

1165
1992



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE QUIMICA

**CRITERIOS DE PROCESO PARA LA SELECCION
DE LOS SIGUIENTES EQUIPOS:
TURBINAS DE VAPOR, VENTILADORES,
COMPRESORES, SISTEMA DE VACIO
Y BOMBAS**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
MAYRA IGNACIO PAZ



México, D. F.

1992

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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.

I N D I C E

GENERALIDADES

I NORMAS Y ESTANDARES

- NOM
- ANSI
- ASTM
- ASME
- API
- HEI
- NFPA
- NEMA

II TURBINAS DE VAPOR

- 2.1 Definición y Clasificación
- 2.2 Funcionamiento
- 2.3 Criterios de Selección
- 2.3.1 Condiciones de Operación
- 2.3.2 Estándares
- 2.3.3 Eficiencia

III VENTILADORES

- 3.1 Definición y Clasificación
- 3.2 Funcionamiento
- 3.3 Criterios de Selección
- 3.3.1. Condiciones de Operación
- 3.3.2. Estándares
- 3.3.3. Eficiencia

IV COMPRESORES

- 4.1 Definición
- 4.2 Funcionamiento
- 4.3 Criterios de Selección
- 4.3.1 Condiciones de Operación
- 4.3.2 Estándares
- 4.3.3 Eficiencia

V SISTEMA DE VACIO

- 5.1 Definición y Clasificación
- 5.2 Funcionamiento
- 5.3 Criterios de Selección
- 5.3.1 Condiciones de Operación
- 5.3.2 Estándares
- 5.3.3 Eficiencia

VI BOMBAS

- 6.1 Definición y Clasificación
- 6.2 Funcionamiento
- 6.3 Criterios de Selección
- 6.3.1 Condiciones de Operación
- 6.3.2 Estándares
- 6.3.3 Eficiencia

VII CONCLUSIONES

ANEXO A

- Hoja de Datos
- Tablas Comparativas

BIBLIOGRAFIA

GENERALIDADES

Al realizar la ingeniería de proyecto de una planta de proceso, cubriendo desde la ingeniería conceptual y básica hasta la construcción y puesta en marcha resulta un tanto difícil, ya que el costo de la ingeniería sólo representa una pequeña porción del costo total.

Sin embargo es en las diferentes etapas de la ingeniería cuando se define la economía del proyecto global que es una guía indispensable para decisiones del proceso. Estas incluyen decisiones requeridas para dirigir la investigación, el diseño de proceso, los desembolsos de capital (asignaciones de fondos solicitadas de la gerencia) y las condiciones óptimas de operación de la planta, así como las decisiones para la adquisición de equipo de proceso que repercuten en los costos de instalación, operación y mantenimiento.

Para hacer una selección entre diversos equipos no solamente se necesita efectuar una comparación del costo del equipo en los diferentes casos, también se necesita hacer el dimensionamiento del mejor equipo técnico y económico para satisfacer las necesidades particulares de cada industria o de algún proyecto de planta. Ajustándose en muchos casos a los tamaños y estándares del mercado.

La selección desde el punto de vista de los requerimientos de proceso se verá tomando en cuenta:

Las diferentes operaciones unitarias de las que se considerarán las características del fluido, las condiciones de operación y la eficiencia del equipo.

Debido a la gran cantidad y diversidad de equipo que requiere la industria química se tratará únicamente la selección de los siguientes equipos:

- Turbinas de Vapor
- Ventiladores
- Compresores
- Sistemas de Vacío
- Bombas

que se refieren a manejo de fluidos.

- **Turbinas de Vapor.**- Son máquinas que están destinadas a transformar la energía calorífica en energía mecánica. Dentro de los equipos críticos de la planta, los equipos rotatorios requieren accionadores primarios dentro de los cuales se encuentra el motor eléctrico y cuando se dispone de vapor las turbinas de vapor. Al comparar el vapor con la electricidad, se deben tener en cuenta, además de la confiabilidad los costos netos. Todas las turbinas convencionales de vapor para plantas de proceso son de flujo axial en las que el vapor se mueve paralelo al eje de rotación y no cambia mucho su sentido cuando circula dentro de ella. Estas turbinas son clasificadas en **Turbinas de acción y de reacción**. Se puede operar a diferentes presiones de escape y de acuerdo a estas condiciones de operación se dividen en **Turbinas de condensación y a contrapresión**. En cuanto a su construcción refiriéndose al número de expansiones que se llevan a cabo, se dividen en **Turbinas de una Etapa y de Multietapas**.

Para su selección es necesario conocer las condiciones de vapor de entrada, el escape y la temperatura de entrada.

- **Ventiladores.**- Es una máquina volumétrica la cual mueve cantidades de aire o gas de un lugar a otro. Por lo común la denominación de ventiladores se utiliza cuando la presión se eleva hasta unos 2 psig, entre esta presión y unas 10 psig la máquina recibe el nombre de soplador.

Los ventiladores se clasifican en:

- Axiales, en los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación.
- Centrifugos, en los que el aire o el gas se mueve perpendicular al eje.

Para su selección hay que definir con la mayor exactitud posible las características del fluido y las condiciones de operación.

Esta selección depende del rendimiento del flujo, de la presión requerida para la aplicación. La evaluación de los costos del capital y de mantenimiento definirá cual es el ventilador más económico.

- **Compresores.**- Son los equipos que tienen como finalidad entregar el gas a una presión mayor que la que originalmente tenía. Se clasifican en general de la siguiente manera:

Desplazamiento positivo.- Son aquellos en los que volúmenes sucesivos de gas son confinados en un espacio cerrado y conducidos hacia un puerto de mayor presión.

Dinámicos.- Son máquinas de flujo continuo, en las cuales el elemento que rota rápidamente acelera el gas conforme pasa a través de éste, convirtiendo la velocidad en presión parcialmente en el elemento rotante y parcialmente en álabes o difusores estacionarios. Para realizar esta selección se debe tener en cuenta la temperatura de compresión, la relación de compresibilidad, tipo de fluido y eficiencia del equipo.

- **Sistemas de Vacío.**-

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. Los eyectores no tienen partes móviles y operan por la acción de una corriente de alta presión juntándose con aire u otros vapores (ó líquidos) a una presión menor y, por lo tanto, removiéndolos del sistema del proceso

a una presión intermedia. Su clasificación es dividida desde el punto de vista de su construcción en **eyectores de una etapa o multietapas**, y de acuerdo al tipo de fluido motriz en **eyectores con flujo de aire, eyectores con chorro de vapor o educutores** cuando el fluido motriz es un líquido. Al igual que los equipos anteriores para su selección es necesario conocer las características del fluido a evacuar así como las condiciones de operación.

Bombas de vacío.- Es un equipo que sirve para evacuar grandes cantidades de aire o gas, son del tipo de desplazamiento positivo consistente en un impulsor de aspas múltiples montado excéntricamente dentro de una carcasa cilíndrica. Hay dos clases de bombas de vacío, la húmeda y la seca. La bomba de vacío húmeda es, por lo general, del tipo rotatorio la cual manipula a la vez el gas evacuado y el líquido de sello. La bomba de vacío seca solo manipula el aire y puede ser del tipo rotatoria o reciprocante. Para su selección es necesario establecer las condiciones de operación.

- **Bombas.**- Son los equipos que a través de la historia del desarrollo de la tecnología, más se han utilizado para circular fluidos. Existen diferentes criterios para clasificarlas. La clasificación más general es:

- Desplazamiento positivo
- Dinámicas

Al escoger las bombas para cualquier servicio es necesario saber que fluido se va a manejar, cual es la carga dinámica total, presión de succión y de descarga y en la mayoría de los casos la temperatura, viscosidad, presión de vapor y la densidad relativa. En la industria la tarea de selección de bombas se complica por la diversidad de líquidos existentes por lo que es necesario contar con el historial de servicio de una

marca de bomba, la preferencia del personal de la refinería o planta, y tratar de tener intercambiabilidad completa en una unidad de proceso o en toda la planta.

Para especificar y seleccionar el equipo más adecuado para una aplicación dada, se hace una recopilación de los principales criterios de dimensionamiento, selección e información técnica de fabricantes respecto a los equipos cubiertos.

CAPITULO I.

NORMAS Y ESTANDARES

CAPITULO I. NORMAS Y ESTANDARES

Para un mejor entendimiento de lo que se incluye en este capítulo se hace mención de las siguientes definiciones:

Estándard. Es usado como un adjetivo en el título de documentos los cuales evalúan métodos y especificaciones por acuerdo, determinadas y aprobadas. Los diferentes tipos de documentos de estándares están basados en las necesidades y usos prescritos por los comités técnicos de la Sociedad a la que se refiera. Representan un punto de vista común entre productores, usuarios, clientes y grupos de interés general.

Especificación. Es una precisa propuesta de una serie de requerimientos que puede ser satisfecha para un material, producto, sistema o servicio.

Práctica Recomendada. Es un documento que ha sido aprobado, que fomenta la publicación de la información y comentarios previos, para que éste sea considerado para la adopción como estándar.

Código. Es un sistema de símbolos y reglas que sirven para expresar información referente a una rama especial.

Norma. Es la reglamentación técnica de un producto industrial.

La utilización de los estándares en la selección de equipo de proceso es muy importante, por lo que saber cual es la información que nos ofrece y la manera de como localizarla es indispensable. Los Estándares y Normas más comúnmente utilizados son los siguientes:

No Hay Hoja

$\frac{2}{3}$

N.O.M. Norma Oficial Mexicana.
(American National Standards Institute)

A.N.S.I. Instituto Nacional de Estándares Americanos.
(American Society for Testing and Materials)

A.S.T.M. Sociedad Americana para Pruebas y Materiales.
(American Society of Mechanical Engineering)

A.S.M.E. Sociedad Americana de Ingeniería Mecánica.
(National Electrical Manufacturers Association)

N.E.M.A. Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos.
(American Petroleum Institute)

A.P.I. Instituto Americano del Petróleo.
(Heat Exchanger Institute)

H.E.I. Instituto de Cambiadores de Calor.
(National Fire Protection Association)

N.F.P.A. Asociación Nacional de Protección contra Incendios.

N.O.M.

Norma Oficial Mexicana.

SECCIONES

A	Industria Textil
AA	Contaminación Ambiental
B	Productos Siderúrgicos
BB	Productos y equipo para uso Médico, hospitales y laboratorio.
C	Materiales de Construcción
CH	Aparatos de control y medición
D	Vehículos
E	Plásticos y sus productos
EE	Productos para embase y embalaje
F	Productos alimenticios
FF	Productos alimenticios no industrializados para uso humano.
G	Productos farmacéuticos
H	Productos metalmecánicos, soldadura y recubrimientos metálicos
I	Industria Electrónica
J	Industria Eléctrica
K	Productos químicos
L	Productos de la refinación y destilación del Petróleo
M	Productos químicos para uso final
N	Equipo para materiales de oficina y escuelas
O	Equipo de uso general en la industria y agricultura
P	Industria del vidrio
Q	Productos y equipo para uso doméstico

SECCIONES

R	Industrias diversas
RR	Productos diversos no industrializados
S	Seguridad
T	Productos de hule
U	Pinturas, barnices y lacas
V	Bebidas alcohólicas
VV	Productos de metales no ferrosos
X	Equipo para manejo y gas LP y natural
Y	Industria agropecuaria
YY	Productos no industrializados para uso agropecuario
Z	Normas básicas y símbolos

A.N.S.I. (American National Standards Institute)

El Instituto Nacional de Estándares Americanos considera dentro de ella los conjuntos de normas, recomendaciones, y prácticas de asociaciones, sociedades, laboratorios, institutos y dependencias gubernamentales de los Estados Unidos de Norteamérica, y que son aprobados por dicho Instituto, los cuales están a disposición del público.

Las secciones del A.N.S.I. para su localización y aplicación de cada tópico se encuentran representados por una letra como sigue:

SECCIONES	LETRA QUE LO REPRESENTA
Acústica (vibración, registro de sonido)	S
Caucho	J
Ciencia Nuclear	N
Construcción	A
Dibujo (símbolos y abreviaciones)	Y
Electricidad y Electrónica	C
Equipo de seguridad	SE
Fotografía y Cinematografía	PH
Generalidades	Z
Instrumentos de Quemadores de Gas	Z
Madera	O
Manejo de materiales	MH
Materiales de Aislamiento Térmico	Z
Mecánica	B

SECCIONES	LETRA QUE LO REPRESENTA
Metalurgia y Materiales Ferrosos	G
Metalurgia y Materiales No Ferrosos	H
Minería	M
Papel y Pulpa	P
Piel	Z
Productos del Petróleo	Z
Química	K
Seguridad	.
Seguridad en tráfico de carretera	D
Sistemas de Información	X
Textil	L

Este índice está ordenado por la clasificación que le dan dentro del A.N.S.I. a cada una de las Normas que consisten de una letra y de un número, su orden es alfabético.

La especificación de las demás siguen el mismo formato:

Clasificación A.N.S.I.

Clasificación de la Asociación Original

ASA B005-1978

150 R1708

Asociación Año de
de la que fué Edición
adoptada.

Título de la Norma
Standard Welding Procedure

A.S.T.M. (American Society for Testing and Materials)

La Sociedad Americana para Pruebas y Materiales fue fundada en 1898, es una organización científica y tecnológica formada para el desarrollo de estándares basados en las características y resistencia de materiales, productos, sistemas y servicios.

La sociedad opera a través de 139 comités técnicos principales y con 2178 subcomités. La función de estos comités bajo regulaciones es representar un balance seguro entre productores y usuarios. Las categorías que maneja el A.S.T.M. son las siguientes:

a) Estandares.- Es usado en A.S.T.M. como un documento que ha sido desarrollado y establecido dentro de un acuerdo principal de la Sociedad, estos requerimientos se encuentran aprobados por las regulaciones y procedimientos del A.S.T.M.

El término "Estandard" sirve en A.S.T.M. como un adjetivo en el título de documentos los cuales evalúan métodos y especificaciones por acuerdo, determinadas y aprobadas. Los diferentes tipos de documentos de estándares están basados en las necesidades y usos prescritos por los comités técnicos de la Sociedad.

b) Propuestas.- Es un documento que ha sido aprobado por el comité que fomenta la publicación de la información y comentarios previos, para que éste sea considerado para la adopción como Estandard.

c) Estandares de Emergencia.- Es un documento publicado por la Sociedad de un Estandard específico, el subcomité ejecutivo del comité principal tiene que recomendar la publicación de un Estandard de emergencia.

Los diferentes documentos del A.S.T.M. proveen una flexibilidad de forma, comunicación y uso tanto para el comité técnico como para los usuarios de estos

códigos. El tipo de documentos del A.S.T.M. ha sido desarrollado y titulado de acuerdo a su contenido técnico y uso. Las 3 categorías de los documentos A.S.T.M. (Estándares, Propuesta y Estándares de Emergencia) pueden ser de acuerdo a las siguientes formas y tipos:

- 1.- Clasificación.- Es un arreglo sistemático de materiales, productos, sistemas o servicios dentro de grupos base o características similares como el origen, composición, propiedades o uso.
- 2.- Guía.- El propósito de la guía es ofrecer una orientación basada en un acuerdo de puntos de vista pero no establece una interrelación de procesos. Una guía intenta incrementar el interés del usuario por las técnicas disponibles de un tema de cierta área y de proveer información de la cual se deriva la estandarización y evaluación subsecuente.
- 3.- Práctica.- Es un procedimiento definitivo para la mejor utilización de una o más operaciones o funciones específicas.
- 4.- Especificaciones.- Una precisa propuesta de una serie de requerimientos que puede ser satisfecha para un material, producto, sistema o servicio.
- 5.- Terminología.- Un documento que comprende definiciones de términos, descripciones de términos, explicaciones de símbolos, abreviaciones, etc.
- 6.- Evaluación de Métodos.- Un procedimiento para la identificación, medida y evaluación de una o más cualidades, características o propiedades de materiales, productos, sistemas o servicios.

Propósitos y Usos de Estándares A.S.T.M.

Un Estandar A.S.T.M. representa un punto de vista común entre productores, usuarios, clientes y grupos de interés general. Esto fue pensado como ayuda a la industria, agencias gubernamentales y para el público en general, adoptado para ser aplicado en cada equipo. Las especificaciones de los estándares pueden ser más o menos restringidas según sean las necesidades, la existencia de un Estandar A.S.T.M. no excluye ninguna fabricación, venta o compra de un producto o uso de productos, procesos o procedimientos no conforme al Estandar, puede haber mejoras o excepciones para casos específicos.

Cada volumen tiene una tabla de contenido, lista de estándares en secuencia alfanumérica designada por A.S.T.M. y una lista por tema. La categoría de los estándares de acuerdo con el tema. Un índice de materia de los estándares aparece en la parte posterior de cada volumen. Los estándares A.S.T.M. están formados por 67 volúmenes divididos en 16 secciones como sigue:

SECCIONES

- | | |
|---|-----------------------------------------------|
| 1 | Productos de Fierro y Acero |
| 2 | Productos de Metales No Ferrosos |
| 3 | Métodos y Procesos de análisis para metales |
| 4 | Construcción |
| 5 | Productos del Petróleo, Lubricantes y Aceites |
| 6 | Pinturas y Aromáticos |
| 7 | Textiles |

8	Plásticos
9	Caucho
10	Aislamiento Eléctrico y Electrónico
11	Agua y Tecnología del Ambiente
12	Energía Nuclear, Solar y Geotérmica
13	Dispositivos y Servicios Médicos
14	Métodos Generales e Instrumentación
15	Productos en General, Especialidades de químicos y uso de productos.
00	Índice

La manera de clasificar del A.S.T.M. es la siguiente:

**LETRA QUE LO
REPRESENTA**

SECCIONES

A	Metales Ferrosos
B	Metales No Ferrosos
C	Cimentaciones, Cerámica, Concreto y materiales de construcción.
D	Diversos Materiales
E	Diversos Temas
F	Materiales para Aplicación Específica
G	Corrosión, Deterioro y Degradación de Materiales
ES	Estándares de Emergencia
P	Propuestas

Su formato es:

D 1478 - SS Standard Test Method for Heptano

Letras	Norma de 1 a 4 dígitos	Año de Edición	Título de la Norma
---------------	---------------------------------------	---------------------------	---------------------------

A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers)

La Sociedad Americana de Ingeniería Mecánica fue fundada en 1911 con el propósito de formular estándares para la construcción de calderas y tanques a presión. Este comité es ahora llamado Comité de Calderas y Tanques a Presión (Boilers and Pressure Committee). La función del comité es establecer reglas de seguridad gubernamentales de diseño, fabricación e inspección durante la construcción de calderas y tanques a presión, la interpretación de estas reglas cuando surgen cuestiones relacionadas con su realización. En la formulación de reglas el comité considera necesario la participación de los usuarios, fabricantes e inspectores de tanques a presión. El objetivo de estas reglas es proveer una protección y establecer un límite de deterioro en el servicio dando un periodo de utilidad bajo normas de seguridad. Las reglas establecidas por el comité no deben ser interpretadas como aprobaciones, o garantías en la fabricación del equipo que deberá ser comprado para estar bajo este código, cualquier fabricante es libre de cambiar algún método de diseño o forma de construcción conforme a las reglas de sus propios códigos. El Comité de Calderas y Tanques a Presión en la formulación de estas reglas y en el establecimiento de diseño y presiones máximas de operación considera lo siguiente:

Materiales, construcción, métodos de fabricación, inspección y dispositivos de seguridad, los cuales se pueden consultar en las secciones en que se encuentra dividido el A.S.M.E.

