"/> OTHER _____		
36	UTILITY CONDITIONS:		
37	STEAM: <input type="radio"/> DRIVERS <input type="radio"/> HEATING		
41	MIN _____ PSIG _____ °F _____ PSIG _____ °F		
42	MAX _____ PSIG _____ °F _____ PSIG _____ °F		
43	ELECTRICITY: <input type="radio"/> DRIVERS <input type="radio"/> HEATING <input type="radio"/> CONTROL <input type="radio"/> SHUTDOWN		
44	VOLTAGE _____ HERTZ _____ PHASE _____		
45	COOLING WATER: <input type="radio"/> TEMP RISE _____ °F MAX RETURN _____ °F		
46	PRESS NORM _____ (PSIG) DESIGN _____ (PSIG)		
47	LIQUID		
48	<input type="radio"/> TYPE OR NAME OF LIQUID _____		
49	<input type="radio"/> PUMPING TEMPERATURE _____		
50	NORMAL _____ °F MAX _____ °F MIN _____ °F		
51	<input type="radio"/> SPECIFIC GRAVITY _____ @ MAX TEMP _____		
52	<input type="radio"/> SPECIFIC HEAT _____ Btu/LB °F		
53	<input type="radio"/> VISCOSITY _____ (Cp) @ _____ °F		
54	<input type="radio"/> MAX VISCOSITY @ 400 °F _____ (Cp)		
55	<input type="radio"/> CORROSIVE/EROSIVE AGENT _____		
56	<input type="radio"/> CHLORIDE CONCENTRATION (PPM) _____		
57	<input type="radio"/> H ₂ S CONCENTRATION (PPM) _____		
58	LIQUIDS (3 & 11) <input type="radio"/> TOXIC <input type="radio"/> FLAMMABLE <input type="radio"/> OTHER _____		
59	PERFORMANCE		
60	<input type="checkbox"/> RPM _____		
61	<input type="checkbox"/> PROPOSAL CURVE NO. _____		
62	<input type="checkbox"/> IMPELLER DIA RATED _____ MAX _____ MIN _____ (IN)		
63	<input type="checkbox"/> RATED POWER _____ (BHP) EFFICIENCY _____ %		
64	<input type="checkbox"/> UNUSUAL CONTINGUOUS FLOW _____		
65	<input type="checkbox"/> THERMAL _____ (GPM) STABLE _____ (GPM)		
66	<input type="checkbox"/> MAX HEAD RATED IMPELLER _____ (FT)		
67	<input type="checkbox"/> MAX POWER RATED IMPELLER _____ (BHP)		
68	<input type="checkbox"/> NPSH REQUIRED AT RATED CAP _____ (FT H ₂ O)		
69	<input type="checkbox"/> SUCTION SPECIFIC SPEED _____		
70	<input type="checkbox"/> MAX SOUND PRESSURE LEVEL _____ (dBA)		
71	REMARKS _____		

CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

PAGE 7 OF 5
 JOB NO. _____ ITEM NO. _____
 REVISION _____ DATE _____
 BY _____

CONSTRUCTION				COUPLINGS (CONTINUED)																									
<input type="checkbox"/> MAIN CONNECTIONS <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>SIZE</th> <th>ASST. RATING</th> <th>FACING</th> <th>POSITION</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SUCTION</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>DISCHARGE</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>BAL. DRUM</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>					SIZE	ASST. RATING	FACING	POSITION	SUCTION					DISCHARGE					BAL. DRUM					<input type="checkbox"/> LUBRICATION _____ <input checked="" type="checkbox"/> LIMITED END FLOAT REQUIRED _____ <input checked="" type="checkbox"/> SPACER LENGTH _____ " _____ <input checked="" type="checkbox"/> SERVICE FACTOR _____ <input type="checkbox"/> DYNAMIC BALANCED AGMA BALANCE CLASS _____ DRIVER HALF COUPLING MOUNTED BY: <input type="checkbox"/> PUMP MFR <input type="checkbox"/> DRIVER MFR <input type="checkbox"/> PURCHASER <input type="checkbox"/> COUPLING PER API 671 _____ REMARKS _____ _____ _____					
	SIZE	ASST. RATING	FACING	POSITION																									
SUCTION																													
DISCHARGE																													
BAL. DRUM																													
<input type="checkbox"/> OTHER CONNECTIONS <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>SERVICE</th> <th>NO.</th> <th>SIZE</th> <th>TYPE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DRAIN</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VENT</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>PRESSURE GAUGE</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>TEMP GAUGE</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>WARNING</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				SERVICE	NO.	SIZE	TYPE	DRAIN				VENT				PRESSURE GAUGE				TEMP GAUGE				WARNING				MATERIAL	
SERVICE	NO.	SIZE	TYPE																										
DRAIN																													
VENT																													
PRESSURE GAUGE																													
TEMP GAUGE																													
WARNING																													
CASING MOUNTING: <input type="checkbox"/> CENTERLINE <input type="checkbox"/> NEAR CENTERLINE <input type="checkbox"/> FOOT <input type="checkbox"/> SEPARATE MOUNTING PLATE <input type="checkbox"/> VERTICAL <input type="checkbox"/> SLUMP <input type="checkbox"/> IN-LINE				<input type="checkbox"/> TABLE #1 CLASS _____ <input type="checkbox"/> BARREL/CASE _____ IMPELLER _____ <input type="checkbox"/> CASE IMPELLER WEAR RINGS _____ <input type="checkbox"/> SHAFT _____ SLEEVE _____ <input type="checkbox"/> DIFFUSERS _____ <input type="checkbox"/> COUPLING HUBS _____ <input type="checkbox"/> COUPLING SPACER _____ <input type="checkbox"/> COUPLING DAMPERS _____ <input type="checkbox"/> API BASEPLATE NUMBER / MATERIAL _____ <input type="checkbox"/> VERTICAL LEVELING SCREWS (2 3 1 15) _____ <input type="checkbox"/> HORIZONTAL POSITIONING SCREWS (2 3 1 14) _____ REMARKS _____ _____ _____																									
CASING SPLIT: <input type="checkbox"/> AXIAL <input type="checkbox"/> RADIAL																													
CASING TYPE: <input type="checkbox"/> SINGLE VOLUTE <input type="checkbox"/> DOUBLE VOLUTE <input type="checkbox"/> BARREL <input type="checkbox"/> DIFFUSER <input type="checkbox"/> STAGGED VOLUTES <input type="checkbox"/> VERTICAL DOUBLE CASING																													
IMPELLER MOUNTED: <input type="checkbox"/> BETWEEN BEARINGS <input type="checkbox"/> OVER-LUNG <input type="checkbox"/> IMPELLERS INDIVIDUALLY SECURED (2 3 4)				BEARINGS AND LUBRICATION																									
CASE PRESSURE RATING: <input type="checkbox"/> SUCTION PRESS. REGION OF MULTISTAGE OR DOUBLE CASING PUMP DESIGNED FOR MAXIMUM ALLOWABLE WORK PRESSURE				BEARING: (TYPE / NUMBER) <input type="checkbox"/> RADIAL _____ <input type="checkbox"/> THRUST _____ <input type="checkbox"/> REVIEW AND APPROVE THRUST BEARING SIZE																									
ROTATION: (VIEWED FROM COUPLING END) <input type="checkbox"/> CW <input type="checkbox"/> CCW REMARKS _____ _____ _____				LUBRICATION <input type="checkbox"/> GREASE <input type="checkbox"/> FLOOD <input type="checkbox"/> RING OIL <input type="checkbox"/> PLUNGER <input type="checkbox"/> PLUNGE OIL MIST <input type="checkbox"/> PURE OIL MIST <input type="checkbox"/> CONSTANT LEVEL OILER <input type="checkbox"/> PRESSURE <input type="checkbox"/> API-610 <input type="checkbox"/> API-614 <input type="checkbox"/> OIL VISC. ISO GRADE _____ <input checked="" type="checkbox"/> OIL HEATER AEO 0 <input type="checkbox"/> ELECTRIC <input type="checkbox"/> STEAM <input type="checkbox"/> OIL PRESSURE TO BE GREATER THAN COOLANT PRESSURE REMARKS _____ _____ _____																									
SHAFT: SHAFT DIAMETER AT SLEEVE _____ IN. SHAFT DIAMETER AT COUPLING _____ IN. SHAFT DIAMETER BETWEEN SAGS _____ IN. SPAN BETWEEN BEARINGS _____ IN. SPAN BETWEEN BEARINGS & IMPELLER _____ IN. REMARKS _____ _____ _____																													
COUPLINGS: <input type="checkbox"/> MAKE _____ DRIVER PUMP _____ <input type="checkbox"/> MODEL _____ <input type="checkbox"/> CRG. RATING (HP/1100 RPM) _____																													

CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET CUSTOMARY UNITS

PAGE 3 OF 5
 JOB NO. _____ ITEM NO. _____
 REVISION _____ DATE _____
 BY _____

MECHANICAL SEAL OR PACKING	SEAL FLUSH PIPING: (CONT'D.)
<p>3 SEAL DATA:</p> <p>4 <input type="checkbox"/> SPECIAL SEAL DATA SHEET _____</p> <p>5 <input type="checkbox"/> API MATERIAL CLASS CODE (TABLE 11-4) _____</p> <p>6 <input checked="" type="checkbox"/> SEAL MANUFACTURER _____</p> <p>7 <input type="checkbox"/> SIZE AND TYPE _____</p> <p>8 <input type="checkbox"/> MANUFACTURER CODE _____</p> <p>9 SEAL CONSTRUCTION:</p> <p>10 <input type="checkbox"/> CARTRIDGE MOUNT _____</p> <p>11 <input type="checkbox"/> HOOKED BLEEVE OR NON-CARTRIDGE <input type="radio"/> NO BLEEVE</p> <p>12 <input type="checkbox"/> PUMPING PING _____</p> <p>13 <input type="checkbox"/> SLEEVE MATERIAL _____</p> <p>14 <input type="checkbox"/> GLAND MATERIAL _____</p> <p>15 <input type="checkbox"/> AXIAL SEAL DEVICE _____</p> <p>16 <input checked="" type="checkbox"/> JACKET REQUIRED _____</p> <p>17 GLAND TAPS:</p> <p>18 <input checked="" type="checkbox"/> FLUSH (F) <input checked="" type="checkbox"/> DRAIN (D) <input checked="" type="checkbox"/> BANNER (B)</p> <p>19 <input type="checkbox"/> VENT (V) <input checked="" type="checkbox"/> COOLING (C)</p> <p>20 <input type="checkbox"/> QUENCH (Q) <input checked="" type="checkbox"/> HEATING (H)</p> <p>21 SEAL FLUIDS REQUIREMENT AND AVAILABLE FLUSH LIQUID:</p> <p>22 NOTE: IF FLUSH LIQUID IS PUMPAGE LIQUID (AS IN FLUSH PIPING) PLANS 11 TO 411, FOLLOWING FLUSH LIQUID DATA IS NOT REQUIRED</p> <p>23 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE (SUPPLY) _____ °F</p> <p>24 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE MIN / MAX _____ / _____ °F</p> <p>25 <input type="checkbox"/> SPECIFIC GRAVITY _____ @ _____ °F</p> <p>26 <input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p>27 <input type="checkbox"/> SPECIFIC HEAT _____ CH-BTU/LB °F</p> <p>28 <input type="checkbox"/> VAPOR PRESSURE _____ PSIA @ _____ °F</p> <p>29 <input type="checkbox"/> TOXIC <input type="checkbox"/> FLAMMABLE <input type="radio"/> OTHER _____</p> <p>30 <input type="checkbox"/> FLOW RATE MAX / MIN _____ / _____ (GPM)</p> <p>31 <input type="checkbox"/> PRESSURE REQUIRED MAX / MIN _____ / _____ (PSIG)</p> <p>32 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE REQUIRED MAX / MIN _____ / _____ °F</p> <p>33 BARRIER FLUID:</p> <p>34 <input type="checkbox"/> SUPPLY TEMPERATURE MIN / MAX _____ / _____ °F</p> <p>35 <input type="checkbox"/> SPECIFIC GRAVITY _____ @ _____ °F</p> <p>36 <input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p>37 <input type="checkbox"/> VAPOR PRESSURE _____ (PSIA) @ _____ °F</p> <p>38 <input type="checkbox"/> TOXIC <input type="checkbox"/> FLAMMABLE <input type="radio"/> OTHER _____</p> <p>39 <input type="checkbox"/> FLOW RATE MAX / MIN _____ / _____ (GPM)</p> <p>40 <input type="checkbox"/> PRESSURE REQUIRED MAX / MIN _____ / _____ (PSIG)</p> <p>41 <input