Para la identificación de los estándares A.S.M.E. se utilizan letras, números y artículos según sea la sección, los cuales están clasificados como sigue:

CONTENIDO

SECCIONES

- I Calderas
- II Especificaciones de materiales
 - Parte A Materiales ferrosos
 - Parte B Materiales no ferrosos
 - Parte C Varillas para soldadura, electrodos y materiales de relleno.
- III Subsección NCA- Requerimientos generales para la División 1 y División 2.
 - División 1
 - Subsección
 - NB Componentes clase 1
 - NC Componentes clase 2
 - ND Componentes clase 3
 - NE Componentes clase MC
 - NF Componentes de soporte
 - NG Estructuras esenciales de soporte.
 - División 2 Código para tanques de concreto.
- IV Calderas de calentamiento.
- V Pruebas no destructivas
- VI Reglas de recomendación para el cuidado y operación de calderas de calentamiento.
- VII Guía recomendada para el cuidado de calderas de potencia.

VIII	Tanques a presión
	División 1
IX	Requisitos de soldaduras
X	Tanques a presión de fibra plástica reforzada
XI	Reglas para inspección de componentes de plantas nucleares fuera de servicio.

SECCION I

Partes

PG	Requerimientos generales para todos los métodos de construcción.
PW	Requerimientos para la fabricación de calderas por soldadura.
PR	Requerimientos para la fabricación de calderas por remaches.
PWT	Requerimientos para tubos de agua para calderas.
PFT	Requerimientos para tubería contra incendio para calderas.
PFH	Requerimientos opcionales para alimentación de calor.
PMB	Requerimientos para caldera a pequeña escala.
PEB	Requerimientos para calderas eléctricas.
PVG	Requerimientos para vaporizadores de fluidos orgánicos.

APENDICES.

SECCION II

Partes

SA	Especificaciones de materiales ferrosos
SB	Especificaciones de materiales no ferrosos
SFA	Especificaciones de materiales de relleno

SECCION III

Los artículos son designados por las letras siguientes: NB, NC, ND, NE, NF, NG y un número arábigo, por ejemplo NB-1000, donde posiblemente los artículos están marcados con el mismo tema y son nombrados con el mismo número en cada subsección de acuerdo con el siguiente esquema:

No. Artículo	TITULO
1000	Introducción o alcances
2000	Material
3000	Diseño
4000	Examinación
5000	Pruebas
6000	Protección de sobrepresión
7000	Reportes

SECCION IV

Partes

HC	Requerimientos de construcción de fierro colado
HF	Requerimientos de materiales trabajados
HG	Requerimientos generales para todo tipo de materiales.

APENDICES

SECCION V

Subsección A

Métodos de examinación no destructiva.

Artículos

- | | |
|----|-----------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | Requerimientos generales |
| 2 | Examinación Radiográfica |
| 3 | Examinación Radiográfica de materiales fundidos. |
| 4 | Métodos de examinación Ultrasonica |
| 5 | Métodos de examinación Ultrasonica para materiales y fabricación. |
| 6 | Examinación con líquidos penetrantes |
| 7 | Examinación con partículas magnéticas |
| 8 | Examinación de productos tubulares por corriente eléctrica. |
| 9 | Examinación Visual |
| 10 | Prueba de fugas |
| 11 | Examinación por emisión acústica de tanques de fibra plástica reforzada. |
| 12 | Examinación por emisión acústica de tanques metálicos durante pruebas de presión. |

Subsección B

Documentos adoptados por la sección V

Artículo

- | | |
|----|---------------------------------------|
| 22 | Estándares para pruebas radiográficas |
| 23 | Estándares para pruebas Ultrasonicas |
| 24 | Estándares para líquidos penetrantes |
| 25 | Estándares para partículas magnéticas |

Artículo

- 26 Estándares para corriente eléctrica
- 27 Estándares para pruebas de fuga
- 28 Estándares para examinación visual

APENDICES

SECCION VI

Partes

- 1 Generalidades
- 2 Tipos de calderas
- 3 Accesorios e instalación
- 4 Combustibles
- 5 Equipo y control de combustibles comburentes.
- 6 Facilidades de cuartos de calderas
- 7 Operación, Mantenimiento y reparación de calderas de calentamiento.
- 8 Tratamiento de Aguas

APENDICES

SECCION VII

Subsección

- C1 Fundamentos
- C2 Operación de calderas
- C3 Auxiliares para calderas

Subsección

C4	Anexos
C5	Instrumentación y control
C6	Inspección
C7	Mantenimiento y reparaciones
C8	Control de condiciones químicas internas
C9	Prevención de averías en calderas

APENDICES

SECCION VIII

Subsección A

Requerimientos generales

Parte UG

Requerimientos generales para todos los métodos de construcción y todos los materiales.

Subsección B

Partes

UW

Requisitos para fabricación de tanques a presión por soldadura.

UF

Requisitos para fabricación de tanques por piezas forjadas.

UB

Requisitos para fabricación de tanques por soldadura fuerte.

Subsección C

Partes

UCS	Requisitos para construcción de tanques a presión de carbón y baja aleación de acero.
UNF	Requisitos para construcción de tanques a presión de materiales no ferrosos.
UHA	Requisitos para construcción de tanques a presión de acero de aleación alta.
UCI	Requerimientos para construcción de tanques a presión de fierro colado.
UCL	Requerimientos de construcción de tanques a presión soldados con material resistente a la corrosión con revestimiento metálico.
UCD	Requerimientos para construcción de tanques a presión de fierro colado dúctil.
UHT	Requerimientos para construcción de tanques a presión de acero ferrítico.
ULW	Requerimientos para fabricación de tanques a presión por capas.
ULT	Reglas alternativas para construcción de tanques a presión de materiales de alto esfuerzo permisible y baja temperatura.

APENDICES.

SECCION IX

Partes

QW	Soldadura por arco eléctrico (welding)
QB	Soldadura metálica (brazing)

SECCION X

Partes

RG	Requerimientos generales
RM	Requerimientos de materiales
RD	Requisitos de diseño
RF	Requisitos de fabricación
RQ	Requisitos de calificación
RR	Dispositivos auxiliares de presión
RT	Reglas de evaluación gubernamental
RI	Requisitos de inspección
RS	Reportes

SECCION XI

Partes

IGA	Requerimientos generales
IGB	Requisitos para componentes clase 1
IGC	Requisitos para componentes clase 2
IGD	Requisitos para componentes clase 3
IGG	Inspección de reactores fuera de servicio

Partes

IGH	Inspección de elevación de temperatura de estructuras de materiales fuera de servicio.
IGI	Vigilancia de materiales de grafito en reactores.
IGK	Inspección de tanques de concreto
IGP	Evaluación de bombas en plantas nucleares
IGO	Evaluación de compresores en plantas nucleares.
IGV	Evaluación de válvulas en plantas nucleares.
IMA	Requerimientos generales
IMB	Requerimientos de componentes clase 1
IMC	Requerimientos de componentes clase 2
IMP	Requerimientos de componentes clase 3
IMF	Requerimientos de componentes de soporte clase 1,2 y 3.
IMV	Evaluación de válvulas en plantas nucleares fuera de servicio.

N.E.M.A. (National Electrical Manufacturers Association)

Los estándares de la Asociación Nacional de Fabricación Eléctrica son adoptados por el interés público y son designados para eliminar una confusión entre el fabricante y el comprador, y asistir al comprador en la selección y obtención de su producto para su necesidad particular. La existencia del N.E.M.A. en ningún respecto impide que cualquier miembro o no miembro de fabricación o venta de productos no este conforme con el estandard.

Un estandard del N.E.M.A. define un producto, proceso o procedimiento con una o más referencias de la manera siguiente: Nomenclatura, composición, construcción, dimensionamiento, tolerancias, seguridad, características de operación, funcionamiento, calidad, potencia y servicios para cada designación.

Hay dos clases de estándares en el N.E.M.A.:

1.- Estándard N.E.M.A. el cual relata la estandarización comercial de un producto y sujeto a fabricación repetitiva, este estándar debe ser aprobado por el 90% de los miembros de la subdivisión elegible por votación.

2.- Estándard sugerido para un diseño futuro, el cual no ha sido regularmente aplicado a un producto comercial, pero el cual puede ser sugerido como desarrollo ingenieril para el futuro, este estándar debe ser aprobado por las dos terceras partes de los miembros de la subdivisión eligiéndose por votación.

Al final de cada publicación de estándares aparecen las palabras "Estándard N.E.M.A." o "Estándard sugerido para diseño a futuro" lo cual indica la clase de

estándar. Estas palabras son seguidas de datos los cuales indican cuando el estándar fué adoptado en esa forma por la asociación. Los estándares N.E.M.A. son clasificados de la siguiente forma:

CLASIFICACION

PARTES

AB	Circuitos abiertos y sus aplicaciones
CB	Conductores para máquinas eléctricas
CC	Conectores
CG	Fabricación de electrodos de grafito
CP	Capacitores en paralelo
DC	Dispositivos de control
EI	Instrumentos para transformadores
EMC	Definición de sistemas de energía magnética
EW	Arcos de soldadura eléctrica
FB	Conexiones y conductos para cable
FG	Cables de fibra de vidrio
FI	Fabricación de fibra eléctrica
FU	Cartucho de fusibles de bajo voltaje
HP	Instrumentación y control de cables de alta temperatura.
HV	Aisladores de alto voltaje
IB	Baterías de almacenamiento industrial
ICS	Controles y sistemas industriales para motores
KS	Interruptores

Partes

LI	Laminación industrial
MG	Estándares de seguridad para construcción y guía para selección e instalación de motores y generadores.
MS	Diagnóstico de resonancia magnética
MW	Alambres magnéticos
PB	Tableros de control
PS	Estándares de compresión
RN	Conductores metálicos
SB	Manual de sistemas contraincendio
SM	Conectores de turbinas de vapor
TC	Instalación subterránea
UC	Sistemas de distribución de potencia
XR	Pruebas con rayos X

A.P.I. (American Petroleum Institute)

El Instituto Americano del Petróleo está dividido en la forma siguiente:

- 1.- Guía para la inspección de equipo de refinería.
- 2.- Manuales de medida del petróleo.
- 3.- Serie de materiales.
- 4.- Interpretación de publicaciones técnicas.
- 5.- Estándares, especificaciones, prácticas recomendadas, boletines y publicaciones.

Las siglas utilizadas son las siguientes:

STD	Estándares
SPEC	Especificaciones
RP	Prácticas Recomendadas
BULL	Boletines
PUBL	Publicaciones

Su formato es:

STD 2540 90

Method of measuring the
temperature of Petroleum

división

Título del estándar

Número de
estándar Año de
edición

H.E.I. (Heat Exchanger Institute)

Los métodos dados en los estándares del Instituto de Intercambiadores de Calor, son el resultado de un cúmulo de experiencia durante muchos años dentro de la industria. Ellos son suficientemente confiables y exactos para proveer tanto a los compradores como a los fabricantes con evaluaciones confiables de todos los eyectores de chorro de vapor de acuerdo con sus necesidades de funcionamiento, determinadas bajo ciertas condiciones ya que esos eyectores pueden presentar dificultades después de su instalación en la planta del comprador.

Esa evaluación de estándares permite métodos alternativos de evaluación. Por ejemplo un eyector de una etapa o multietapas sin condensación puede ser evaluado como una unidad completa de acuerdo con la opinión de los fabricantes.

El H.E.I. está dividido en tres partes como sigue:

PARTES

- 1 Fundamentos
- 2 Estándares de construcción
- 3 Evaluación de estándares

Parte 1 Fundamentos.

- a) Nomenclatura
- b) Operación
- c) Descripción de tipo de eyectores
- d) Especificación
- e) Capacidad
- f) Condiciones de vapor

g) Agua de enfriamiento

h) Presión de descarga

Parte 2 Estándares de construcción

a) Accesorios

b) Protección de espacio atmosférico y subatmosférico

c) Evaluación de presión hidrostática

Parte 3 Evaluación de estándares

a) Métodos alternativos

b) Definición de términos

c) Evaluación de vapor

d) Evaluación de mezcla de vapor y aire

e) Temperatura de succión

f) Precauciones

g) Presión de succión

h) Evaluación de arranque

N.F.P.A. (National Fire Protection Association)

La Asociación Nacional de Protección contra Incendio se presenta, como siempre, para satisfacer las necesidades que puedan sentir las personas e instituciones dedicadas a la protección contra incendios. Dentro de esta línea se espera que satisfaga con tanto éxito las necesidades de información de sus usuarios actuales como lo hicieron las trece ediciones anteriores con las generaciones pasadas, empezando con el primero y delgado volumen de 1896. Por lo demás respeta la tradición de conocer que, mientras la seguridad contra incendios es, por una parte, un asunto cada vez más complejo, debido a los avances científicos y técnicos, por otra continúa siendo una cuestión relevantemente simple, más relacionada con las acciones y omisiones humanas que con la técnica. Se dice irónicamente, pero con demoledora exactitud, que los hombres, mujeres y niños continúan siendo las tres principales causas de los fuegos destructores. El N.F.P.A. se encuentra dividido en 18 secciones y 6 apéndices como sigue:

SECCION 1 Introducción a la protección contra incendios.

Con el fin de exponer de forma más conocida las características de los problemas planteados por los incendios, esta sección se ha revisado totalmente; se utilizan para ello los datos disponibles hoy sobre pérdidas de vidas y de bienes a causa del fuego. Se incorpora un nuevo capítulo introductorio, sobre la compleja relación entre el hombre y el fuego y el estado actual de los esfuerzos para limitar sus efectos desastrosos.

SECCION 2 Características y comportamiento del fuego.

El tratamiento de las características y de la conducta del fuego se ha puesto al día. Hay un nuevo capítulo sobre el movimiento del humo dentro de las edificaciones.

SECCION 3 Riesgos de incendio que presentan los materiales.

Se reúnen y ponen al día, para mejor referencia, las propiedades de los distintos materiales que representan un riesgo de incendio y los peligros relacionados con su almacenamiento manipulación y uso. Anteriormente, en la décimo tercera edición, estos datos estaban repartidos en tres secciones. En el texto de los riesgos de incendio de las fibras y tejidos y de los explosivos y agentes detonantes ha sido muy ampliada.

SECCION 4 Riesgos de incendio de industrias y procesos industriales.

Una sección completamente nueva dedicada a los equipos y procedimientos industriales que se emplean más frecuentemente y a los riesgos de incendios relacionados con los mismos. Se exponen las medidas de protección que pueden tomarse para eliminar o reducir estos riesgos igualmente.

SECCION 5 Problemas especiales de prevención y protección contra el fuego.

Se reúne en una sola sección toda una variedad de problemas relativos a la protección contra incendios y a su prevención. Aunque todos estos temas estaban perfectamente descritos en la edición anterior, en reconocimiento a la creciente preocupación por los riesgos ocasionados con estos extremos, se han escrito capítulos separados sobre los equipos de manipulación de materiales, atmósferas ricas en oxígeno, gases empleados en medicina, pesticidas, laboratorios, incendios en zonas geográficas deshabitadas y sistemas generadores de electricidad.

SECCION 6 La seguridad contra incendios en el diseño y construcción de edificios.

Se reestructura completamente el esquema de las circunstancias del riesgo de incendios en la construcción de edificios. Con la nueva formulación, se discute el enfoque de los sistemas de análisis de la protección contra incendios de las estructuras

y se presentan, paso a paso, con mayor meticulosidad, los conceptos relacionados con el modo de proteger eficazmente a los edificios contra el incendio.

SECCION 7 Instalaciones de servicio en edificios.

Se ha puesto al día el texto referente al riesgo de incendio relacionado con los servicios e instalaciones existentes en los edificios. Este texto incluye un nuevo capítulo sobre los sistemas y equipos para la manipulación de desperdicios.

SECCION 8 Peligros de incendio según el uso de los edificios.

Es una sección completamente nueva que se ocupa de la seguridad humana en los distintos edificios, clasificados según su empleo o destino. El capítulo primero se ocupa de los aspectos fundamentales y de las características de la conducta humana que deben tenerse en cuenta al proyectar en los edificios espacios a prueba de incendio, considerando las reacciones previsibles de sus ocupantes. Los siguientes capítulos identifican las situaciones peligrosas en caso de incendio y los factores que contribuyen a crearlas según el tipo de edificio: viviendas, centros hospitalarios, etc; también se ocupan de las normas de seguridad para las vidas humanas.

SECCION 9 Protección pública.

A través de su organización, aspectos administrativos, procedimientos operativos e instalaciones, equipo y dotación necesarios para llevar a cabo su misión se explica el papel que desempeñan los servicios públicos de protección contra incendios. Hay un capítulo nuevo que orienta acerca de la evaluación y planificación de las funciones de los servicios de bomberos.

SECCION 10 Organización de la protección privada.

Se determinan las responsabilidades de los distintos niveles de gestión de una organización para la protección privada contra incendios. Esta sección es esencialmente la misma del texto anterior, pero puesta al día.

SECCION 11 Suministro de agua para la protección contra incendios.

Los capítulos de la edición precedente, que se referían al suministro de agua y a sus instalaciones, se han recopilado y revisado, para facilitar la referencia.

SECCION 12 Sistemas de alarma de incendio, dispositivos de detección y servicios de guardia.

Se han revisado a fondo los capítulos correspondientes de la edición precedente. Los sistemas de alarma y detección se tratan en capítulos aparte, de modo que la información es más completa y las fotografías y dibujos son más numerosos.

SECCION 13 Agentes extintores.

Los capítulos acerca de espumas y agentes halogenados se han redactado de nuevo, así como los que tratan de otros agentes extintores, para actualizar sus usos y limitaciones.

SECCION 14 Sistemas de rociadores de agua.

Los capítulos que se refieren a la protección mediante rociadores, se han actualizado, introduciendo los nuevos métodos de instalación, así como la utilización de los rociadores automáticos y el material que se relaciona con ellos.

SECCION 15 Sistemas especiales de protección contra incendio.

Se incluye un nuevo capítulo sobre tomas de agua y sistemas de mangueras fijas, con datos sobre la naturaleza especializada de las instalaciones en edificios de gran altura, y otros sobre los sistemas de extinción por compuestos halogenados. Los demás capítulos, dedicados a los sistemas tradicionales, se han redactado de nuevo en su

totalidad, o se han revisado para poner al día las aplicaciones y componentes de los sistemas.

SECCION 16 Extintores portátiles de incendio.

Se han recopilado y actualizado los textos equivalentes de la edición anterior, en las orientaciones acerca de la distribución de los extintores en los edificios, se incluyen ahora representaciones diagramáticas del emplazamiento para que cumplan con las normas al respecto.

SECCION 17 Riesgos de incendio en el transporte.

Se añade un nuevo capítulo sobre los sistemas de transporte rápido por ferrocarril que se hace eco de la creciente preocupación por los riesgos de incendio ocasionados por el crecimiento de los sistemas de transporte metropolitano. El texto sobre el transporte por ferrocarril se refiere más específicamente a los riesgos que entraña el material rodante, y el de transporte marítimo, a la seguridad contra el fuego en las pequeñas embarcaciones de recreo.

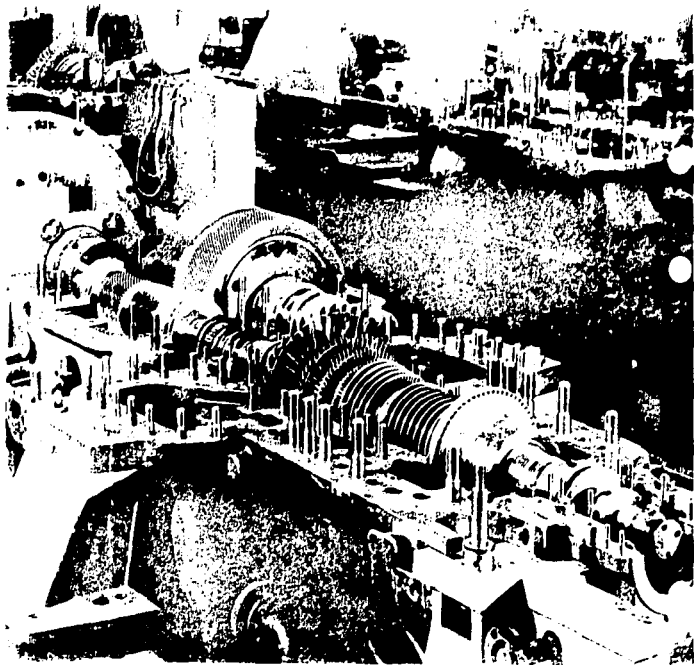
SECCION 18 Información varia.