type="checkbox"/> TEMPERATURE REQUIRED MAX / MIN _____ / _____ °F</p> <p>42 QUENCH FLUID:</p> <p>43 <input type="checkbox"/> NAME OF FLUID _____</p> <p>44 <input type="checkbox"/> FLOW RATE _____ GPM</p> <p>45 SEAL FLUSH PIPING:</p> <p>46 <input type="checkbox"/> SEAL FLUSH PIPING PLAN _____</p> <p>47 <input type="checkbox"/> TUBING <input type="checkbox"/> CARBON STEEL</p> <p>48 <input type="checkbox"/> PIPE <input type="checkbox"/> STAINLESS STEEL</p>	<p>SEAL FLUSH PIPING: (CONT'D.)</p> <p><input type="checkbox"/> ACCESSORY FLUSH PLAN _____</p> <p><input type="checkbox"/> TUBING <input type="checkbox"/> CARBON STEEL</p> <p><input type="checkbox"/> PIPE <input type="checkbox"/> STAINLESS STEEL</p> <p><input type="checkbox"/> PIPING ASSEMBLY _____</p> <p><input type="checkbox"/> THREADED <input type="checkbox"/> UNIONS <input type="checkbox"/> SOCKET WELDED</p> <p><input type="checkbox"/> SEAL WELDED <input type="checkbox"/> FLANGED _____</p> <p><input type="checkbox"/> TYPE TUBE FITTINGS _____</p> <p><input type="checkbox"/> FLOW INDICATOR (PLAN 52/53)</p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE SWITCH (PLAN 52/53)</p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE GAUGE (PLAN 52/53)</p> <p><input type="checkbox"/> TEMPERATURE INDICATOR (PLANS 21, 22, 32, 411)</p> <p><input type="checkbox"/> HEAT EXCHANGER (PLAN 52/53)</p> <p>PACKING DATA:</p> <p>MANUFACTURER _____</p> <p>TYPE _____</p> <p>SIZE AND NO. RINGS _____</p> <p><input type="checkbox"/> PACKING SECTION REQUIRED _____</p> <p><input type="checkbox"/> FLOW _____ (GPM) @ _____ (PSIG)</p> <p><input type="checkbox"/> LANTERN PING _____</p> <p style="text-align: center;">COOLING WATER PIPING</p> <p><input type="checkbox"/> BIGHT FLOW INDICATORS</p> <p><input type="checkbox"/> MANIFOLD OUTLET VALVE</p> <p><input type="checkbox"/> GALVANIZED PIPING REQUIRED</p> <p><input type="checkbox"/> CORNER TUBING REQUIRED</p> <p><input type="checkbox"/> STAINLESS STEEL TUBING REQUIRED</p> <p><input type="checkbox"/> COOLING WATER REQUIREMENTS:</p> <p>SEAL HEAT EXCHANGER / PUMP HEAD _____ GPM @ _____ (PSIG)</p> <p>SEAL HEAT EXCHANGER _____ GPM @ _____ (PSIG)</p> <p>QUENCH _____ GPM @ _____ (PSIG)</p> <p>TOTAL COOLING WATER _____ GPM</p> <p>REMARKS _____</p> <p style="text-align: center;">INSTRUMENTATION</p> <p>VIBRATION</p> <p><input type="checkbox"/> NON-CONTACTING (AP 470) <input type="checkbox"/> ACCELEROMETER</p> <p><input type="checkbox"/> PROVISION FOR MOUNTING ONLY</p> <p><input type="checkbox"/> SEE ATTACHED AP-470 DATA SHEET</p> <p>REMARKS _____</p> <p>TEMPERATURE AND PRESSURE:</p> <p><input type="checkbox"/> RADIAL BAG METAL TEMP <input type="checkbox"/> THRUSET BAG METAL TEMP</p> <p><input type="checkbox"/> PROVISION FOR INSTRUMENTS ONLY</p> <p><input type="checkbox"/> SEE ATTACHED AP-470 DATA SHEET</p> <p><input type="checkbox"/> TEMPERATURE GAUGES <input type="checkbox"/> THERMOWELLS</p> <p>OTHER _____</p> <p><input type="checkbox"/> PRESSURE GAUGE TYPE _____</p> <p>LOCATION _____</p>

**CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET
CUSTOMARY UNITS**

PAGE 4 OF 5

JOB NO. _____ TIME NO. _____
 REF. NO. _____ DATE _____
 BY _____

<p align="center">INSTRUMENTATION (CONT'D)</p> <p>TEMPERATURE AND PRESSURE (CONT'D)</p> <p><input type="radio"/> PRESSURE SWITCH TYPE _____</p> <p>LOCATION _____</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p align="center"><input type="radio"/> SPARE PARTS (TABLE 12)</p> <p><input type="radio"/> START-UP</p> <p><input type="radio"/> RECONDITIONING</p> <p><input type="radio"/> CRITICAL SERVICE</p> <p><input type="radio"/> SPECIFY _____</p> <p>_____</p> <p align="center">MOTOR DRIVE</p> <p><input type="checkbox"/> MANUFACTURER _____</p> <p>HORIZONTAL _____ UP _____ DOWN _____</p> <p><input type="checkbox"/> HORIZONTAL _____ <input type="checkbox"/> VERTICAL _____</p> <p>PHASE _____</p> <p><input type="checkbox"/> SERVICE FACTOR _____</p> <p>VOLTS PHASE HERTZ _____</p> <p>TYPE _____</p> <p>ENCLOSURE _____</p> <p><input type="checkbox"/> EXPLOSIONPROOF (FT) CODE RATING _____</p> <p>MINIMUM STARTING VOLTAGE _____</p> <p>TEMPERATURE RISE _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> FULL LOAD AMPS _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> LOCKED MOTOR AMPS _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> INSULATION _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> STARTING METHOD _____</p> <p><input checked="" type="checkbox"/> BEARINGS _____</p> <p>LUBE _____</p> <p><input type="checkbox"/> EX THURST RATING (S.F.) _____</p> <p>VERTICAL SHUNT <input type="radio"/> BOLD <input type="radio"/> HOLLOW</p> <p><input type="checkbox"/> VERTICAL THURST CAPACITY</p> <p>UP _____ LBS DOWN _____ LBS</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p align="center">VERTICAL PUMPS</p> <p><input type="checkbox"/> PUMP THURST</p> <table style="width:100%; border: none;"> <tr> <td></td> <td align="center">UP</td> <td></td> <td align="center">DOWN</td> </tr> <tr> <td>AT MIN FLOW</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> </tr> <tr> <td>AT DESIGN FLOW</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> </tr> <tr> <td>AT FLOWOUT</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> <td>_____ (LBS)</td> </tr> <tr> <td>MAX THURST</td> <td>_____ (LBS) @ _____</td> <td></td> <td>_____ (LBS)</td> </tr> </table> <p><input type="checkbox"/> SEPARATE MOUNTING PLATE</p> <p><input type="checkbox"/> DRIVE COMPONENT ALIGNMENT SCREWS</p> <p><input type="checkbox"/> FIT OR SLIP DEPTH _____ (FT)</p> <p><input type="checkbox"/> PUMP LENGTH _____ (FT)</p>		UP		DOWN	AT MIN FLOW	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)	AT DESIGN FLOW	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)	AT FLOWOUT	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)	MAX THURST	_____ (LBS) @ _____		_____ (LBS)	<p align="center">VERTICAL PUMPS (CONT'D)</p> <p><input type="checkbox"/> MIN. SUBMERGENCE REQUIRED _____ FT</p> <p>COLLAR TYPE <input type="checkbox"/> FLANGED <input type="checkbox"/> THREADED</p> <p>J/E SHAFT <input type="checkbox"/> OPEN <input type="checkbox"/> ENCLOSED</p> <p>SLICE SLIP-GIS</p> <p><input type="checkbox"/> BOM <input type="checkbox"/> J/E SHAFT _____</p> <p>SLICE SLIP-GIS LUBE</p> <p><input type="checkbox"/> WATER <input type="checkbox"/> OIL</p> <p><input type="checkbox"/> SPECIAL _____ PLUMAGE</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p align="center">APPLICABLE SPECIFICATIONS</p> <p>API 610 CENTRIFUGAL PUMP FOR GEN. RETRIEVE SERV.</p> <p><input type="radio"/> VENDOR HAS FULL RESPONSIBILITY _____</p> <p><input type="radio"/> GOVERNMENT SPECIFICATION # _____</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p align="center">SURFACE PREPARATION AND PAINT</p> <p><input type="checkbox"/> MANUFACTURER'S STANDARD</p> <p><input type="checkbox"/> OTHER _____</p> <p>PUMP</p> <p><input type="checkbox"/> PUMP SURFACE PREPARATION SPEC. SN. _____</p> <p><input type="checkbox"/> PRIMER _____</p> <p><input type="checkbox"/> FINISH COAT _____</p> <p>BASEPLATE</p> <p><input type="checkbox"/> BASEPLATE SURFACE PREPARATION SPEC. SN. _____</p> <p><input type="checkbox"/> PRIMER _____</p> <p><input type="checkbox"/> FINISH COAT _____</p> <p>GRROUTING REQ'D (3.3.1.17) <input type="radio"/> YES <input type="radio"/> NO</p> <p><input type="checkbox"/> GROUT SURFACE PREPARATION SPEC. SN. _____</p> <p><input type="checkbox"/> EPOXY PRIMER _____</p> <p><input type="checkbox"/> REMARKS _____</p> <p>SHIPMENT: (4.6.1)</p> <p><input type="checkbox"/> DOMESTIC <input type="checkbox"/> EXPORT <input type="checkbox"/> EXPORT BOXING REQD</p> <p><input type="checkbox"/> OUTDOOR STORAGE MORE THAN 6 MONTHS</p> <p>SPARE ROTOR ASSEMBLY PACKAGED FOR:</p> <p><input type="checkbox"/> HORIZONTAL STORAGE <input type="checkbox"/> VERTICAL STORAGE</p> <p><input type="checkbox"/> TYPE OF SHIPPING PREPARATION _____</p> <p>REMARKS _____</p> <p>_____</p> <p align="center"><input type="checkbox"/> WEIGHTS</p> <p>MOTOR DRIVEN</p> <p>WEIGHT OF PUMP (LBS) _____</p> <p>WEIGHT OF BASEPLATE (LBS) _____</p> <p>WEIGHT OF MOTOR (LBS) _____</p>
	UP		DOWN																		
AT MIN FLOW	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)																		
AT DESIGN FLOW	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)																		
AT FLOWOUT	_____ (LBS)	_____ (LBS)	_____ (LBS)																		
MAX THURST	_____ (LBS) @ _____		_____ (LBS)																		