Esta sección comprende el procedimiento aplicable a la preparación de los informes de inspección de riesgos y planos constructivos, una serie de tablas matemáticas y de conversión, y otras tablas de la resistencia y dimensionamiento de materiales.

APENDICES

- A** Organizaciones interesadas en la protección contra incendios en los Estados Unidos de América y en otros países.
- B** Laboratorios de ensayo de fuego y de investigación sobre incendios en los Estados Unidos de América.

- C** **Oficinas federales de los Estados Unidos, relacionadas con la seguridad contra incendios.**
- D** **Leyes y normas de protección contra incendios.**
- E** **Definición de términos.**



CAPITULO II.

TURBINAS DE VAPOR

CAPITULO II.- TURBINAS DE VAPOR

2.1.- Definición y Clasificación.

Una turbina de vapor convierte la energía potencial del vapor a altas temperaturas y presión, mediante una serie de pasos de expansión, en energía mecánica que se puede utilizar para impulsar un equipo rotatorio. La energía potencial del vapor se convierte en un chorro de alta velocidad en tuberías estacionarias, el chorro se dirige hacia una hilera de paletas móviles que convierten la energía cinética del chorro en energía mecánica.

Las turbinas de vapor se clasifican de acuerdo a:

- | | | |
|---------------------------|---|---------------|
| a) La dirección de flujo: | { | Impulso |
| | | Reacción |
| b) Condiciones de Proceso | { | Condensación |
| | | Contrapresión |
| c) A la construcción | { | Una etapa |
| | | Multietapas |

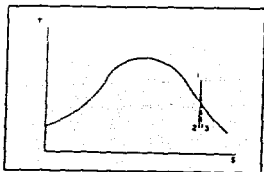
2.1.1. Descripción del funcionamiento termodinámico de la Turbina de Vapor.

* El principio del impulso y reacción.- De los gases y vapores en la turbina. El fluido que recorre el interior de la turbina experimenta una continua expansión, ya que ésta se efectúa tanto en el estator como en los rotores. Los álabes móviles del rotor están diseñados para utilizar la energía cinética del vapor que sale de los álabes estacionarias.

La figura a) representa el máximo valor de la velocidad a la salida de la turbina, pero no genera ningún trabajo dado que los álabes móviles del rotor están fijos. En la figura b) los álabes han sido regulados de tal manera que para la velocidad máxima de los gases y vapores a la salida de la turbina sean capaces de generar trabajo. En la figura c) observamos que el trabajo es máximo cuando los álabes del rotor han sido

regulados para girar a la mitad de la velocidad máxima de los gases y vapores que salen de la turbina. En la gráfica que se muestra, se representa la variación de la regulación de los álabes del rotor y del trabajo que puede producir.

Termodinámicamente, en una turbina ideal el proceso que sigue el vapor es un proceso adiabático reversible, o sea de entropía constante. Esto supone que no se tienen pérdidas de calor al medio exterior, ni pérdidas por fricción del vapor en tuberías, álabes y toberas. En estas condiciones el proceso queda representado por la línea 1-2 del diagrama siguiente, de ejes temperatura vs. entropía (T-S).



GRAFICA II.1

El vapor que escapa de la turbina, en un proceso real, sale en las condiciones del estado 3, y el proceso está representado por la línea 1-3, esto se debe a las pérdidas de energía por fricción del vapor contra los álabes y toberas, por conducción del calor al exterior de la máquina. Con el fin de aprovechar prácticamente la energía del vapor en turbinas, sin perjudicar su rendimiento, se han adoptado sistemas que permiten aprovechar esta energía gradualmente, es decir en etapas, que pueden ser de presión (tipo Rateau), de velocidad (tipo Curtis) o mixtos, constituyendo así un conjunto de turbinas elementales, montadas en serie.

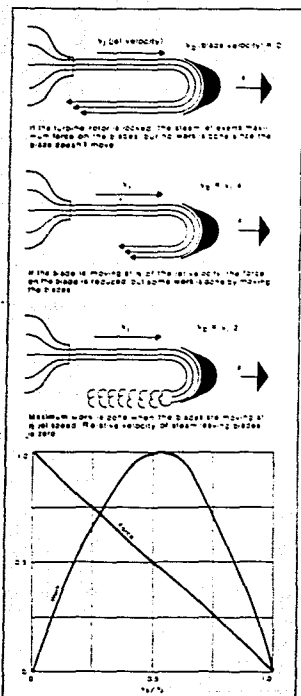
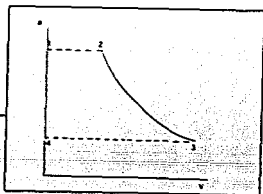


FIGURA 2.1 a), b), c)

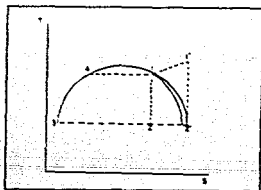
Uno de los ciclos fundamentales en las máquinas de vapor es el ciclo Rankine. Puesto que es el ciclo que da mayor eficiencia, ha sido adoptado como modelo de comparación de los demás ciclos. La figura representa el diagrama de este ciclo. Se supone que la máquina no tiene espacio nocivo y que las paredes del cilindro son conductoras del calor.

El vapor que viene de la caldera a la presión "P" se admite en el punto 1, termina la admisión en el punto 2, siendo la expansión isotérmica e isobárica. En el punto 2 empieza la expansión del vapor encerrado dentro del cilindro. Se supone que esta expansión es adiabática hasta llegar a la presión de escape en el punto 3. Parte del vapor se condensa durante este proceso, el vapor encerrado en el cilindro es expulsado a la atmósfera por el tubo de escape, o presión constante, este proceso, que es una compresión isotérmica e isobárica, está representada por la línea 3-4. La línea 4-1 representa la elevación de la temperatura y de la presión, sin ningún cambio de volumen cuando se abre la válvula de entrada.

Si el vapor es saturado el diagrama sería 1,2,3,4; si se tratara de vapor sobrecalentado sería 1',2',3,4. La línea 1-1' es una línea de presión constante en la región de sobrecalentamiento.



GRAFICA II.2



GRAFICA II.3

2.1.2. Turbinas de Impulso.- La más simple de fluido compresible es la conocida como De Laval. Consta de un solo rotor provisto de álabes simétricos al que precede una serie de toberas de alimentación del tipo convergente - divergente, que convierten la energía de presión en energía de velocidad, para así tener chorros de vapor de alto poder dinámico que atacan directamente los álabes del rotor y lo hacen girar.

Resulta difícil aprovechar, con buen rendimiento, la energía cinética de los gases en un solo paso debido a las altas velocidades de salida de las toberas (siempre supersónicas) que obligan al rotor a girar a 20,000 o 30,000 rpm, con velocidades tangenciales del orden de la mitad de la velocidad del vapor incidente si se quiere tener una cesión de energía de valor aceptable. Sin embargo, escalonando la velocidad o la presión pueden lograrse velocidades de giro más bajas, con lo que se reducen los problemas de vibraciones y esfuerzos de acción centrífuga. Se ofrecen así las dos variantes siguientes:

*) Etapa de velocidad o tipo Curtis

y *) Etapa de presión o tipo Rateau

* Tipo Curtis.- En éstas se trata de aprovechar la energía cinética inicial del vapor en varios pasos, de forma que disminuya la acción dinámica de éste, en forma paulatina, a fin de tener velocidades de giro más bajas, mejorando al mismo tiempo la transferencia energética. Los álabes del rotor son simétricos como corresponde a una turbina de impulso, los del estator son así mismo simétricos e invertidos respecto a los del rotor. De esta forma, en el estator permanecen constantes la velocidad y la presión del vapor, estos álabes sirven solamente de directores del flujo hacia el rotor siguiente.

El fluido sólo cede su energía cinética en los álabes del rotor, la presión permanece constante. Todo ello considerando condiciones de transferencia energética

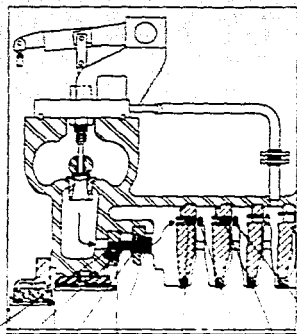
ideales. Como la caída de velocidad es escalonada se tienen acciones más moderadas sobre los álabes, y en consecuencia, velocidades de giro más bajas. Según el número de pasos, las velocidades tangenciales del rotor pueden reducir 4 o más veces la velocidad del fluido incidente. Todos los rotores están rígidamente montados sobre el mismo eje.

* Tipo Rateau.- Los álabes del rotor son de la misma forma que en cualquier turbina de impulso, esto es, simétricos. En el rotor se producirá una acción dinámica sobre los álabes, con caída de la velocidad.

Sin embargo, los álabes del estator constituyen verdaderas toberas que permiten ganar velocidad a expensas de la presión. En los diferentes estatores se tendrá, pues, una caída de presión en forma escalonada, alternativamente en los rotores se mantiene constante la presión, con caída de la velocidad.

La capacidad de conversión de la energía del fluido en energía en el rotor, es mayor con los pasos de velocidad, lo cual exige menos pasos y hace más sencilla la construcción. Con pasos de presión se necesitan más pasos para la misma potencia, haciendo más complicado el diseño, pero se pueden lograr mejores rendimientos globales y velocidades de giro menores, en máquinas de gran potencia, y sobretodo en las turbinas de vapor, se instalan pasos de reacción.

Stationary
Rotating



Curtis

Rateau

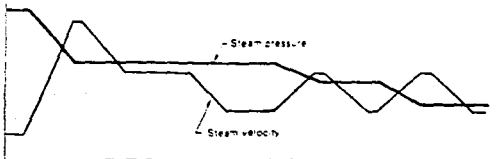


Fig. 2 Steam flow through turbine stages

2.1.2. Turbinas de Reacción.- Los álabes de los rotores, sobre los que ejerce acción el fluido, son asimétricos, con perfil de ala de avión. También los álabes de los estatores tienen el mismo perfil, pero invertido, constituyendo verdaderas toberas donde el fluido de trabajo se acelera ganando velocidad a expensas de la presión. En los rotores ceden los gases energía de velocidad y también de presión.

En las turbinas de reacción las velocidades de incidencia del fluido en los álabes del rotor son menores que en el caso de turbinas de impulso. Las velocidades tangenciales serían proporcionalmente menores, por lo que es necesario que los rotores tengan mayor diámetro para mantener la misma velocidad angular. Debido a la caída progresiva de la presión, los álabes deben irse haciendo más grandes para lograr acciones equivalentes en los distintos pasos, cuyos rotores van todos montados sobre el mismo eje.

2.1.3. Turbinas de Condensación.- Si el vapor de escape va a un condensador con una contrapresión reducida, puede obtenerse más energía por unidad de peso de vapor, pues se tiene una expansión más completa y el rendimiento de la turbina es mayor. Sin embargo, existen casos en los que no queda justificado el empleo de un condensador, y entonces el vapor sólo puede expansionarse hasta la presión atmosférica y en estos casos no se completa ningún ciclo, debido a que el vapor de escape no vuelve a la caldera. Son en las que la presión de la expansión se encuentra en la zona de vacío, entregándose el máximo calor de condensación del vapor a bajas presiones, al medio refrigerante en la mayoría de las ocasiones.

Turbina de condensación con extracción.- Si se toma de la turbina una parte del caudal del vapor vivo a presión constante, que es superior a la presión de la expansión final, la turbina será de extracción.

2.1.4. Turbinas de Contrapresión.- Son en las que la presión de escape es mayor que la atmosférica y el vapor a la salida del condensador se puede utilizar como vapor de baja presión en calefacción. En el caso de que se trate de una turbina de contrapresión con expansión su funcionamiento se puede considerar como la conexión en serie de dos turbinas de contrapresión.

2.1.5. Turbinas de una Etapa.- Tienen una sola tobera o un grupo de ellas con una sola expansión del vapor. Son adecuadas para las aplicaciones más pequeñas y su potencia puede ser desde unos cuantos HP hasta 2,500 HP aproximadamente en diseño estándar, se pueden lograr mayores potencias mediante diseños especiales para las condiciones del vapor (saturado o sobrecalentado). En una turbina de una sola etapa el vapor se expande primero en una o dos toberas, con el cambio consecuente en la velocidad absoluta y en la entalpía, pero sin efectuar trabajo útil. Después en una o dos hileras de álabes móviles el vapor mantiene su entalpía, pero sufre un considerable cambio en la velocidad y produce trabajo en el eje.

2.1.6. Turbinas de Multietapas.- Tienen dos o más expansiones por medio de grupos de toberas y por lo general, se utilizan cuando se requiere mayor potencia con más economía de vapor.

Todas las turbinas más grandes, más eficientes, son de etapas múltiples y utilizan más de una expansión del vapor. El sistema más común en Estados Unidos es el de rueda de impulso aplicadas en serie con cuantos grupos de toberas estacionarias y de ruedas giratorias se necesiten para lograr una eficiencia aceptable. En algunas turbinas de etapas múltiples se utiliza una etapa Curtis para la primera expansión, seguida por el número óptimo de etapas Rateau, en otras sólo se utilizan etapas Rateau, esto depende del tamaño de la turbina y las condiciones del vapor.

2.2 Desarrollo de Métodos de cálculo para los diferentes tipos de turbinas.

La eficiencia del ciclo Rankine se encuentra de la siguiente manera: Se supone que la cantidad de vapor que entra al cilindro es un kilogramo. Durante el periodo de admisión, el trabajo efectuado es igual al trabajo externo de evaporación correspondiente a la temperatura de admisión, multiplicado por la cantidad de vapor admitido.

$$\Delta W_1' = AP, V, X; \quad \text{dado } V = 1 \text{ kg}$$

Durante la expansión adiabática, el vapor pierde energía interna, y el trabajo efectuado durante este proceso es igual a la diferencia de energía interna del vapor al principio y fin de la expansión.

$$\Delta W_2' = U = q_1 + (x_1 - x_2)$$

Por último, el trabajo desarrollado en el escape es un trabajo negativo, igual al trabajo externo de evaporación del vapor correspondiente a la temperatura de escape, multiplicado por la calidad del vapor que se expulsa.

$$\Delta W_3' = AP, x_2$$

El trabajo realizado por un kilogramo de vapor al describir este ciclo, es igual a la suma del calor externo de evaporación y de la energía interna del vapor admitido, menos la suma del calor externo de evaporación y de la energía interna del vapor expulsado.

$$\Delta W = q, x, AP. - (q, x, AP, U)$$

El trabajo será igual, por consiguiente, al calor total del vapor admitido, menos el vapor total del calor expulsado, por lo tanto $\Delta W = H_1 \cdot H_2$

Si se conoce la presión (o la temperatura) y su calidad de vapor admitido se puede calcular su calor total y su entropía.

La entropía del vapor expulsado es la misma que la del vapor admitido, por ser la expansión adiabática. Conocida la entropía y la temperatura del vapor expulsado, se puede calcular su calidad y su vapor total. Igualando la entropía en el punto dos a la del punto tres, tenemos:

$$S_2^i + x_1 \frac{r_2}{T_2} = S_3^i + x_3 \left(\frac{r_3}{T_3} \right)$$

$$\therefore x_3 = \frac{S_2^i + x_1 \frac{r_2}{T_2} - S_3^i}{\frac{r_3}{T_3}}$$

La diferencia de los calores totales es igual al trabajo efectuado.

El calor suministrado en la caldera a cada kilogramo de vapor es igual al calor total del vapor admitido, menos el calor del líquido a la temperatura de escape. Por consiguiente la eficiencia del ciclo será igual a :

donde:

$$\eta = \frac{H_2 - H_3}{H_2 - H_4}$$

H_1 = Calor total del vapor admitido.

H_2 = Calor total del vapor húmedo expulsado.

H_3 = Calor del líquido a la temperatura de escape del condensado.

A continuación se muestran algunas formulas para obtener la eficiencia de las turbinas a contrapresión y turbinas de condensación.

CONTRAPRESION

Velocidad de calor.

$$\text{BTU/kwh} = w \cdot (h_1 - h_2) / P$$

donde:

w = flujo total de vapor (lb)

h_1 = entalpia de entrada a la presión exhausta (BTU/lb)

P = Generación total KWH

h_2 = vapor exhausto

Eficiencia (Para las dos clases de turbinas)

$$\eta = 3413P / [(w \cdot w_g)(h_1 - h_2) + w_g(h_1 - h_{2g})]$$

donde:

w_g = vapor de escape lb/hr

h_2 = entropía y entalpia del vapor exhausto

h_{2g} = entalpia y entropía de vapor inicial BTU/lb

CONDENSACION

Velocidad de calor.

$$\text{BTU/kwh} = [(w \cdot w_g)(h_1 - h_2) + w_g(h_1 - h_{2g})] / P$$

donde:

h_1 = entalpia agua saturada

h_{2g} = entalpia de vaporización, presión de descarga (BTU/lb).

2.3. Criterios de Selección.

Es importante indicar con toda claridad en las especificaciones las condiciones del vapor en la entrada y el escape. Si se espera una gama de presión o temperatura, hay que expresarlo, junto con la indicación de las condiciones del vapor que debe utilizar el fabricante para el diseño.

El ingeniero que expide las especificaciones debe igualar la economía de operación en las condiciones normales o mejores del vapor, con la necesidad de trabajar a carga y velocidad plenas, con condiciones mínimas o peores. Por lo general, se refiere un término medio en las turbinas pequeñas, las mas grandes con válvulas múltiples de entrada a menudo puede diseñarse de modo que satisfaga todas las condiciones del vapor con la mayor economía posible.

2.3.1.- Condiciones de operación.

- La mayor parte de los diseños estándar de una etapa están limitados para vapor a 600 psig y 750°F sin embargo, se cuenta con modificaciones especiales para condiciones más severas en el vapor.
- Las carcasas para alta contrapresión son estándar y se utilizan para presiones de escape superiores a 75 o 100 psig. Se hacen con fundición de acero al carbón y en su tipo estándar pueden ser adecuadas para presiones de descarga hasta 325 psig, las carcasas normales para baja presión se hacen de hierro fundido.
- Como accionadores primarios, todas las turbinas de vapor deben tener algún sistema para regular su funcionamiento en respuesta a la carga aplicada. No se pueden establecer límites de potencia o velocidad para determinar cuando se debe utilizar una

turbina. Las condiciones del vapor, carga velocidad, exactitud del; control y necesidad de alta eficiencia se deben sopesar contra un mayor costo inicial en aplicaciones limite.

- La entrada de vapor en las turbinas de válvula sencilla y etapas múltiples es la misma que en las de una etapa. Puede hallarse en tamaños más grandes que en las de una etapa, según sean las condiciones del vapor. En las entradas con válvulas múltiples la cámara de vapor tiene dos o más válvulas de entrada con un sólo asiento, conectadas con un mecanismo de palanca que las abre por orden en respuesta al aumento en la carga. Este tipo de control, llamado a veces control automático de toberas, permite economía de vapor con carga reducida y se utiliza en todas las turbinas grandes sin que importe su aplicación.

- Se utiliza una válvula de disparo y estrangulación en las turbinas grandes de válvula sencilla y válvulas múltiples. Tiene doble finalidad: Primera, permitir la estrangulación manual del vapor para el arranque y aceleración de la turbina hasta su velocidad de régimen y, segunda, actuar como válvula de cierre rápido cuando se dispara en forma manual o automática mediante mecanismos de sobrevelocidad o de paro de control remoto.

- Los anillos de la tobera, por lo general, serán del tipo con paletas. Las ruedas y paletas serán, en teoría, similares a las de las turbinas de una etapa, pero pueden ser mucho más grandes y de una variedad de tamaños en la misma turbina, según sean las condiciones del vapor. Para una aplicación de alta presión, la altura de las paletas en la primera etapa puede ser menor de una pulgada, luego pueden aumentar las alturas en etapas sucesivas y llegar a ser hasta de 3 pies en algunas aplicaciones con condensación.

- Los rotores de turbina pueden ser del ensamblado o de una sola pieza conocidos como sólidos. En los rotores ensamblados cada rueda se instala mediante ajuste por contracción y se fija con cuñas sobre el eje. este tipo tiene limitaciones de velocidad de operación. Por lo general, para velocidades mayores de 5.000 rpm o temperaturas de vapor mayores de 750 °F se necesita de una pieza, en el cual se maquinan las ruedas y el eje a partir de una pieza maciza de forja, con lo cual no hay necesidad de ajuste por contracción y colocación de cuñas.

- En turbinas de contrapresión se utiliza un condensador en el casquillo para condensar el vapor que escapa de él. En las turbinas de condensación se utiliza sello de vapor en el lado de escape para impedir la entrada de aire a la turbina y también se necesitan condensadores en el casquillo de prensaestopas para condensar el vapor del sello.

2.3.2 Estándares Utilizados.

Para poder seleccionar con la menor cantidad de posibles confusiones, se recomienda el empleo de las normas de la industria como lo son las Normas A.P.I.

El A.P.I especifica una agrupación acerca de la aplicación y partes básicas en la construcción de las turbinas de vapor. Dentro de esta agrupación se encuentra el A.P.I 611 y el A.P.I 612 los cuales establecen lo siguiente:

- A.P.I. 611 Abarca las aplicaciones para uso general, que se definen como esas turbinas horizontales o verticales utilizadas para la propulsión de equipo que suele estar en reserva, es de tamaño (potencia) relativamente pequeño o se destina a servicio no crítico. Se considera para aplicaciones en donde las condiciones del vapor no pasarán de 600 psig y 750°F o la velocidad no será mayor de 6.000 rpm. Se suele aplicar a turbinas de una etapa en la mayor parte de unidades motrices de bombas y sopladores con potencia menor de 2000 HP y con menos de 5000 rpm.
- A.P.I. 612 Abarca las turbinas para "propósitos especiales", definidas como esas turbinas horizontales utilizadas para la propulsión de equipo que no suele estar en reserva, es de tamaño (potencia) relativamente grande o se destina a servicio crítico.

Esta categoría no está limitada por las condiciones del vapor o la velocidad de la turbina. Se aplica en turbinas, por lo general de etapas múltiples, más complejas y de potencia y velocidad mayores.

Las normas A.P.I. requieren que el usuario tome ciertas decisiones, y se ha acostumbrado complementar la norma aplicable con otro documento que incluya los detalles específicos del proyecto, su ubicación y las preferencias del usuario.

Con el fin de establecer el uso de A.P.I (611 y 612) en la selección y especificación de Turbinas de Vapor se anexa un diagrama de flujo para toma de decisiones.

También se deben utilizar otras normas industriales, como las del N.E.M.A. (National Electrical Manufacturers Association), el cual ha clasificado los reguladores de turbinas de vapor de acuerdo con la capacidad de cada tipo como se muestra en la siguiente tabla.

**CLASIFICACIONES NEMA PARA REGULADORES
DE TURBINAS DE VAPOR**

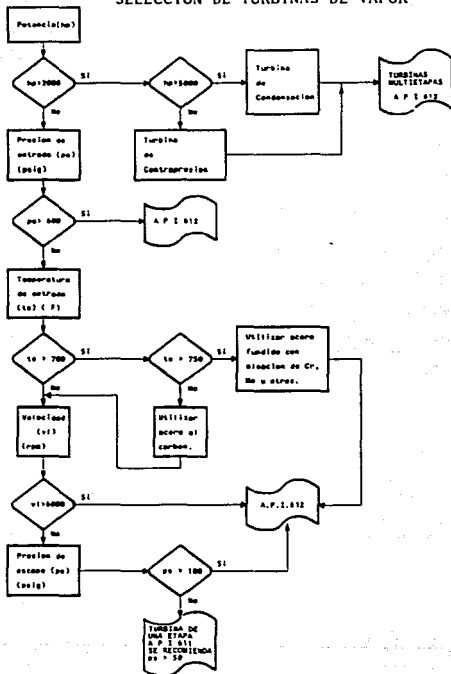
CLASE NEMA	% DE REGULACION MAX. VELOCIDAD DE ESTADO ESTACIONARIO	% DE VARIACION MAX. VELOCIDAD	% DE AUMENTO DE VELOCIDAD
A	10	0.75	13
B	6	0.50	7
C	4	0.25	7
D	0.5	0.25	7

Son de aceptación general en la industria como estándares.

La regulación de velocidad en estado estable, se define como el cambio en la velocidad sostenida cuando se hace variar la salida de potencia de la turbina en forma gradual desde la nominal hasta cero, en las siguientes condiciones:

- 1) Las condiciones del vapor se establecen en valores nominales y se mantienen constantes;
- 2) Se ajusta el mecanismo variador de velocidad para dar la velocidad nominal con la salida de potencia nominal;
- 3) Se interrumpe el funcionamiento de cualquier control externo y se lo bloquea en posición abierta, para que no presente restricción al paso del vapor a la válvula controlada por el regulador.

SELECCION DE TURBINAS DE VAPOR



- Variación de velocidad - Expresada como porcentaje de la velocidad nominal, es el cambio total en la magnitud de la velocidad respecto del ajuste de la misma, definida como la diferencia en la variación de velocidad cuando actúa el regulador contra la situación en la que no está funcionando con condiciones constantes en el vapor.

- El aumento máximo en la velocidad.- Expresado como porcentaje de la velocidad nominal, es el aumento máximo momentáneo de la misma que se obtiene cuando la turbina produce la salida de potencia nominal a la velocidad nominal y la carga se reduce a cero, en forma repentina y completa.

El regulador mecánico, el de relevador de aceite y el de bomba de aceite de acción directa son NEMA clase A. Los de relevador de aceite también se pueden fabricar para la clase B, pero los tamaños más grandes suelen ser clase C ó D, y la que predomina en la actualidad es la clase D.

2.3.3 Eficiencia.

Para ilustrar el uso de las gráficas, se evaluará la propuesta de una turbina de 400 HP, que trabaja a 3570 rpm, con vapor de entrada a 600 psig y 600 °F (sobrecalentamiento de 11.2 °F) y escape a 65 psig. (Consultar tablas y gráficas al final del capítulo).

1.- Para las condiciones dadas del vapor lea el consumo teórico en las tablas o en un diagrama de Mollier:

$$CTV = 19.0 \text{ lb/kwh}$$

2.- Calcúlese la diferencia de entalpía:

$$\Delta h = 3413/CTV = 179.6 \text{ BTU/lb}$$

3.- Selecciónese la carcasa con la tabla 1. En este caso se escogerá la carcasa 3C.

4.- Encuéntrese la eficiencia básica con la figura 7:

$n_{\text{---}} = 43\%$ para una rueda de 22 in.

5.- Determinese la corrección por sobrecalentamiento con la figura 8:

$$\text{corrección} = 0.87$$

6.- Determinese la pérdida por acción del viento con la figura 9:

$$\text{pérdida} = 18 \text{ para una rueda de 22 in.}$$

7.- Calcúlese el consumo real de vapor:

$$\begin{aligned} \text{CRV} &= \frac{\text{CTV} \times 0.746}{\eta_{\text{Mec}} \times \text{corrección por sobrecalentamiento} \times \text{carga}} \\ &\quad + \text{pérdida por viento} \\ &= \frac{(19)(0.746)}{0.43} \times 0.87 \times \frac{400 - 18}{400} = 30 \frac{\text{lb}}{(\text{hp})(\text{hr})} \end{aligned}$$

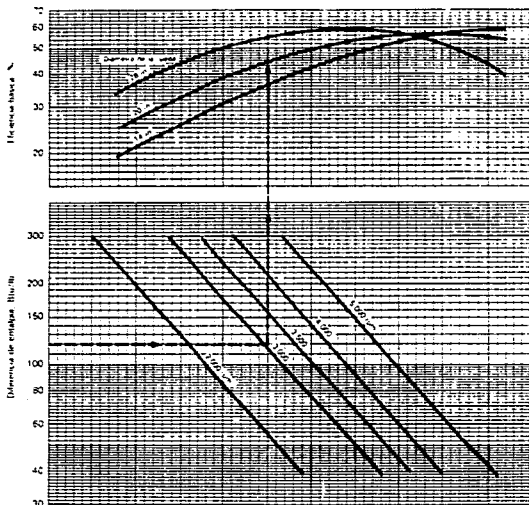
8.- Encuéntrese el flujo de vapor a plena carga:

$$\begin{aligned} \text{Flujo con plena carga} &= \text{CRV} \times \text{carga} \\ &= 30 \times 400 = 12,000 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

9.- Compruébense los límites de entrada, escape y potencia en el eje. La brida de entrada de 3 in disponible para la carcasa 3C (fig. 10) puede manejar 35,000 lb/h y, por consiguiente, es aceptable. De manera semejante, la brida de escape de 8 in puede manejar 57,000 lb/h (fig. 11) y también es más que suficiente para esta aplicación. En la figura 12 se muestra que el eje de 2 in disponible estaría a menos de su límite de 500 hp. Por tanto, la selección preliminar de la carcasa 3C parece ser satisfactoria. (Los consumos reales cotizados para esta aplicación variaron de 36.2 a 33.2 lb/(hp)(h)).

TABLA I
TAMAROS ESTANDAR DE COMPONENTES

CARCASA No.	DIAMETRO DE PASO DE LA RUEDA (in)	TAMAROS DE FLECHAS (in)	TAMAROS DE BRIDA DE ENTRADA (in)	TAMAROS DE BRIDA DE ESCAPE (in)
	(Tipo Curtis)			
1C	14	1 7/8, 2	3, 4	6
2C	16, 18, 19	2, 2 1/8	3, 4	6, 8
3C	20, 22	2, 2 1/2, 3	3, 4, 6	8, 10
4C	24, 26	2, 2 1/2, 3	3, 4, 6, 8	8, 10, 12
5C	28	2 1/2, 2 5/8, 3	3, 4, 6, 8	12
	(Tipo Rateau)			
2R	18	2	2, 4	4, 6
4R	24	2	3, 4	6, 8



El nomograma indica la eficiencia básica de las turbinas de una etapa

TURBINAS DE VAPOR Y DE GAS

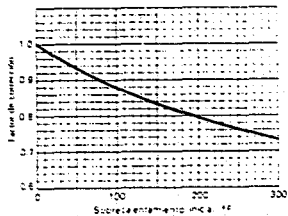
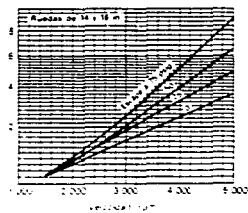
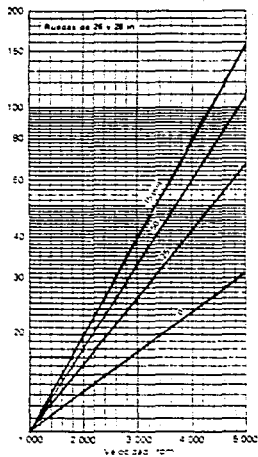
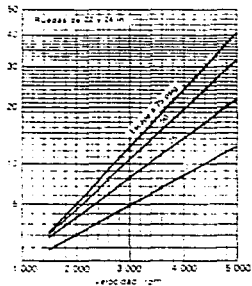
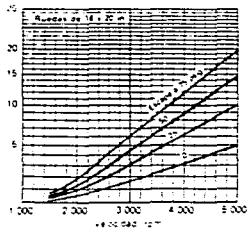


Fig 11 Corrección por sobrecalentamiento para turbinas de una etapa



Pérdidas por acción del viento en turbinas de una etapa

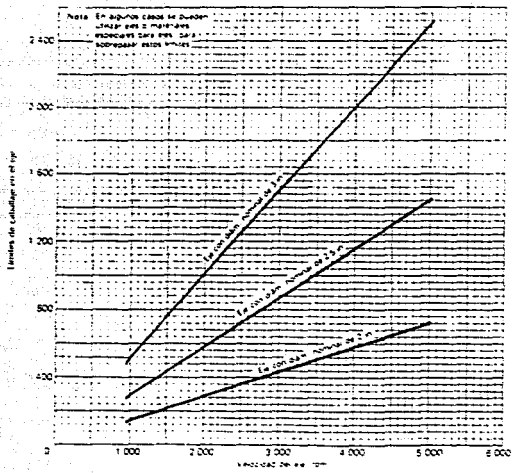
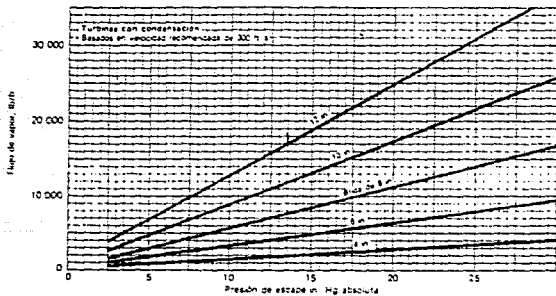
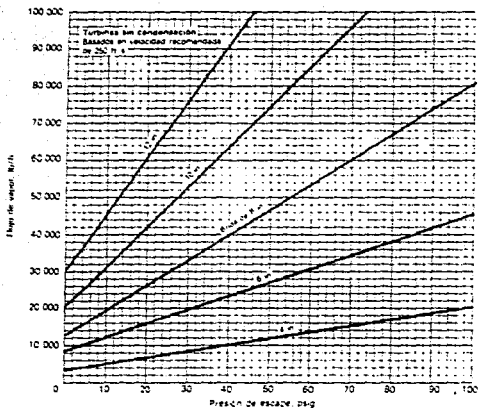


Fig. 15 Límites aproximados de cabalaje en el eje para turbinas de una etapa



Límites de flujo de escape para turbinas de una etapa

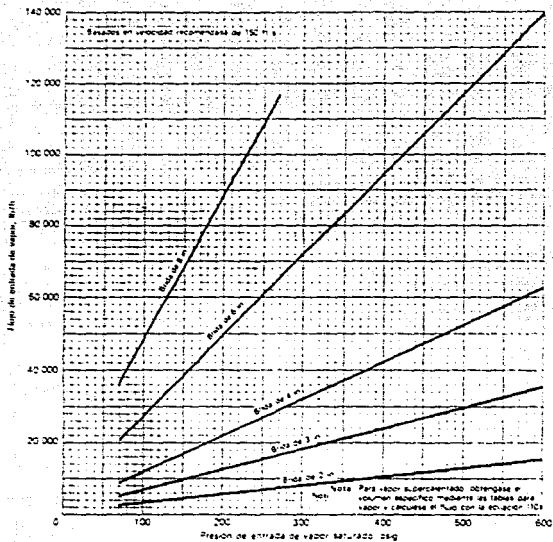
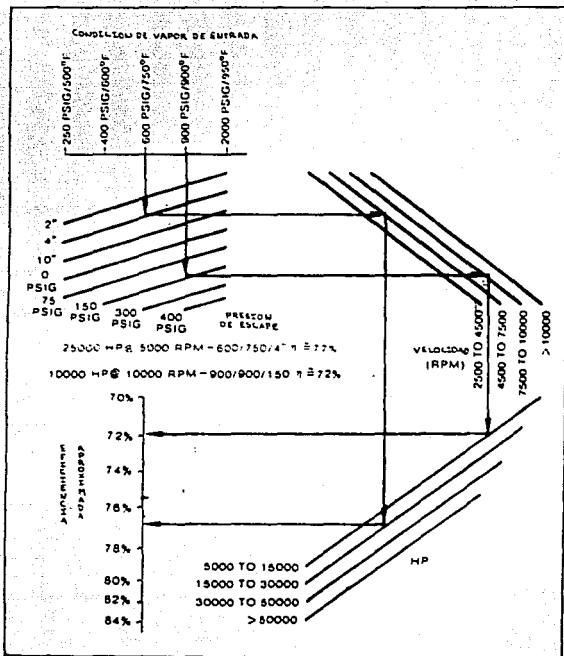


Fig. 13 Límites de flujo de entrada para turbinas de una etapa



CAPITULO III.

VENTILADORES

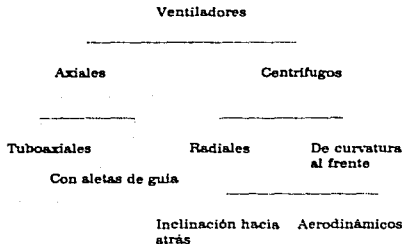
CAPITULO III VENTILADORES.

3.1 Definición y clasificación.

Definición:

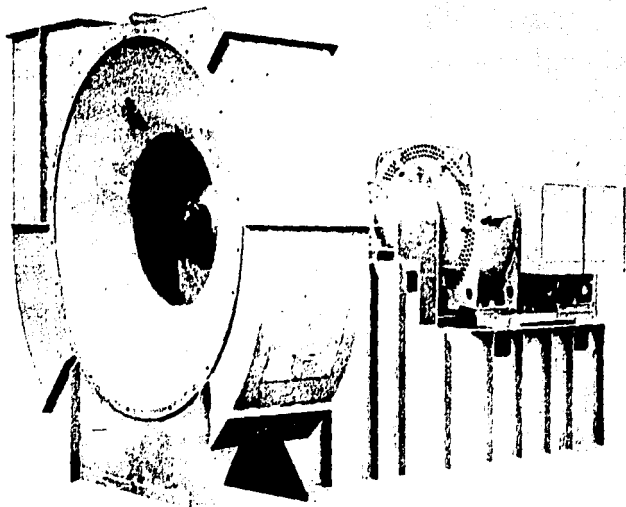
Los ventiladores son generalmente identificados como máquinas que mueven gases o vapores a bajas presiones, por medio de aspas o impulsores rotatorios los cuales convierten la energía mecánica de rotación a energía de presión en el gas o vapor manejado.

Los ventiladores se clasifican como sigue:



3.1.1 Descripción del funcionamiento de un ventilador.

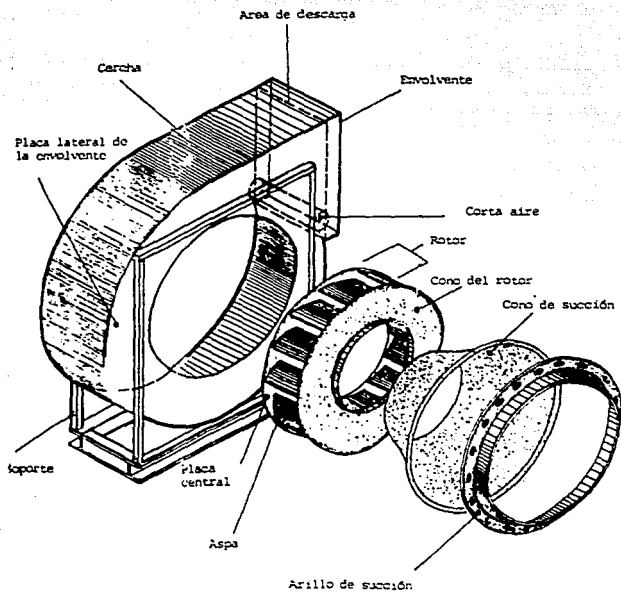
Un ventilador ya sea centrífugo ó axial se va a componer de rotor, flecha, envolvente, chumaceras y base para chumaceras. Pero de acuerdo al tipo de ventilador éste llevará componentes propios y también del arreglo general dependerán otros componentes. Los componentes de cada tipo de ventilador se demostrarán con los dibujos siguientes e indicarán la terminología común de cada componente.