TABLAS COMPARATIVAS

La función de la tabla comparativa de ofertas es tener la presentación de los aspectos fundamentales que definen a las diferentes opciones de equipos presentadas en un solo documento en el mismo orden y comparados contra los mismos requerimientos básicos.

La tabla comparativa permitirá la verificación de la información incluida en las diferentes cotizaciones recibidas.

La elaboración de la tabla comparativa debe tomar en cuenta un equilibrio en cuanto a su contenido, debiendo mostrarse todos los aspectos fundamentales y no contener datos o características irrelevantes que en un momento dado podrían confundir o distraer la atención de quien interpreta la tabla.

La tabla comparativa debe cumplir con las siguientes funciones, una vez que se haya completado con toda la información o datos de los diferentes ofertantes:

- Verificar el alcance de suministro.
- Verificar cumplimiento con las condiciones de operación.
- Verificar cumplimiento con las especificaciones.
- Determinar cual equipo presenta las mejores características de funcionamiento.
- Eventualmente presentar la evaluación de costos de operación.

A continuación se presenta un formato típico de tabla comparativa que tiene la intención de cumplir con las funciones antes mencionadas.

Se debe notar que también se requerirán tablas comparativas mas

elaboradas en los casos de mercados menos competidos que en aquellos donde la competencia entre los diversos fabricantes es mayor, por las mismas razones expuestas cuando se habló de las hojas de datos.

TABLA COMPARATIVA DE BOMBAS CENTRIFUGAS

I. GENERAL

No. de Clave / Cantidad de Unidades
Nombre del Fabricante
Servicio.
Modelo / Tamaño.
Numero de Etapas.
Dimensiones de la Base.
Largo 0 m. 0 pie.
Ancho 0 m. 0 pie.
Códigos o Estándares Aplicables.
0 API-610 0 ANSI B73.1 0 ANSI B73.5
0 H.I. 0 Otros 0 BUFETE IND.
Clausula de Cumplimiento 0 Si 0 No

II. CONDICIONES DE OPERACION.

Líquido o Suspensión Manejado.
Temperatura de bombeo. 0 C. 0 F.
Normal / Máxima.
Viscosidad a Temp. de Bombeo. cp.
Capacidad de Bombeo. 0 m3/hr. 0 g.p.m.
Normal / Diseño.
Flujo Mínimo Continuo 0 m3/hr. 0 g.p.m.
Carga Diferencial Total. 0 m. 0 pie.
Presión de Succ. Máx. 0 kg/cm2man 0 lb/pulg2

III. COMPORTAMIENTO.

Curva de Comportamiento No.
Velocidad r.p.m. / Rotación.
% de Eficiencia.
Potencia al Freno (BHP) 0 Kw 0 HP
Pot. a Gasto Máx. Impul. Dis. 0 Kw 0 HP
Carga Máx. Impul. Dis. (gasto=0) 0 Kw 0 HP
Presión de Desc. Máx. 0 Kg/cm2man 0 lb/pulg2
Presión Máx. Perm. 0 Kg/cm2man 0 lb/pulg2
Presión Prueb. Hidros. 0 Kg/cm2man 0 lb/pulg2