El funcionamiento de un ventilador es usualmente obtenido de una curva específica del fabricante, cuando existe un cambio de unas condiciones de operación a otras o de un tamaño de ventilador a otro, deberán aplicarse las leyes dadas en la siguiente tabla para conocer el funcionamiento del ventilador a las nuevas condiciones.

Las leyes son aplicables a sopladores, extractores, ventiladores centrifugos y axiales, las relaciones dadas son satisfactorias para cálculos de ingeniería donde los incrementos de presión no sean mayores de 1 psi. Estas leyes son aplicables únicamente para equipos geoméricamente similares. Estas leyes permiten analizar el funcionamiento de un ventilador por cambios en las condiciones de operación o predicen el funcionamiento por cambios de operación usando un ventilador de tamaño diferente pero del mismo tipo y del mismo arreglo geométrico, esto es útil para cuando se desean hacer estimaciones de funcionamiento con equipos de características conocidas.

COMPONENTES DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO



Sistema uniforme de distribución de agua debido a su nuevo diseño que evita las irregularidades

Soporte de motor fácilmente ajustable

Frieteo, exclusivo método de enfriamiento de alta eficiencia

Bomba de alto rendimiento

Motor monofásico de dos velocidades

Entradas de toma de agua corriente pre-enchufadas a ambos lados del gabinete

Cámaras de protección

Soporte de turbina en placa de acero reforzada

Válvula de flotador fácilmente ajustable

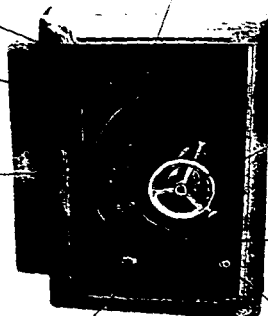


TABLE NO. 2
LEYES DE LOS VENTILADORES

NO.	VARIABLES DEPENDIENTES	VARIABLES INDEPENDIENTES
10	$CF = a$	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^3$
11	presión a	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^2$
12	$HP = a$	$\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}$
13	$Pu = a$	$22 \log \left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right) + 50 \log \frac{CF = a}{CF = b}$
20	$CF = a$	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^2$
21	$CF = a$	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^3$
22	$Pu = a$	$22 \log \left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right) + 25 \log \frac{\text{presión } a}{\text{presión } b}$
30	presión a	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^2$
31	$HP = a$	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^3$
32	presión a	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^4$
33	$HP = a$	$\left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right)^5$
34	$Pu = a$	$22 \log \left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right) + 50 \log \frac{CF = a}{CF = b}$
40	$CF = a$	$\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}$
41	presión a	$\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}$
42	$CF = a$	$\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}$
43	$Pu = a$	$22 \log \left(\frac{\text{tamaño } a}{\text{tamaño } b}\right) + 15 \log \frac{HP = a}{HP = b}$
50	tamaño a	$\frac{CF = a}{CF = b}$
51	$HP = a$	$\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b}$
52	$HP = a$	$\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b}$
53	$HP = a$	$\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b}$

5a	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$10 \log \left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)$	=	$20 \log \left(\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b} \right)$	=	0
6a	tan ² a	=	tan ² b	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)^{1/3}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$ 1/3	x	1
6b	presión a	=	presión b	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)^{2/3}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$ 2/3	x	$\frac{P_a}{P_b}$
6c	-P _a	=	-P _b	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)^{5/3}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$ 5/3	x	$\frac{P_a}{P_b}$
6d	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$23.31 \log \left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)$	=	$26.61 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$20 \log \left(\frac{P_a}{P_b} \right)$
7a	tan ² a	=	tan ² b	x	$\left(\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b} \right)^{1/2}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{1/2}$
7b	CF _{ma}	=	CF _{mb}	x	$\left(\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b} \right)^{3/2}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$ 3/2	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/2}$
7c	-P _a	=	-P _b	x	$\left(\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b} \right)^{5/2}$	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$ 5/2	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{5/2}$
7d	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$35 \log \left(\frac{\text{presión } a}{\text{presión } b} \right)$	=	$20 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$15 \log \left(\frac{P_a}{P_b} \right)$
8a	tan ² a	=	tan ² b	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{1/4}$	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)^{3/4}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{1/4}$
8b	8P _{ma}	=	8P _{mb}	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/4}$	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)^{5/4}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/4}$
8c	presión a	=	presión b	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$	x	$\left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)$	x	1
8d	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$20 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$10 \log \left(\frac{CF_{ma}}{CF_{mb}} \right)$	=	0
9a	tan ² a	=	tan ² b	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{1/2}$	x	$\left(\frac{\text{presión } b}{\text{presión } a} \right)^{3/4}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{1/4}$
9b	8P _{ma}	=	8P _{mb}	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{1/2}$	x	$\left(\frac{\text{presión } b}{\text{presión } a} \right)^{5/4}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/4}$
9c	CF _{ma}	=	CF _{mb}	x	$\frac{8P_a}{8P_b}$	x	$\frac{\text{presión } b}{\text{presión } a}$	x	1
9d	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$10 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$10 \log \left(\frac{\text{presión } b}{\text{presión } a} \right)$	=	0
10a	tan ² a	=	tan ² b	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{1/5}$	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{4/5}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{1/5}$
10b	CF _{ma}	=	CF _{mb}	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{3/5}$	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/5}$
10c	presión a	=	presión b	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{2/5}$	x	$\left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)^{1/5}$	x	$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{3/5}$
10d	Pu ₁ a	=	Pu ₁ b	=	$1 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$5 \log \left(\frac{8P_a}{8P_b} \right)$	=	$6 \log \left(\frac{P_a}{P_b} \right)$

3.1.2. Ventiladores Axiales.- Son los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación.

Estos se dividen en dos tipos:

- a) Tuboaxiales
- b) Con aletas de guía

a) Ventiladores Tuboaxiales.- Es el ventilador más sencillo del tipo axial, llamado a veces ventilador de ducto. Consta principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal.

Puede manejar presiones estáticas hasta de 4 pulgadas manométricas de agua y caudales de 50,000 ft³/min y mayores. Tiene su máxima eficiencia cerca del punto intermedio de presión pico, y su mejor punto de operación está junto a la derecha de este pico. Su eficiencia mecánica máxima (potencia de salida del flujo/potencia al freno de entrada) es de un 75% a un 80%.

b) Ventilador Con aletas de guía.- Es más complejo, incluye aletas de guía que corrige el movimiento helicoidal impartido por la hélice. Al combinar la rueda del ventilador Tuboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo con ello se reduce la turbulencia lo cual mejora la eficiencia y las características de presión. Estos ventiladores por lo común puede manejar presión estática hasta de 9 pulgadas de agua en una etapa, pero pueden llegar a 20 pulgadas con modificaciones en el diseño o con etapas múltiples. Su capacidad puede ser hasta de 60,000 ft³/min. Por lo general, son del tipo que no se sobrecarga, es decir, se pueden mover con una unidad motriz de la potencia deseada.

3.1.3 Ventiladores Centrifugos.- Confinan el flujo dentro de una cubierta en forma de voluta o caracol y producen presión por medio de dos fuerzas: La centrífuga generada al hacer girar la columna de gas encerrada entre las aspas, y la aceleración tangencial del gas mediante las aspas o álabes del impulsor.

Estos ventiladores se dividen en:

- a) Ventilador Radial
- b) Ventilador de Curvatura al frente
- c) Ventilador de Inclinación hacia atrás
- d) Ventilador Aerodinámico

a) Ventilador Radial o de rueda de paletas.- Tienen una eficiencia mecánica del 65% al 70% menor que la de otros centrifugos y son más costosos porque son de construcción fuerte, su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja.

Las aspas planas resisten la abrasión más tiempo que la mayoría de las otras aspas y tienden a alcanzar cualesquiera partículas que, de lo contrario, se les podrían adherir. Rara vez se utilizan, excepto para corrientes que arrastran partículas pegajosas o abrasivas, aunque se pueden conseguir con una construcción menos fuerte para servicio general.

b) Ventilador con aspas de Curvatura al frente.- No se utiliza mucho en aplicaciones industriales pues es muy sensible a la acumulación de partículas (que tienden a desbalancearlo) y al desgaste de la rueda. Su capacidad de presión estática es relativamente baja, de unas 4 pulgadas manométricas de agua, y su eficiencia

mecánica máxima es aproximadamente del 70% al 75% . Es bastante silencioso y requiere poco espacio.

c) Ventiladores de Inclinación hacia atrás.- Es el que más se emplea debido al ángulo hacia atrás de las aspas, el gas sale de la rueda del impulsor a una velocidad más baja que la velocidad tangencial de la rueda. Con esto se produce presión estática de 15 pulgadas manométricas de agua o mayor. Estos ventiladores funcionan a velocidad media, tienen amplia capacidad de presión y volumen, producen menos carga de velocidad que los del mismo tamaño con curvatura al frente. Otra ventaja es que las pequeñas variaciones en el volumen del sistema suelen ocasionar pequeñas variaciones en la presión del aire, lo cual facilita su control. Este ventilador es el más eficiente de los centrífugos, y tiene una eficiencia mecánica máxima entre un 75% y un 80%.

d) Ventiladores Aerodinámicos.- Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Estos ventiladores suelen ser más silenciosos y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación, porque el aire puede pasar por las ruedas con menos turbulencia.

3.1.4 Ventiladores de Plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF).- En general se utiliza mucho para el manejo de vapores de ácidos y de muchos productos químicos inorgánicos y orgánicos, pero no para disolventes orgánicos. Su límite de temperatura es de 250 °F o menor.

Las aplicaciones potenciales del PRF incluyen cualquier proceso en el cual hay que atrapar, mover, limpiar o descargar vapores corrosivos. En la actualidad, la aplicación más frecuente de los ventiladores PRF es en sistemas de lavado de vapores; el propio lavador puede ser de ese material o de alguna aleación especial, pero se suele

preferir el PRF. Las plantas de tratamiento de aguas negras y los sistemas de extracción de laboratorios son otras aplicaciones potenciales.

En general los ventiladores de PRF pueden ser una opción económica en comparación con los acero inoxidable u otras aleaciones en donde hay corrosión y la temperatura es menor de 250°F.

LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS SE CLASIFICAN DE ACUERDO AL ROTOR QUE EMPLEAN, LAS SIGUIENTES FIGURAS NOS REPRESENTAN LOS DIFERENTES TIPOS DE ROTORES EMPLEADOS

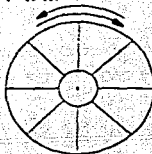


FIGURA NO. 7 ROTOR DE ASPAS RECTAS

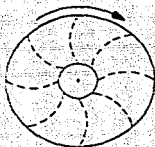
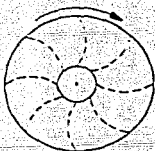


FIGURA NO. 8 ROTOR DE ASPAS CURVADAS HACIA ADELANTE



ROTOR DE ASPAS CURVADAS HACIA ATRAS

TABLA I
TAMAÑOS ESTANDAR DE COMPONENTES

CARCAZA No.	DIAMETRO DE PASO DE LA RUEDA (in)	TAMAÑOS DE FLECHAS (in)	TAMAÑOS DE BRIDA DE ENTRADA (in)	TAMAÑOS DE BRIDA DE ESCAPE (in)
	(Tipo Curtiss)			
1C	14	1 7/8, 2	3, 4	6
2C	16, 18, 19	2, 2 1/8	3, 4	6, 8
3C	20, 22	2, 2 1/2, 3	3, 4, 6	8, 10
4C	24, 26	2, 2 1/2, 3	3, 4, 6, 8	8, 10, 12
5C	28	2 1/2, 2 5/8, 3	3, 4, 6, 8	12
	(Tipo Rotax)			
2R	18	2	2, 4	4, 6
4R	24	2	3, 4	6, 8

3.2 Criterios de selección.

Se deberán especificar la capacidad del ventilador, dando las condiciones mínimas, normales y máximas, así como las presiones que el ventilador deberá desarrollar a cada capacidad dada para que el proveedor seleccione el equipo que cubra todas las fluctuaciones de demanda, si la selección del tipo de ventilador se deja a elección del proveedor, deberá establecerse claramente el servicio para el cual el ventilador va a ser utilizado, dando las características del fluido manejado en lo más amplio posible así como las variables que afectan su funcionamiento como son: densidad, temperatura y presión barométrica, en algunos casos es conveniente proporcionar un arreglo del sistema.

Como se puede ver para una buena selección del tamaño de un ventilador se deben combinar los factores y tomar un criterio de acuerdo a las necesidades de instalación, buscando siempre una buena eficiencia, un nivel de ruido bajo y un costo moderado del equipo.

A continuación se describe una secuencia para una selección adecuada del ventilador:

- a) Integración de los datos mínimos requeridos.
 - a.1 Flujo de gas a condiciones de entrada (ft³/min)
 - a.2 Temperatura del gas (°F)
 - a.3 Altura sobre el nivel del mar del sitio donde se instalará el ventilador (ft).
 - a.4 Presión estática requerida.
- b) Selección del ventilador de acuerdo al tipo de aspas, capacidad y rango de presión.

c) Cálculo del área de descarga del ventilador.

d) Cálculo de la velocidad del gas a la salida del ventilador (v):

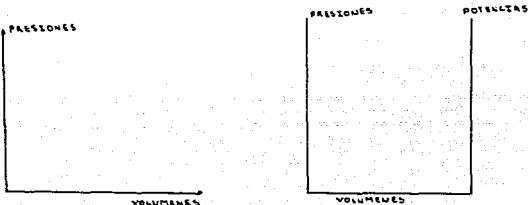
$$V_m = Q/A \quad , \quad (\text{ft}/\text{min})$$

Donde:

Q = Flujo de gas a condiciones de entrada ft³/min

A = Area a la salida del ventilador ft²

Los diagramas de capacidad tienen normalmente cualquiera de las dos siguiente representaciones:



3.2.1 Condiciones de Operación.

- En primer lugar, los ventiladores axiales pueden manejar menos presión estática que los centrífugos, por regla general no más de 10 in manométricas de agua en los axiales contra 60 in o más en los centrífugos.
- Los límites de vibración dependen de la velocidad. Una amplitud máxima pico a pico, media en las etapas de los cojinetes, se clasificaría como aceptable según la tabla siguiente. Las vibraciones 2.5 mayores que esos valores, se considerarán "ligeramente fuertes" pero todavía aceptables después de cierto tiempo de trabajo.

RPM	AMPLITUD DE VIBRACION ACEPTABLE (IN)
400	0.003
800	0.002
1200	0.0013
1800	0.0008

- Cuando hay altas velocidades en los ductos con un ventilador equipado con aletas de guía de entrada, se debe tener cuidado adicional para obtener formas suaves de flujo del aire en los ductos de entrada y salida y además, que éstos sean tan fuertes como se necesite para evitar daños por vibración; ésta se agrava con la turbulencia y con la graduación incorrecta de las aletas de guía de entrada.

- Los ventiladores axiales tienen límites (rango) estrechos de operación a su máxima eficiencia, lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo.

La joroba en la curva de rendimiento del ventilador axial con alrededor del 75% de flujo, corresponde al punto de ahogo. No es deseable la operación de los ventiladores axiales entre este punto o aquel en el cual no hay flujo; es difícil predecir el rendimiento.

- En las aplicaciones en procesos, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos aunque se tiene un traslape considerable en el rendimiento entre los centrífugos y los axiales en el extremo inferior del intervalo (rango) flujo y presión.

- El rendimiento de un ventilador centrífugo o axial se puede modificar variando la velocidad del ventilador o cambiando las condiciones de presión en la entrada, la salida o en ambas con aletas de guía en la entrada o con reguladores de tiro.

- Al comparar los ventiladores axiales y centrífugos se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- **Capacidad.** Los axiales y los centrifugos pueden conseguirse con capacidades de hasta 500,000 ft³/min; en los centrifugos con inclinación hacia atrás puede ser más alto. Los axiales, por lo general, tienen mayor capacidad por unidad de peso.

- **Instalación.** El ventilador axial se puede instalar en un tramo recto de tubo; el centrifugo requiere una vuelta en ángulo recto. El axial por lo común es más fácil de instalar porque pesa menos.

- **Mantenimiento.** Cuesta más reemplazar un impulsor centrifugo que una hélice axial.

- **Necesidades de potencia.** Los ventiladores axiales requieren más potencia para el mismo servicio. Los de aletas de guía generalmente son más eficientes que los tubo axiales y los centrifugos con inclinación hacia atrás son más eficientes que los radiales o que los de curvatura al frente.

- **Capacidad de presión.** Los ventiladores axiales pueden manejar presiones de 8 a 10 in manométricas de agua en una etapa; en tanto que los centrifugos pueden manejar presiones de 60 in o mayores.

Los axiales se pueden instalar en serie para lograr mayor capacidad de presión cuando se hace así, la capacidad de presión de la serie es la suma de las capacidades individuales de cada ventilador, menos una pequeña pérdida por deslizamiento.

- **Necesidades de espacio.** El ventilador axial es más compacto.

- **Vibración.** Como las piezas rotatorias del ventilador axial son más ligeras, es más fácil controlar la vibración.

- **Ruido.** El ruido en un ventilador es una función de su velocidad, velocidad del aire o gas y del sistema en cual este está operando, de esta manera puede elegirse un ventilador de baja velocidad y tener altas velocidades del gas en el sistema y viceversa. El ruido es proporcional a la presión desarrollada y no es afectado apreciablemente por

el tipo de aspa del rotor, es de esperarse que el ventilador opere silenciosamente en el punto de máxima eficiencia, por lo que para altas presiones el ventilador deberá seleccionarse en la región de máxima eficiencia para asegurar una operación silenciosa.

La siguiente tabla presenta una guía de información para niveles de ruido con respecto a la operación del ventilador.

**VELOCIDADES DE SALIDA EN VENTILADORES
PARA UNA OPERACION SILENCIOSA.**

Presión Estática (in de agua)	Velocidad de salida (ft/min)
1/4	700 - 1000
3/8	800 - 1100
1/2	900 - 1200
5/8	975 - 1300
3/4	800 - 1400
7/8	900 - 1500
1	850 - 1600
1 1/4	900 - 1750
1 1/2	1150 - 1900
1 3/4	1350 - 2050
2	1400 - 2200
2 1/2	1500 - 2500
3	1700 - 2500
4	1900 - 2500
5	2100 - 2600
6	2300 - 2600

3.2.2 Estándares.

- La Asociación de Condicionamiento y Movimiento de Aire (AMCA) ha estandarizado las designaciones de ventiladores y sopladores en cuanto a construcción accionadores cerrados o abiertos a prueba de explosión, al chisporroteo, diámetros de las ruedas, áreas de salida, tamaños, disposiciones de las transmisiones, posiciones de la caja de entrada, rotación y descarga, posiciones del motor y límites de operación.

Lo anterior está incluido en las normas AMCA 2401 y 2410 y se deben consultar para la especificación precisa del ventilador. En las plantas de proceso se suele utilizar la construcción clave IV, que abarca ventiladores con aumento total de presión mayor de 12.25 in de agua.

- La norma 2408-69 del (AMCA) especifica el rendimiento respecto a la presión estática y velocidades mínimas para ventiladores clase I, II, III y IV. Hay normas separadas para ventiladores con inclinación hacia atrás de anchura sencilla y doble y en línea con inclinación hacia atrás.

Por ejemplo, la norma de clase para ventiladores con inclinación hacia atrás y anchura sencilla es:

Clase I: Presión estática de 5 in manométricas de agua a 2300 ft/min hasta presión estática de 2.5 in manométricas de agua a 3200 ft/min.

Clase II: Presión estática de 8.5 in manométricas de agua a 3000 ft/min hasta presión estática de 4 1/4 de in manométricas de agua a 4175 ft/min.

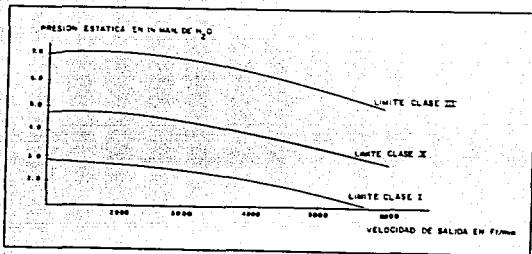
Clase III: Presión estática de 13.5 in manométricas de agua a 3780 ft/min hasta presión estática de 6.75 in manométricas de agua a 5260 ft/min.

Clase IV: Por arriba de los mínimos de la clase III.

TABLA III
 TIPO DE VENTILADOR

APLICACION	TUBOAXIAL	AXIAL CON ALETAS DE GUIA	RADIAL	CON CURVATURA AL FRENTE	CON CURVATURA HACIA ATRAS	AERO DINAMICO
SISTEMA DE TRANSPORTACION			X		X	
SUMINISTRO DE AIRE A QUEMADORES DE PETROLEO Y GAS	X	X	X		X	X
REFORZAMIENTO DE PRESIONES DE GAS			X		X	X
VENTILACION DE LA PLANTA	X	X			X	X
CALDERAS, TIRO FORZADO		X			X	X
CALDERAS, TIRO INDUCIDO			X	X		
ESCAPE DE HORNO ROTATORIOS			X	X		
ALIMENTACION DE HORNO ROTATORIOS		X			X	X
TORRES DE ENFRIAMIENTO	X					
COLECTORES DE POLVO PRECIPITADORES ELECTROSTATICOS			X	X		
SECADO EN PROCESOS	X	X	X		X	X
CASES DE DESCARGA DE REACTORES O HUMO EN CHIMENEAS			X	X		

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA



- En la norma D-4167 del ASTM se definen las especificaciones mínimas para la construcción de los componentes principales y algunos de sus detalles son:

- La construcción de la cubierta del ventilador debe ajustarse a la norma ASTM C-582, aplicable a todo el equipo de procesos de PRF.

- La velocidad segura de funcionamiento depende de la raíz cuadrada del módulo de flexión del material que, a su vez, depende de la temperatura. Por ejemplo si una rueda de PRF de ventilador tiene una velocidad segura de funcionamiento de 1000 RPM a 70°F y su módulo de flexión a 200°F es tan sólo del 88% entonces su velocidad segura de funcionamiento a 200°F será el 94% de aquella a 70°F es decir 940 RPM. El módulo de flexión de PRF cae con rapidez a más de 250°F, por lo cual los ventiladores de este material rara vez se utilizan a una temperatura más alta.

A continuación se anexa un diagrama de flujo para toma de decisiones.

No. Halls Hojas

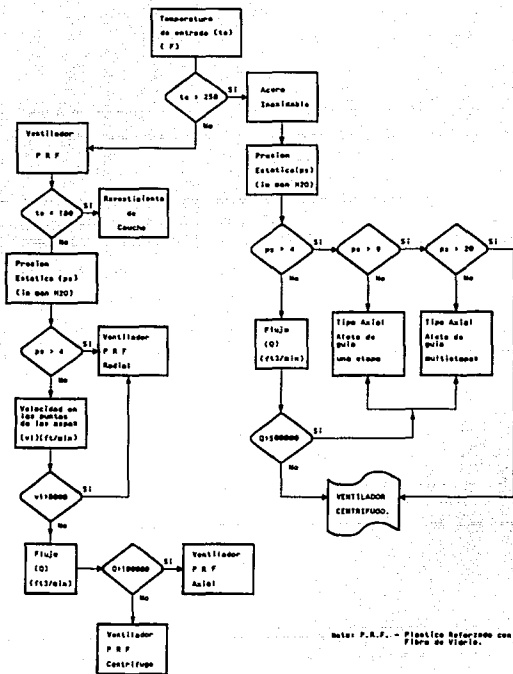
79, 80, 81

3.2.3 Eficiencia.

Los valores de eficiencia de operación es lo más importante, pues en base a esto se consideran los costos de operación por demanda de energía para las condiciones dadas, además de que este valor determina por lo general el tamaño del equipo proporcionado, por lo que como punto principal de comparación deberá tomarse en cuenta este valor. Muy a menudo se tendrá el caso de que los ventiladores propuestos tengan valores de eficiencia de poca diferencia entre sí por lo que las siguientes consideraciones deberán tomarse en cuenta:

- Si el punto de operación cae a la derecha del punto de máxima eficiencia en la curva, entonces puede decirse que el ventilador es de diseño o funcionamiento limitado, es decir, que tiene su rango de capacidad de operación limitado a un corto porcentaje de operación hacia la derecha de la curva de operación.
- Si el punto de operación cae a la izquierda del punto de máxima eficiencia en la curva, se puede decir que el ventilador está sobredimensionado o sea que sucede lo inverso de la consideración mencionada anteriormente.
- Un ventilador sobredimensionado deberá ser preferible cuando se tengan contemplados incrementos futuros en capacidad o se tenga un control de capacidad en un amplio rango, de tal forma que las demandas del sistema puedan ser cubiertas por toda la curva de operación.
- Para condiciones de operación de poca variación o donde se tenga un control de capacidad de rango corto se deberá seleccionar preferiblemente al ventilador que tenga su punto de operación al lado derecho del punto de máxima eficiencia y lo más cercano a éste, pues como puede verse en las curvas típicas, el lado derecho de las curvas de

SELECCION DE VENTILADORES



Nota: P.R.F. - Plastico Reforzado con Fibra de Vidrio.

eficiencia tiende a disminuir su inclinación, lo que hace que el ventilador tenga una operación más estable.

- Puede darse el caso en que las condiciones del sistema sean casi uniformes, es decir, de muy poca variación y se tengan propuestas con puntos de operación, ya sea al lado izquierdo o al lado derecho del punto de máxima eficiencia y con valores muy cercanos entre sí, para hacer la elección, en estos casos se tendrá que hacer, de ser posible un análisis económico que incluya costos de operación y costos por inversión inicial.

- En aquellas aplicaciones donde se tenga un control de capacidad con aspas a la entrada del ventilador se deberán solicitar las curvas de funcionamiento para cada grado de apertura de las aspas y se deberán analizar siguiendo las consideraciones mencionadas.

Curvas de funcionamiento.

Las figuras 3.5, 3.6 y 3.7 presentan las curvas típicas de funcionamiento para los tres tipos de construcción en ventiladores centrífugos. La curva exacta de funcionamiento de un ventilador se obtiene únicamente por pruebas en el equipo o por datos de diseño para un tipo y configuración de rotor dados. Pueden existir ligeras variantes que dependen del ángulo del aspa o de los llamados diseños aerodinámicos (aerofoil) pero en una forma general estas curvas representan las características típicas para este tipo de ventiladores.

a) Figura 3.5 Curva para Ventilador Centrifugo de Aspas Rectas.

La eficiencia estática de este tipo de aspa depende ligeramente del diseño de cada fabricante en particular, de cualquier forma, en la mayoría de los casos, este ventilador no es de altas eficiencias estáticas, varían en el rango del 50 al 70% como máximo. Debido a la forma muy inclinada de su curva de presión estática, se pueden

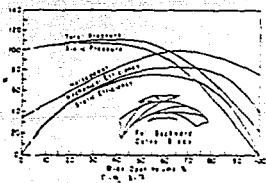
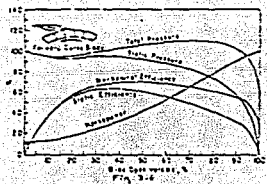
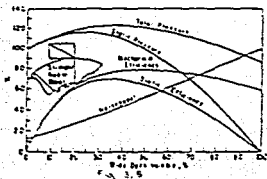
permitir pequeñas variaciones de capacidad al tener cambios considerables en la resistencia del sistema. esto lo hace muy adecuado para servicios de tiro inducido donde se tenga que usar compuertas de regulación a la descarga o aspas a la entrada para control de capacidad.

b) Figura 3.6 Curva para Ventilador Centrifugo de Aspas Curvadas hacia Delante.

Las eficiencias estáticas máximas de este tipo de ventiladores fluctúan entre 55 y 75%, como puede verse la curva de presión estática presenta la característica de ser muy plana, por lo que a pequeñas variaciones en la resistencia del sistema se presentan altas variaciones en la capacidad del ventilador, esto hace que su operación sea muy inestable.

c) Figura 3.7 Curva para ventilador Centrifugo de Aspas Curvadas hacia atrás.

Las eficiencias estáticas máximas de este tipo de ventilador usualmente son del rango del 65 al 85% y para diseño aerodinámicos (aerofoil) son del rango de 80 al 92% debido a su característica de la no sobrecarga en la demanda de potencia como se muestra en la curva de potencia, este tipo de ventiladores es preferido en instalaciones de grandes capacidades y grandes variaciones construyéndose por lo general de doble entrada.



3.2.4 Métodos de Cálculo.

Potencia.

La potencia al freno de un ventilador basada en la presión total está dada por la siguiente fórmula:

$$(HP)_t = \frac{0.0001573 V_1 P_t}{E_t}$$

La potencia al freno de un ventilador basada en la presión estática está dada por la siguiente fórmula :

$$(HP)_s = \frac{0.0001573 V_1 P_s}{E_s}$$

Los caballos de aire (HP)_a de un ventilador están dados por la siguiente fórmula:

$$(HP)_a = 0.0001573 V_1 P_t$$

Las eficiencias de un ventilador están dadas por las siguientes relaciones:

$$\text{Eficiencia mecánica (total)} = \frac{(HP)_a}{BHP} = \frac{0.0001573 V_1 P_t}{BHP}$$

$$\text{Eficiencia estática } (E_s) = \frac{P_s}{P_t} = \frac{0.0001573 V_1 P_s}{BHP}$$

El incremento de temperatura de un gas que es movido por un ventilador está dado por la siguiente fórmula:

$$\Delta T = \frac{T_1 \left[\left(\frac{P_s}{P_t} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{E_s} - \left(\frac{P_s}{P_t} \right)^{(k-1)/k} + 1$$

Donde:

P_t = presión total del ventilador en in de H₂O

P_s = presión estática en in de H₂O

P_v = presión de velocidad en in de H₂O

V_1 = flujo a la entrada en ft³/min

E_s = eficiencia estática del ventilador

E_t = eficiencia total del ventilador

BHP = Potencia al freno

ΔT = incremento de temperatura °F

T_1 = temperatura del gas a la entrada del ventilador en °R

K = relación de calores específicos (C_p/C_v)

P_1 = presión de entrada al ventilador en in de H₂O

V_m = velocidad del gas en ft/min

Ejemplos de Cálculos.

Calcúlese el caballaje al freno requerido para estas condiciones: flujo en la succión = 10,000 ft³/min estándar, P_1 = 12.7 psia a 4,000 ft de altitud, P_2 = 4 psig, T_1 = 120 °F.

$$V_s = \frac{14.7}{12.7} \times \frac{460 + 120}{528} = 12,700 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$R_s = 16.7/12.7 = 1.318$$

$$X_s = 1.318^{\gamma-1} = 1 = 0.805$$

$$X_c = 0.0805 \times (580/528) = 0.0884$$

$$Rc = (1 + 0.0884)^{10} = 1.35$$

$$Pea = 14.7 \times 0.353 = 5.2 \text{ psi.}$$

Al consultar las tablas de valores nominales de catálogo para un aumento de presión de 5.2 psi y 12,700 ft³/min, reales (FCMR). Aunque por lo general, hay que consultar al fabricante al dimensionar el ventilador para gases que no sean aire.

CAPITULO IV.

COMPRESORES

CAPTULO IV COMPRESORES

4.1 Definición y clasificación

Los compresores son los equipos que tienen como finalidad entregar el gas a una presión mayor que la que originalmente se tenía.

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.

Dentro de los aspectos de mayor interés como usuario o ingeniero de aplicación de compresores se tiene en la determinación tanto como del comportamiento, como de los requerimientos de potencia, servicios auxiliares y espacio para la instalación. Se comenzará 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.

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 :

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{cte} \quad (1)$$

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 siguiente ecuación:

$$(P_1 V_1)^k = (P_2 V_2)^k \quad (2)$$

donde k es la relación de calores específicos C_p/C_v .

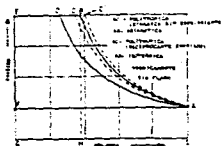


Fig. 4.1 Tarjeta indicadora teórica que muestra los diferentes procesos de compresión.

La figura 4.1 muestra los ciclos de compresión isotérmico y adiabático para un compresor recíprocante de manera teórica con un claro igual a 0, en una base P-V para

una relación de compresión de 4. El área ADEF representa el trabajo requerido en una base isotérmica; el área ABEF 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 acercarse lo más 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 más se aproxima al funcionamiento actual de la mayoría de los compresores recíprocos y es generalmente la base a la cual son referidos estos compresores.

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

$$(P_1 V_1)^n = (P_2 V_2)^n \quad (3)$$

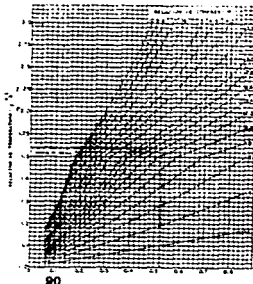


FIGURA 4.2 Relación

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.

Las líneas punteadas en la figura 4.3 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 son reversibles, mientras que el proceso politrópico es irreversible, así mismo que todos los compresores operan en base a un proceso teórico de flujo estable.

Los compresores se clasifican como sigue:

Desplazamiento Positivo		Flujo Continuo	
Reciprocante	Rotatorio	Dinámico	
Aletas Deslizantes	Pistón Líquido	Centrífugo	Flujo Mixto
	Lóbulo Recto	Lóbulo Helicoidal	Flujo Axial

4.1.1 Desplazamiento Positivo

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 Reciprocantes.- Son máquinas de desplazamiento positivo en los cuales el elemento que comprime y desplaza el gas es un pistón o émbolo que tiene un movimiento recíprocante dentro de un cilindro.

El elemento básico del compresor recíprocante 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 en 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.

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. Los compresores rotatorios se prestan más para las unidades motrices de velocidad variable, como las turbinas de vapor.

Compresor 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. Presenta como elemento básico, una carcasa cilíndrica con sus correspondientes tapas y el conjunto del rotor.

Compresor de pistón líquido.- Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales se usa agua o algún otro líquido como pistón para comprimir y desplazar el gas.

· **Compresor de lóbulo recto.** Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos lóbulos rectos compañeros que embonan uno en el otro, entranpan al gas y lo llevan de la entrada a la descarga.

En estos equipos no hay compresión interna en la máquina. En esta máquina el elemento principal consta de una carcaza con dos rotores simétricos o impulsores, los cuales presentan una forma característica semejante a un cacahuete.

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, y es cuando se realiza el desplazamiento del gas hacia el sistema de descarga.

· **Compresores de lóbulos helicoidales o espirales.** Son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos rotores intercalan (cada uno de forma helicoidal) comprimen y desplazan al gas. Estos equipos son conocidos también como compresores de tornillo. Los elementos fundamentales de este tipo de máquinas son la carcaza 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.

Estas unidades realizan la compresión internamente.

4.1.2 Compresores de Flujo Continuo.

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 elemento rotante y parcialmente en álabes o difusores estacionarios. La compresión en cualquier compresor dinámico depende de la transferencia de energía al gas de un conjunto de álabes 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 álabes.

Compresor Centrifugo.- Son máquinas dinámicas en las cuales uno o más impulsores rotantes, usualmente cubiertos en los lados aceleran el gas. La designación centrifugo es usada cuando el flujo del gas es radial y la transferencia de energía es primordialmente debida a la acción centrifuga del impulsor sobre el gas.

Compresor Axial.- 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).

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

Compresor de Flujo Mixto.- Son máquinas dinámicas 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 (centrífugo, axial y flujo mixto).

4.2 Criterios de Selección.

Hay que definir los requisitos para la función del compresor en el sistema global.

Las especificaciones deben incluir:

- Límites de gasto de masa , volumétrico y la influencia que pueden tener sobre ellos las variaciones en temperatura de entrada, la presión, el peso molecular, la composición del gas (carga de vapores, factor de compresibilidad, etc.), la presión de descarga, la temperatura y el flujo de fluidos para enfriamiento (agua, aire y otros).

- Límites de temperatura ambiente.

- Altitud

- Tipo de corriente eléctrica disponible en la zona.

- Códigos y Normas.

4.2.1 Condiciones de operación.

- 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 tres métodos 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 álabes que imparte velocidad y presión al gas (la velocidad del gas adicionalmente es transformada en presión en difusores o álabes estacionarios).

Los compresores que utilizan el método 1 y 2, incluidos en la clase de compresión 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.

- Dado que los sistemas de sellos de los compresores de flujo axial no son tan adaptables como los de otros tipos, por lo común solo se deben manejar con este tipo aquellos gases que se pueda permitir su fuga hacia la atmósfera.

- Los compresores de lóbulos rotatorios, de aspas deslizables, de pistón líquido y de lóbulo recto tienen relativamente pequeña capacidad y su succión por lo general es a la presión atmosférica. De estos, el de lóbulos rotatorios es el que puede manejar mayor cantidad de gas, pues su volumen máximo de succión es de unos 30,000 ft³/min reales y puede producir una presión máxima de descarga de alrededor de 40 psia. Sin embargo son los más competitivos para capacidades de 17,500 ft³/min reales o menos y presiones de descarga de 22 psia.

- Las capacidades máximas de entrada o admisión de los compresores de aspas deslizables es de unos 3,000 ft³/min reales o el doble si se utiliza un compresor dúplex: éste consta de dos compresores conectados con una sola unidad motriz. Las presiones de descarga de los compresores estándar son de unas 65 psia con una sola etapa y de unas 140 psia con el de dos.

- El compresor de pistón líquido tiene una capacidad máxima de unos 10,000 ft³/min reales y una presión de descarga de unas 30 psia. Los volúmenes de 300 ft³/min reales o menores se pueden comprimir a alrededor de 115 psia.
- Los compresores de lóbulo recto tienen capacidades volumétricas mucho más pequeñas, y flujos máximos que suelen ser de 40 a unos 200 ft³/min reales. Sin embargo pueden producir presiones de hasta 40,000 psi.
- El tipo de unidad motriz (incluyendo los engranes) que se utilice puede influir en la elección del compresor. Las velocidades del compresor y de la unidad son muy importantes si se desea evitar el engranaje. En la tabla siguiente se indican los límites de velocidad de los compresores.

TIPO DE COMPRESOR	LIMITES NORMALES RPM	OBSERVACIONES
RECIPROCANTES GRANDES	300 - 600	ALGUNOS INCLUSO DE 1000 A 1500 RPM
RECIPROCANTES PEQUEÑOS PARA AIRE Y REFRIGERACION	1000 - 1500	
CENTRIFUGOS PARA PROCESO	3000 - 12000	ALGUNOS DE ALTA POTENCIA HASTA 17000 RPM
CENTRIFUGOS PARA AIRE, ESPECIALES DE BAJO VOLUMEN Y ALTA CARGA	30000 - 50000	
AXIALES	3000 - 6000	ALGUNOS HASTA 16000 RPM

- Las velocidades promedio del pistón en compresores no lubricados deben ser de unos 700 ft/min máximo; en los lubricados, puede llegar a un máximo de unos 850 ft/min .