IV. CONSTRUCCION.

Carcasa:

Montaje:

Línea de Centros Mensula Vertical
 Vertical Enlatada En Línea Sumidero
 Pie Armazón
Partición: Axial Radial
Tipo: Voluta Sencilla Doble
 Difusor Multietapa

Boquillas:

Tipo de Cara: Plana Realzada
Clase ANSI: 125R 150R 250R 300R
Localización: Ext. Azriba Abajo Lateral
Succión:
Descarga:

Impulsor:

Tipo: Abierto Cerrado Semiabierto
Diámetro: mm. pulg.
Diseño / Máximo / Mínimo

Montaje: Entre Cojinetes Voladizo

Cojinetes:

Radial: Antifricción Bolas Rodillos
 Doble Sencillo
 Manquito Multisegmentado
Empuje: Antifricción Bolas Rodillos
 Doble Sencillo
 Multisegmentado

Lubricación:

Grasa Permanente (sellado) Grasera
 Aceite Salpiqueo Anillo Niebla
 Inundado A presión

Cople:

Fabricante:

Tipo: Rígido Flexible Espaciador
Guarda Cople: Removible Antichispa
Prensaestopas: Estándar Enchaquetado
Tipo: Plano Disp. Aux. de sellado
 Suje de estrangulamiento.

Empaquetadura:

Anillo Linterna: Si No

Sello Mecánico:

Fabricante / Modelo

Código de Identificación:

Tipo:

Balanceado No-balanceado
 Sencillo Doble
 Interno Externo
 Tandem Cara a Cara Uno Tras Otro

Tubería Auxiliar Para Flushing Segun Figura No:

Tubería Auxiliar para Enfriamiento Segun Figura No:

Material de Tubería p/plan sello/tipo: O Tubo O Tubing
O Ac. al C. O Ac. Inox.
Material de tubería p/plan enfdo/tipo: O Tubo O Tubing
O Ac. al C. O Ac. Inox. O Bronce

V. MATERIALES DE CONSTRUCCION

Clase API:
Carcaza/Designación ASTM
Impulsor/Designación ASTM
Flecha/Designación ASTM
Manga de la Flecha
Anillos de Desgaste Carcaza/Impulsor

VI. PRUEBAS E INSPECCION

Funcionamiento O Requerida O Atestiguada
NFSH O Requerida O Atestiguada
Desmont. e Inspecc. Desp. de Prueba O Requerida O Atestiguada
Hidroestática O Requerida O Atestiguada
Inspección en Taller O Requerida
Otras Pruebas

VII. MOTOR ELECTRICO

Suminist. y Mont. por: O Proveedor O Cliente
Fabricante
Hp/RPM
Diseño NEMA: O B O C O D
Aislamiento: O B O F
Encapsulado: O Abierto O A Pba. de Goteo O TCCV O APX
Armazón:
Factor de Servicio
Corriente Volts/Hz/Fases
Para Motores Verticales: Tipo Flecha O Sólida O Hueca
Cap. de Empuje Vert. O lb O Kg
Cojinetes Tipo y Lubricación

VIII. TURBINA DE VAPOR

Suminist. y Mont. por: O Proveedor O Cliente
Fabricante/Modelo
Hp Nominal/RPM
Tipo: O Horizontal O Vertical O Contapres. O Condens. Código
de Diseño: O API-611 O API-612 O Otro
Vapor Nominal de Entrada O psig O Kg/cm² man O F O C
Vapor de Escape O psig O Kg/cm² man
Consumo de Vapor O lb/h O kg/h

Agua de Enfto. Requerida GPM M3/h

Cojinetes Tipo: Radial Antifricción Manguito Multiseq.
Lub. Grasa Aceite Anillo de Ac. Forzada

Conexiones Tamaño/Clase ANSI/Cara/Posición

Entrada:

Escape:

Regulador de Velocidad. Marca:

Clase NEMA: A B C D

IX. DIMENSIONES Y PESOS

Tamaño ANSI

No. Base Estandar API-610

Pesos: Bomba/Base lb Kg

Motor/Turbina lb Kg

X. PARA BOMBAS VERTICALES

Profundidad de Fosa o Cárcamo m pie

Sumergerencia Mínima Requerida m pie

Unión de Columna/ Long. de Tramos Bredada Roscada m

Longitud Total de Bomba/Columna: m pie

Tipo de Flecha de Línea Abierta Cerrada

Tipo de Cojinetes: Bomba Flecha de Línea

Material de Cojinetes: Bomba Flecha de Lin

Lubricación de Cojinetes Guía Agua Aceite Grasa Otro

Empuje de la Bomba Max. Arriba/Abajo lb OKg

Cojinete de Empuje en: Motor Bomba

Trinquete de no Retroceso en: Motor Bomba

Colador de Succión/Material

Válvula de Pie/Material Requerida No Req.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES

7.1

CONCLUSIONES

Este Manual será de utilidad para Ingenieros de Proyecto, ya que presenta de una manera condensada y accesible todos los aspectos que hay que considerar en lo referente al equipo rotatorio, lo cual es necesario para una correcta elaboración tanto del Programa Maestro como del Programa Detallado del proyecto, y permitirá la consideración de tiempos adecuados para cada actividad. Asimismo permitirá un adecuado seguimiento del desarrollo de actividades, colaborando así en el control del proyecto.

Este documento, también auxiliará a los ingenieros que realizan las actividades relativas al equipo durante el desarrollo del proyecto, siendo herramienta de consulta continua para el supervisor y ofreciendo al ingeniero los procedimientos y ecuaciones que le permitan un desempeño fluido, al reducir al mínimo las consultas al supervisor, lo cual reducirá el consumo de horas en el proyecto. Se pretende que este Manual sea usado en todas las etapas de ingeniería, o sea en el diseño básico, estimación de características, dimensiones y consumo de servicios, especificación, evaluación, selección y revisión de información de diseño final del fabricante.

El presente manual debe complementarse en una segunda etapa con las secciones correspondientes a otros equipos rotatorios como son Turbinas de Vapor, Motores y Agitadores, mientras que para una tercera etapa quedarían los Motores de Combustión Interna, Turbinas de Gas y otros equipos, tales como Compresores y Bombas

Rotatorias, Bombas de Desplazamiento Positivo y Expansores, que aunque de aplicación menos frecuente y probablemente por esto mismo, representan cierta dificultad en su tratamiento.

Otros manuales de diseño de equipo requeridos en una empresa que desarrolla ingeniería de proyectos serían los correspondientes a Tratamiento de Agua, Cambiadores de Calor, Hornos, Calderas, Tratamiento de Efluentes, etc.

Por último se concluye que este Manual de Diseño de Equipo Rotatorio es una contribución a la Ingeniería de Proyectos, siendo su aportación aplicable tanto a las actividades de planeación y control que desarrolla el ingeniero de proyecto, como a las del ingeniero especialista que directamente elabora los documentos relacionados con el equipo.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Karassik, I., Kutzch, W., Fraser, W., Pump Handbook, McGraw Hill, 1976.
- 2.-Ludwig, E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Vol. 1, Vol. 3, Gulf Publishing Co., 1964.
- 3.-Loomis, A. W., Editor, Compressed Air and Gas Data, Ingersoll Rand, 1980.
- 4.-Stepanoff, A., Pumps and Blowers: Two Phase Flow, John Willey and Sons Inc., 1966.
- 5.-Evans, F. L., Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plants, Vol. 1, 2nd Ed., Gulf Publishing Co., 1979.
- 6.-Warring, R. H., Pumps, Selection Systems and Applications, 2nd Ed., Gulf Publishing Co., 1984.
- 7.-Hydrocarbon Processing, Compressor Handbook, (Selección de los 53 principales artículos publicados de 1970 a 1979.), Gulf Publishing Co., 1979.
- 8.-Ingersoll Rand, Cameron Hydraulic Data, 1979.
- 9.-Elliott, Multistage Centrifugal Compressors, Bulletin P-25C, 1985.
- 10.-Worthington, Pump Selector for Industry, General Catalog, 1986.

- 11.-Goulds Pumps, Goulds Pumps Manual, General Catalog, 1988.
- 12.-Ingersoll Rand, Pumps, General Catalog, 1989.
- 13.-Flexibox, Flexibox Mechanical Seals and Ancillary Equipment, 1981.
- 14.-Sundstrand Fluid Handling, Bulletin 6.4, Aug 1984.
- 15.-Hydraulic Institute Standards, 1979
- 16.-American Petroleum Institute, Std 610, 6th Ed, Jan 1981.
- 17.-ASME-ANSI B71.3, 1979.
- 18.-American Petroleum Institute, Std 617, 5th Ed., Apr 1980.
- 19.-American Petroleum Institute, Std 618, 3rd Ed., Feb 1986.