Las velocidades de rotación en los compresores de trabajo pesado deben ser inferiores a 600 rpm y todavía más bajas en los de alta potencia, de más de 400 hp.

- Si la temperatura de descarga del compresor de espiral rotatorio pasa de 350 °F, se deben utilizar rotores enfriados por aceite. También conviene determinar si el fabricante especifica una contrapresión mínima, para evitar el juego entre dientes de los engranes de sincronización. Otra precaución aconsejable es pedir al fabricante que haga un análisis torsional del compresor y de la unidad motriz.

- Las ventajas del empleo de un compresor centrífugo son:

1.- En el intervalo de 2000 a 200,000 ft³/min. y según sea la relación de presión, este compresor es económico porque se puede instalar una sola unidad.

2.- Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.

3.- la ausencia de piezas rozantes en la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceite lubricante y aceite de sellos estén correctos.

4.- Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto puede ser una ventaja cuando el terreno es muy costoso.

5.- Cuando se genera suficiente vapor en el proceso, un compresor centrífugo será adecuado para moverlo con una turbina de vapor de conexión directa.

6.- Su característica es un flujo suave y libre de pulsaciones.

- Las desventajas son:

1.- Los centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.

2.- Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y a aumentar el flujo, hay que tener mucho más cuidado al balancear los rotores y con los materiales empleados en componentes sometidos a grandes esfuerzos.

3.- Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de proceso puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor.

4.- Se requiere un complicado sistema para aceite lubricante y aceite para sellos.

- Las ventajas del empleo de un compresor reciprocante y uno rotatorio son las siguientes:

1.- Al contrario de los centrifugos, los rotatorios y los reciprocantes son de capacidad constante y tienen presiones de descarga variables.

2.- Los compresores reciprocantes funcionan con el principio adiabático mediante el cual se introduce el gas en el cilindro por las válvulas de entrada, se retiene y comprime en el cilindro y sale por las válvulas de descarga, en contra de la presión de descarga. Estos compresores pueden ser del tipo lubricado o sin lubricar.

3.- Los compresores reciprocantes deben tener, de preferencia motores de baja velocidad, de acoplamiento directo, en especial si son de mas de 300 hp; suelen ser de velocidad constante.

4.- Los compresores rotatorios tienen una capacidad máxima de unos 25,000 ft³/min en los de espiral rotatoria y de lóbulos.

5.- Si la temperatura de descarga del compresor de espiral rotatoria pasa de 350 °F se deben utilizar rotores enfriados por aceite.

4.2.2 Estándares

La Norma A.P.I. 617 especifica algunos requisitos básicos con los que un compresor con alta confiabilidad debe cumplir, siendo los principales requisitos los siguientes:

- Para compresores centrífugos, especifica que las carcazas tipo barril se deben utilizar para presiones superiores a unas 200 a 250 psig si el contenido de hidrógeno de la mezcla de gases es de 70% o mayor, para evitar las fugas, sus capacidades son entre 1000 y 100,000 ft³/min st. y se han construido carcazas para presiones hasta de 10,000 psig.

- Los cojinetes radiales hidrodinámicos deben ser partidos para proporcionar facilidad de ensamble, con dimensiones de precisión de camisa o tipo zapatas.

- 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.

El A.P.I. 618 incluye especificaciones para compresores reciprocantes, el cual establece lo siguiente:

- Que no se debe usar fierro fundido para cilindros en servicios donde la presión de ajuste de la válvula de relevo sea superior a 1,000 psig, esto representa presiones de descarga normales inferiores a 900 psig.

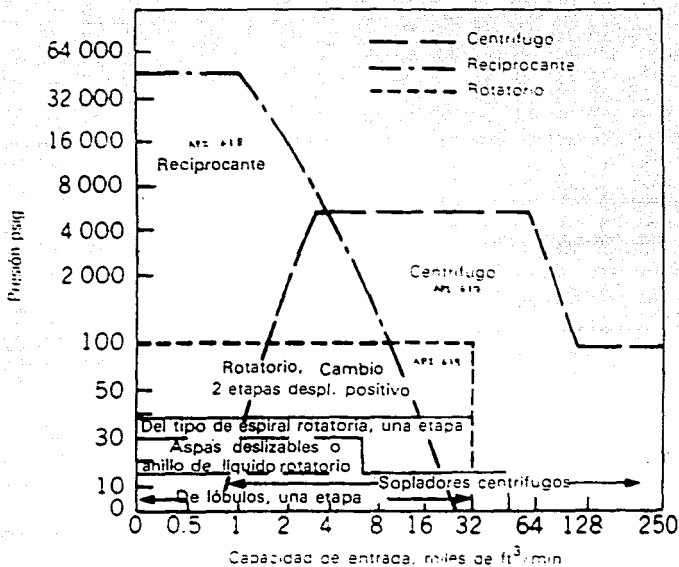
- Limita el uso de acero fundido para servicios donde la presión de ajuste de la válvula de seguridad sea igual o menor de 2,500 psig, lo que significa presiones de descarga de operación de 270 psig máximo.

- Permite el uso de conexiones roscadas, soldadas o bridadas para tamaños de 1 1/2 in o menores, sin embargo para usos industriales, esta limitación se aplica sólo hasta 3/4 in, requiriéndose para 1 in, y mayores forzosamente conexiones bridadas.

El A.P.I. 619 cubre el mínimo de requerimientos para compresores rotatorios de aspas deslizantes, de pistón líquidos, lóbulo recto, lóbulo helicoidal usados en servicios de refinería. El propósito de este estándar es proporcionar al usuario los requisitos necesarios para la adquisición de un compresor rotatorio.

- Las carcazas pueden ser fabricadas de acero cuando se tiene una presión de descarga hasta de 400 lb/in' (27.56 bar) o la temperatura es por arriba de 500 °F o si se trata de un gas tóxico.

Con el fin de establecer el uso de A.P.I. (617, 618 y 619) en la selección y especificación de compresores se anexa la siguiente gráfica para toma de decisiones.



4.2.3 Eficiencia y Métodos de Cálculo.

La eficiencia de compresión es la relación teórica de la potencia entregada al gas (HP gas) a la potencia real entregada, como se usa normalmente en la industria no incluye las pérdidas mecánicas por fricción, las cuales se adicionan después, por medio de un factor de eficiencia mecánica. 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 comúnmente 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 cálculo de la potencia, el factor de compresibilidad debe ser considerado, dado que su influencia es importante para muchos gases, principalmente a altas presiones.

La eficiencia del compresor se puede definir de diferentes maneras dependiendo del tipo de base que se escoja. No tiene sentido definir la eficiencia si no se tiene una referencia en que basarse. El usar una eficiencia del compresor representa para cualquier caso, un intento para tomar en cuenta las irreversibilidades internas y pérdidas mecánicas que ocurren en la compresión real.

Para los compresores de pistón, estas pérdidas son debidas a la fricción en el fluido, incluyendo pérdidas a través de válvulas y por la fricción mecánica que se tiene

en las partes que están en movimiento, tales como el pistón y el vástago del pistón. Las pérdidas en los compresores centrífugos incluyen la fricción del fluido, las fugas que se tienen a lo largo del eje y entre los pasos, la fricción en el disco y las pérdidas mecánicas en cojinetes y empaques. A continuación se enumeran algunas de las eficiencias más frecuentemente empleadas.

Eficiencia isotérmica:

$$E_i = \frac{\text{Trabajo isotérmico reversible} \times 100}{\text{Trabajo real en el eje}}$$

El trabajo real en el eje equivale a la potencia al freno.

Eficiencia isoentrópica:

$$E_s = \frac{\text{Trabajo isoentrópico reversible} \times 100}{\text{trabajo real en el eje}}$$

Eficiencia mecánica:

$$E_m = \frac{\text{Potencia indicada}}{\text{Trabajo real en el eje}} = \frac{\text{Potencia indicada} \times 100}{\text{Potencia al freno}}$$

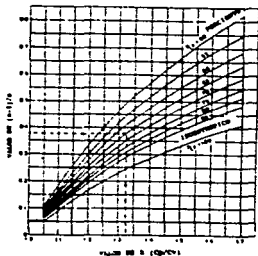
Eficiencia politrópica:

$$E_p = \frac{\text{Trabajo politrópico} \times 100}{\text{Trabajo real en el eje}}$$

Cuando el exponente politrópico es obtenido a partir del indicador real, la eficiencia politrópica basada en este valor de n es aproximadamente igual a la eficiencia mecánica. Aunque el exponente n es requerido a veces la entidad $n-1/n$ es más frecuentemente necesitada y puede obtenerse por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \times \frac{1}{np} \quad (4)$$

pero deberá conocerse (o contar con el valor aproximado de) la eficiencia politrópica (np) a partir de ensayos previos. El valor de k de cualquier gas o mezcla de gases puede ser conocido o calculado. La figura resuelve la ecuación (4) gráficamente.



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

FIGURA 4.3

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 (5) puede ser aplicada para tal propósito:

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

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

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 observados.

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, por medio de un factor de eficiencia mecánica.

La eficiencia mecánica de los compresores de desplazamiento positivo se encuentra en el rango de 88 a 95%, dependiendo del tamaño y del tipo específico de la unidad.

Para los compresores dinámicos comúnmente se agrega a la potencia actual pérdida 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.

Para cualquier compresor la potencia requerida es:

$$(HP)_{adia} = WH_{ad} / 33,000 \times \eta_{adiab.}$$

$$\eta_{adiab.} = \left(\frac{Z_s - Z_d}{2} \right) \left(\frac{1545}{M_w} \right) T_s \left(\frac{R_c^{(k-1)/k} - 1}{(k-1)/k} \right)$$

en donde:

(HP)_{adia} = Potencia adiabática para el gas (hp)

W = Flujo en peso lb/min

H_{ad} = Carga adiabática ft-lb/lbf

n_{adiab.} = Eficiencia adiabática

Z_s = Factor de compresibilidad en las condiciones de succión

Z_d = Factor de compresibilidad en las condiciones de descarga.

M_w = Peso molecular

T_s = Temperatura de succión °R

R_c = Relación de compresibilidad, es decir, Pd/Ps

Ciertos tipos de compresores tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. En este caso, las relaciones necesarias son:

$$(HP)_{poli} = WH_{poli} / 33,000 \eta_{poli}$$

$$\eta_{poli} = \left(\frac{Z_s - Z_d}{2} \right) \left(\frac{1545}{M_w} \right) T_s \left(\frac{R_c^{(n-1)/n} - 1}{(n-1)/n} \right)$$

Donde:

(HP)_{poli} = Potencia politrópica para el gas hp

W = Flujo en peso lb/min

H_{poli} = Carga politrópica ft-lb/lb

n_p = Eficiencia politrópica

Z_s y Z_d = Factores de compresibilidad para condiciones de succión y descarga

T_s = Temperatura de succión en °R

R_c = Relación de compresibilidad

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

$$H_{ad} = 778 \cdot \Delta h$$

Donde Δh es la entalpía. BTU/lb

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

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

Ejemplo: Calcular el volumen ocupado por 1,600 lb de metano a 60 °F y 2000 psig

La temperatura crítica del metano es -116.5 °F y la presión crítica 673 psig. Solución:

$$T_r = 520/343.5 = 1.52 \quad P_r = 2015/688 = 2.9$$

De la figura Z es = 0.78

Base = 1,600/16 = 100 lbmol de metano.

$$V = (100) \cdot (379) \cdot (14.7) \cdot (0.78) / 2015 = 216 \text{ ft}^3$$

La eficiencia volumétrica de una máquina de pistón se ve afectada por las desviaciones que se tengan respecto del caso ideal, la falta de considerar estas desviaciones conduce a errores en lo que concierne a dimensiones del cilindro.

El volumen expandido a las condiciones de succión es:

$$V_{1c} = V_{2c} \times \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{T_1}{T_2} \times \frac{P_2}{P_1}$$

Casi siempre se conoce T, en caso de no ser conocido se puede obtener de

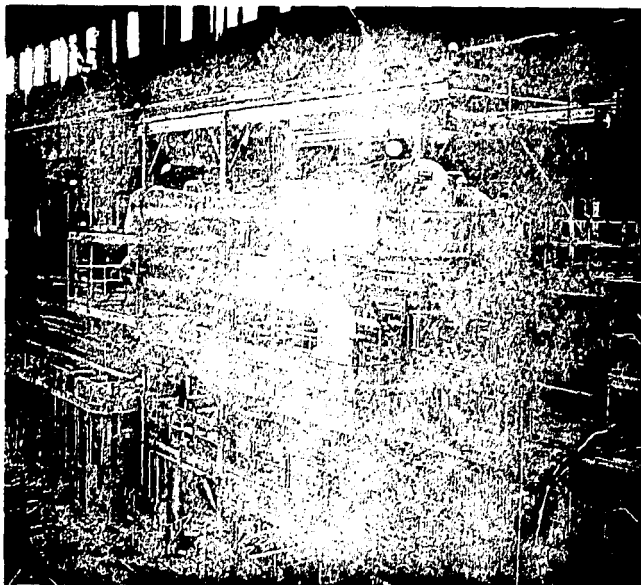
$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1 - (1/k)}$$

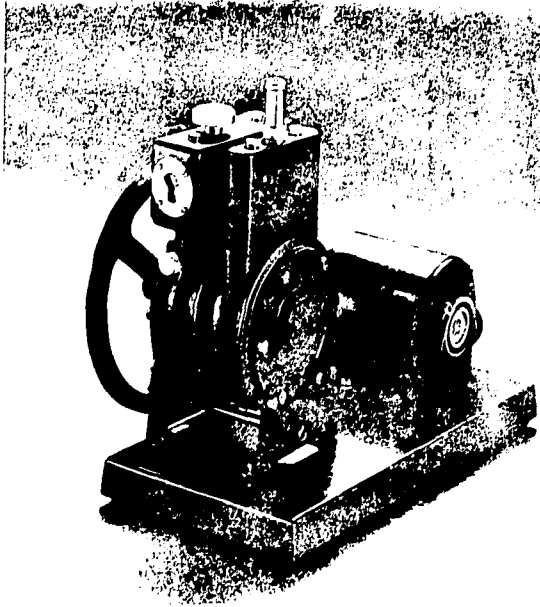
Quedando definida la eficiencia volumétrica como:

$$E_v = 1 - C \left[\frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} - 1 \right]$$

donde los índices 1 y 2 se refieren a las condiciones de succión y descarga respectivamente.

CAPITULO V.
SISTEMAS DE VACIO





No Hay Hoja

110

CAPITULO V SISTEMAS DE VACIO (EYECTORES Y BOMBA DE VACIO)

5.1 Definición y Clasificación.

5.1.1 Eyectores.- Son los equipos en los que el uso del 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. Los eyectores no tienen partes móviles y operan por la acción de una corriente de alta presión juntándose con aire u otros vapores (o líquidos) a una presión menor y, por lo tanto, removiéndolos del sistema de proceso a una presión intermedia.

Los eyectores se clasifican de acuerdo a:

Su construcción { Una etapa
Multietapas

Condiciones de operación { Eyector con flujo de aire
Eyector con chorro de vapor

- Eyector con flujo de aire.

Los eyectores pueden usar varios fluidos motrices teniendo suficiente presión. En servicios de vacío, un eyector de una sola etapa accionado por aire atmosférico y descargando dentro de una bomba mecánica es algunas veces usado.

El eyector deberá operar muy eficientemente en esta área, estos fluidos motrices están disponibles y hacen posibles en algunos servicios el uso de bombas mecánicas; de otra manera no podría desarrollar el vacío necesario. Este tipo de eyector se caracteriza porque tiene capacidad de trabajar con mezclas húmedas, facilidad de

operación, bajos costos de instalación, larga vida útil debida en gran parte a su carencia de partes móviles, alta y contenida eficiencia y bajo mantenimiento.

- Eyectores de chorro de vapor.

Los eyectores de chorro de vapor son los más simples de todos los productores de vacío no teniendo partes en movimiento. El chorro de vapor efectúa la compresión a través de la transferencia de momentos. Una gran presión de fluido motriz (a presión P_1), entra a la caja de vapor del eyector y entonces se extiende a través de la sección convergente y divergente de la boquilla de vapor, cuando la energía de presión es convertida a velocidad. Esta gran velocidad de fluido arrastra la carga para ser manejada, la cual entra a través de la sección de entrada en P_2 . El fluido motriz y de succión son entonces combinados y comprimidos a través del difusor, descargándolo a una gran presión interna P_3 .

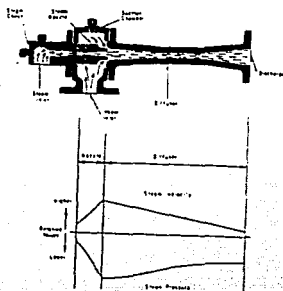


FIGURA 5.1

5.1.2. Bomba de Vacío.- Son los equipos que sirven para evacuar grandes cantidades de aire o gas.

Básicamente existen dos tipos de bombas de vacío, las cuales toman en cuenta el método que emplean para realizar el vacío.

- a) Bombas de vacío secas
- b) Bombas de vacío húmedas

a) Bombas de vacío secas.

Las bombas cubiertas en este tipo pueden ser del tipo recíprocante o rotatorio, este tipo no puede manejar mezclas de gas líquido o vapores condensantes. Cuando estas bombas son usadas en sistemas de cebados o en servicios donde puede existir arrastre de líquidos, se debe implementar algún dispositivo de protección a la succión que separe y retenga el líquido arrastrado.

b) Bombas de vacío húmedas.

Las bombas cubiertas en este tipo pueden ser rotatorias o recíprocantes también, pero con consideraciones especiales en su diseño para manejar líquidos 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 álabes múltiples que giran libremente dentro de una carcasa elíptica parcialmente llena con líquido. Los álabes 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.

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 carcaza. 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 que se consigue realizar el manejo del fluido, desde una zona de baja presión a otra de alta presión.

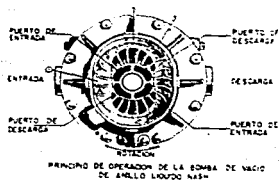


FIGURA 5.2

5.2 Criterios de Selección.

Los eyectores tienen las siguientes características que las hacen buenas elecciones para producir continuamente condiciones de vacío:

- 1.- Manejan mezclas de vapores húmedos, secos o corrosivos.
- 2.- Proporcionan cualquier vacío necesario para las operaciones industriales.
- 3.- Se encuentran disponibles en todos tamaños para satisfacer capacidades grandes o pequeñas.
- 4.- Sus eficiencias son razonablemente buenas.
- 5.- No tienen partes móviles y por lo tanto bajo mantenimiento.
- 6.- Operación silenciosa (excepto cuando la descarga es a la atmósfera).
- 7.- Operación estable en el rango de diseño.
- 8.- Costos de instalación relativamente bajos comparados con bombas de vacío.
- 9.- Espacios menores, operación sencilla.

Ya que el eyector es básicamente simple en su construcción, se puede conseguir en muchos materiales capaces de manejar vapores corrosivos. El material estándar es acero al carbón, mientras que el orificio es generalmente de acero inoxidable o de monel. Los condensadores son generalmente de acero al carbón. La caja de sello incluye tubos de acero inoxidable y cascarón de acero al carbón con recubrimiento del tipo epóxico y boquilla de alimentación de sosa de monel.

Las ventajas de las bombas de vacío con los eyectores de aire de chorro de vapor, son las siguientes:

- 1.- Son de sistema independiente de alimentación de vapor.

2.- Pueden arrancar, a un cuando no haya vapor disponible. 3.- Cuenta con capacidad para completar la operación en forma automática.

4.- Son de operación silenciosa.

Entre las desventajas están:

1.- Daños ocasionados por el agua al entrar por el orificio de admisión (exceptuándose el caso en que las bombas tienen un sello que las protege contra los líquidos en rotación).

2.- Alto costo inicial.

3.- Alto costo de mantenimiento.

4.- Limitación en presión de vacío a menor de la presión de vapor del líquido sellante.

5.2.1 Condiciones de Operación.

• Los eyectores son principalmente utilizados para comprimir a partir de presiones inferiores a la atmosférica (vacío) hasta presiones positivas cercanas, también a la atmosférica.

• En un eyector con rendimiento normal de 12.5 ft' / min de aire limpio seco, manejados a 3 in de Hg absolutas dan como resultado, de acuerdo con la ley de los gases $12.5 * (30/0.22) = 1704$ ft'/min de succión en el eyector.

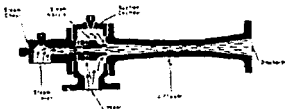


FIGURA 5.3

En esta figura se pueden visualizar los principios de operación. Los cambios de 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 a la unidad corresponde a la velocidad del sonido en el medio que está fluyendo, para este ejemplo es aproximadamente 1000 ft/seg.

Las siguientes notas se refieren a la figura:

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

B. Es una 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, este 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 conversión 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 vacío mayor, como en paralelo, para lograr capacidades mayores.

Refiriéndose a la figura 5.5 (Bomba de vacío de anillo líquido).

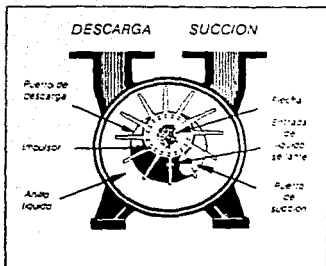


FIGURA 5.4

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 carcasa alejándose del centro del rotor y fuerza al aire o gas a través de la boquilla de entrada, la cual está conectada a la succión de la bomba. En el punto (2) el líquido está en el extremo de la carcasa más alejado del centro del rotor y el espacio que ocupaba el líquido ha sido llenado con aire o gas que se requiere manejar. Conforme la rotación continúa, la pared de la carcasa 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 éste, conforme el espacio que contiene al aire o gas comprimido alcanza la boquilla de descarga, se lleva a cabo la salida del gas o aire a través de dicha boquilla, la cual está conectada a la conexión de descarga. El rotor continúa su giro repitiéndose el ciclo en la parte inferior.

Uno de los parámetros más importantes en la selección final de una bomba de vacío es la presión de succión. La presión de succión de la bomba es calculada como la resta de las pérdidas en la línea de succión y la presión de operación, la presión es expresada en unidades absolutas.

A continuación se muestra una tabla comparativa de los sistemas de vacío.

No Hay Hojas

120,121.

5.3 Eficiencia.

Bombas de Vacío.

Dado que la aplicación de las bombas de vacío es una muy especial donde se involucran el manejo de gases, vapores condensables y eventualmente líquidos, 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 vacío:

-Flujo de aire a través de un tubo largo.

- a) Para flujo viscoso (o sea alta presión) donde la presión promedio expresada en mcrones, multiplicada por el diámetro del tubo es mayor de 200 ($P' \times d > 200$).

$$C = 0.52 \times \frac{d^4}{L} \times P'$$

- b) Para un rango de transición (a presión intermedia) cuando:

$$C = 0.52 \times \frac{d^4}{L} \times P' + 12.2 \times \frac{d^3}{L}$$

- c) Para flujo molecular (a presiones bajas) cuando:

$$C = 13.6 \times \frac{d^3}{L}$$

- Conductancia

- a) Conductancia en serie

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots$$

b) Conductancia en paralelo

$$C = C_1 + C_2 + \dots$$

- Capacidad de bombeo neta o promedio

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_p} + \frac{1}{C}; S = \frac{S_p \times C}{S_p + C}$$

Se debe notar que la capacidad de bombeo de una bomba de vacío disminuye conforme la presión de succión disminuye.

- Tiempo de bombeo requerido para alcanzar la presión de vacío de operación.

$$t = \frac{2.3 V}{S} \log \frac{P_1}{P_2}$$

Los valores obtenidos con las ecuaciones anteriores son nominales y deben afectarse con un factor relacionado con la presión que influye para tomar en consideración la dificultad relativa de evacuar el sistema en función de la presión.

- Flujo de aire a través de una apertura pequeña de corta longitud.

a) Para conductancia viscosa menor que el tamaño de la apertura.

$$C = 212 d'$$

b) Para conductancia molecular menor que el tamaño de la apertura.

$$C = 125 d'$$

En las ecuaciones anteriores se tiene el siguiente significado de literales:

V = Volumen del sistema (Ft³)

t = tiempo de evacuación (min)

C = conductancia a través de un tubo (CFM)

d = diámetro del tubo (in)

L = longitud del tubo (ft)

P = presión promedio = $1/2 (P_1 + P_2)$

P1 = presión inicial en micrones de Hg

P2 = presión final en micrones de Hg

Sp = factor de presión del sistema.

Estimación de la potencia de una bomba de vacío.

Las siguientes correlaciones pueden ser usadas como una aproximación en la determinación de requerimientos de potencia.

a.- Bombas de vacío reciprocantes.

$$\text{BHP} = 7.14 (\text{SF})^{1.5}$$

b.- Bombas de vacío rotatorias.

$$\text{BHP} = 7.63 (\text{SF})^{1.5}$$

c.- Bombas de vacío de lóbulos o de pistón rotatorio.

$$\text{BHP} = 0.621 (\text{SF})^{1.5}$$

d.- Bombas de anillo líquido.

$$\text{BHP} = 13.8 (\text{SF})^{1.5}$$

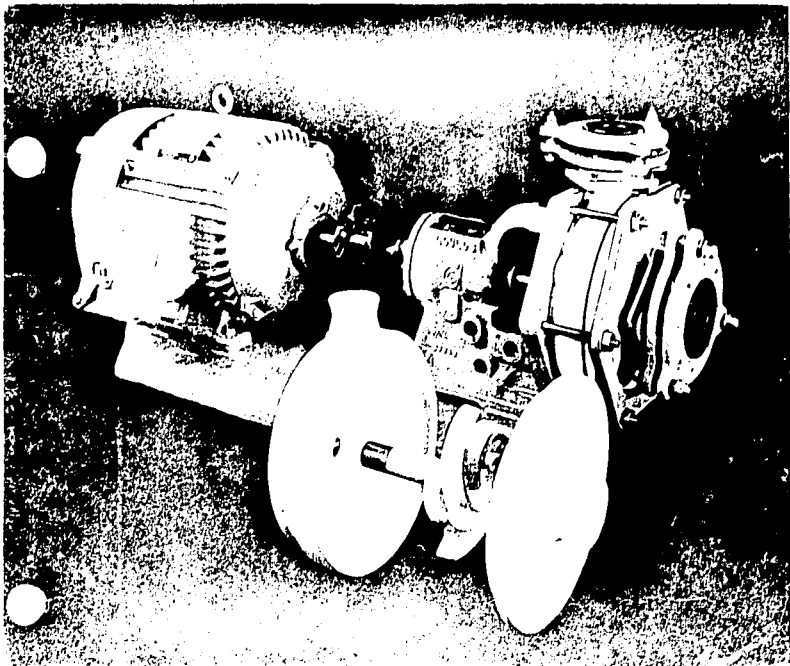
Donde SF es el factor del sistema que queda definido por la ecuación siguiente:

$$\text{SF} = \frac{\text{Capacidad (lb/hr)}}{\text{Presión de succión (Torr)}}$$

Para criterios de aplicación de los diferentes tipos de bombas ver la siguiente tabla (5.3).

CAPITULO VI.

BOMBAS



CAPITULO VI BOMBAS

6.1 Definición y Clasificación.

Las bombas son los equipos que a través de la historia del desarrollo de la tecnología más se han usado para circular fluidos.

Al igual que otros tipos de equipos existen diferentes criterios de clasificación de bombas, el más común que se usa en la actualidad es la del Hydraulic Institute Handbook que toma como primer punto la energía que es agregada al fluido. Después sigue con el medio con el cual la energía es implementada y finalmente delinea la geometría comúnmente empleada.

Leyes de Afinidad.

Las relaciones que permiten predecir el rendimiento de una bomba a una velocidad que no sea la de característica conocida de la bomba, se llaman leyes de afinidad. Cuando se cambia la velocidad:

- 1.- La capacidad Q en cualquier punto dado en la característica de la bomba varía directamente con la velocidad, v .
- 2.- La carga H varía en razón directa al cuadrado de la velocidad.
- 3.- La potencia al freno P varía en razón directa al cubo de la velocidad.

En otras palabras, si se asigna el subíndice 1 a las condiciones en las cuales se conocen las características y el subíndice 2 denota las condiciones a alguna otra velocidad, entonces:

$$Q_2 / Q_1 = V_2 / V_1 ; H_2 / H_1 = (V_2 / V_1)^2 ;$$

$$P_2 / P_1 = (V_2 / V_1)^3$$

Estas relaciones se pueden utilizar sin peligro para cambios moderados en la velocidad, también hay leyes de afinidad similares para los cambios en el diámetro D del impulsor.

Ocurren ciertas desviaciones de estas leyes incluso con reducciones más o menos pequeñas. En la figura 6.1 se muestra la reducción recomendada en relación con la reducción teórica.

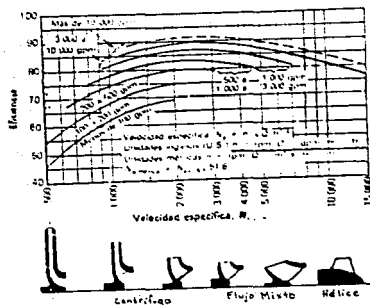


Fig.6.1 Diámetro recomendado para impulsores de menor tamaño.

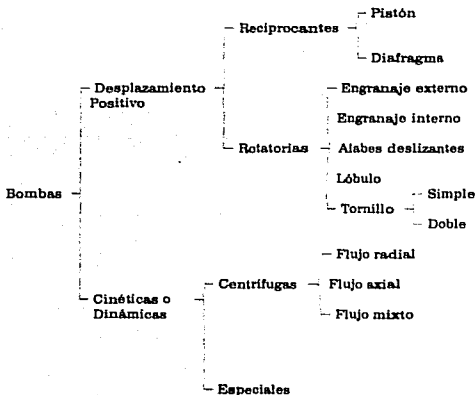
Si las condiciones de funcionamiento de una bomba a su velocidad de diseño, es decir, la capacidad, carga, eficiencia y entrada de potencia con las cuales la curva de eficiencia llega a su máximo, se considera como norma de 100% para comparación, entonces las curvas de carga contra capacidad, capacidad contra potencia y capacidad contra eficiencia se pueden trazar en términos del porcentaje de sus respectivos valores

a la capacidad para máxima eficiencia. Este conjunto de curvas representa la curva "característica tipo" o curva del "100%" de la bomba.

Las curvas de 100% de bombas que tienen velocidades específicas de 2000, 4000 y 10,000 aparecen en la figura 5.2.

Estas curvas se pueden utilizar para predecir la forma aproximada de las características de una bomba cuando se conoce la velocidad específica de ella.

Quedando clasificadas como sigue:



6.1.1 Bombas de Desplazamiento Positivo.

En este tipo de bombas la energía es periódicamente agregada por la aplicación de una fuerza a una o más fronteras móviles de cualquier número deseado de envolvente, volúmenes contenedores de fluido, resultando en un incremento de presión hasta el valor requerido para mover el fluido a través de las válvulas o puntos de descarga hacia la línea de descarga.

Estas bombas se dividen en:

a. Bombas reciprocantes

b. Bombas rotatorias

a) Bombas Reciprocantes. Son máquinas de movimiento alternativo de velocidad constante, torque constante y capacidad aproximadamente constante, cuyos pistones o émbolos son accionados a través de un cigüeñal por medio de una fuente externa de potencial.

La capacidad de la bomba fluctúa en función del número de émbolos o pistones. En general, conforme es mayor 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.

Existen dos tipos de bombas reciprocantes. La bomba de Potencia en donde se hace alternar el elemento de bombeo con una manivela o un cigüeñal. Esta bomba se mueve con un propulsor de eje rotatorio como motor eléctrico, de combustión interna o turbina.

Y la bomba de Acción Directa que se impulsa con un fluido motor por medio de presión diferencial.

b) **Bombas Rotatorias.**- Es una maquina de desplazamiento positivo consistente en una cámara en donde están colocados engranes, excéntricas, tornillos, alabes, embolos o elementos similares accionados por la rotación relativa del eje de propulsión y la carcaza que no tiene válvulas separadas para admisión y descarga.

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 más frecuentemente usados son los que a continuación se describen.

Bomba de engranaje externo.- Este es probablemente el tipo más 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.

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, según 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 sobre todo a altas velocidades.

Bomba de engranaje 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 carcaza de la bomba y que es conducido por el engrane rotatorio. Dentro de la carcaza 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 a las

cavidades del engrane de dientes interiores y viceversa forzando así a el 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.

Bombas de álabes deslizables.-Esta bomba consta de un rotor montado excéntricamente a la carcasa, dicho rotor cuenta con ranuras de donde se proyecta radialmente álabes móviles en la dirección radial. Estos álabes son forzados radialmente del rotor por algún mecanismo, por ejemplo resortes, de tal forma que un extremo siempre está en contacto con la parte interior de la carcasa, mientras conforme va girando el rotor los álabes se van deslizando hacia adentro o hacia afuera de las ranuras.

El líquido es transportado entre álabes sucesivos desde la succión y después forzado hacia la descarga al irse reduciendo el espacio entre el rotor excéntrico y la carcasa, conforme el rotor en cuestión continúa su rotación. Este tipo de bombas se emplea para el manejo de líquidos de baja viscosidad, operan a velocidad reducida.

Bomba de lóbulos.- 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, simple, doble y triple lóbulo.

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 en 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 el fluido en dirección axial, desde la succión o entrada hasta la descarga.

Este tipo de bombas, debido a su construcción y materiales comúnmente 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) tiene rotores en 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 formarán las roscas de los tornillos, los cuales son cerrados por la carcasa de la bomba, existen varios diseños los cuales incluyen la clasificación 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.

Normalmente las bombas con succión o entrada a los rotores por ambos extremos son aplicables para mayores capacidades, así mismo, las bombas de tres rotores presentan mayor capacidad con respecto a las de dos.

6.1.2. Bombas Dinámicas.

En este tipo de bombas 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.

Estas bombas se dividen en:

a. Bombas Centrifugas

b. Bombas Especiales

a) Bomba centrífuga.- Una bomba centrífuga transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio en energía cinética y potencial requeridas. Consiste de un

conjunto de álabes rotantes, encerrados 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.

Los impulsores son clasificados de acuerdo a la dirección principal del flujo, referida al eje de rotación.

Así las bombas centrífugas pueden tener impulsores de los siguientes tipos:

- 1) Flujo radial
- 2) Flujo axial
- 3) Flujo mixto

1) Flujo radial.- Se utilizan cuando la velocidad específica es de 500 a 1500 ft/min, con impulsores radiales, el líquido circula hacia afuera desde el centro del impulsor. Las bombas de flujo radial se emplean en servicios que necesitan cargas entre intermedias y elevadas.

2) Flujo axial.- Se utilizan cuando la velocidad específica es de 7000 a 20,000 ft/min, con impulsores axiales el líquido circula hacia lo largo del eje geométrico del eje de propulsión. Las bombas de flujo axial se emplean sólo en servicios que requieren cargas bajas. En realidad las bombas de flujo axial no son centrífugas, pero se las ha

incluido porque comparten muchas características mecánicas, como el eje, impulsor, sellos del eje, etc.

3) Flujo mixto.- En las cuales se combinan los principios de flujo axial y flujo radial. Se utilizan cuando la velocidad específica es de 2000 a 6000 ft/min , con impulsores mixtos el líquido circula a lo largo del eje de propulsión y sale del impulsor. Las bombas de flujo mixto se emplean en servicios que requieren cargas intermedias.

b) Bombas Especiales.- En ocasiones, los requisitos particulares de un sistema exigen seleccionar bombas especiales, cuya eficiencia suele ser baja. Hay que evaluar esos requisitos a fin de determinar si en realidad se necesita esa bomba y si vale la pena perder eficiencia.

A continuación aparecen ejemplos de las bombas especiales:

- Las bombas autocebantes se construyen con cámaras de succión y descarga que ocasionan considerables pérdidas por fricción. La recirculación también disminuye la eficiencia. Se podría pensar en una bomba vertical de foso húmedo como sustituto.

- Las bombas con motor enlatado, que se instalan cuando es indispensable que haya cero fugas, son menos eficientes porque el entrehierro magnético debe ser más ancho para incluir la cámara que encierra al motor.

- Las bombas con sello hidrodinámico, que son otro tipo de bombas con cero fugas, las evitan por el bombeo inverso del segundo impulsor, pero esto reduce la eficiencia del uso de la potencia.

- Las bombas para manejo de sólidos se suelen especificar en tamaños más grandes o del tipo de baja eficiencia, para manejar sólidos bastante grandes sin que se obstruyan. En vez de seleccionar esa bomba puede ser más económico destacar una bomba que se obstruye de vez en cuando.

-Las bombas con un diseño mecánico exclusivo del fabricante se escogen a veces porque pueden ser las mejores para los requisitos particulares del sistema. No obstante se debe evaluar la posible pérdida de eficiencia antes de especificar esas bombas.



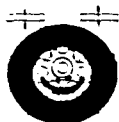
Acces central del centro



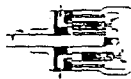
Acces exterior



Engranes externos



Engranes internos
con medallón



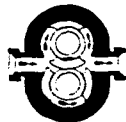
Patón axial



Tubo flexible



Engranes internos
en medallón



Patón concéntrico



Acces exterior



Cam flexible



Esfera simple



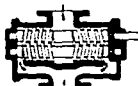
Esfera simple



Esfera simple



Tres esferas



Esfera doble



Tres esferas

6.2 Criterios de Selección.

Al escoger bombas para cualquier servicio, es necesario saber que líquido se va a manejar, cual es la carga dinámica total, las cargas de succión y descarga y, en la mayoría de los casos, la temperatura, la viscosidad, la presión de vapor y la densidad relativa. En la industria química, la tarea de selección de bombas se complica con frecuencia, todavía más, por la presencia de sólidos y características de corrosión que exigen materiales especiales.

6.2.1. Características del fluido.

Selección de bombas para líquidos viscosos.

La selección de bombas para líquidos viscosos requiere cuidados especiales. Primero, el usuario debe indicar con exactitud la viscosidad real del líquido bombeado.

En los manuales aparecen las viscosidades de los líquidos usuales, pero las mezclas especiales pueden necesitar cálculos o pruebas específicas para determinar con precisión la viscosidad.

La elección más adecuada para líquidos viscosos sería una bomba de desplazamiento positivo, rotatoria o reciprocante. Los tipos rotatorios de engranes, de tornillo o lóbulos serían los mejores para líquidos viscosos; para altas viscosidades, son las únicas que se pueden utilizar.

Por otra parte, también se debe conocer la viscosidad mínima al seleccionar una bomba rotatoria para un líquido viscoso. Cuando la viscosidad es baja, el deslizamiento será mucho mayor en una bomba rotatoria lo cual reduce su capacidad nominal a menos de la que se tiene con viscosidad alta. En el Hydraulic Institute Handbook se

indican muchas bombas de desplazamiento positivo, rotatorias disponibles. Algunas tienen límites definidos para temperatura, presión o en los materiales de construcción.

Una bomba reciprocante que funcione a velocidad reducida puede dar muy buen rendimiento con líquidos viscosos. Pero, como también es de desplazamiento positivo, necesita métodos de control diferentes a los utilizados con las bombas centrifugas. Si la presión requerida de descarga es alta (500 psi o más), quizá la bomba reciprocante sea la mejor elección. Los datos de los fabricantes o los métodos del Hydraulic Institute ayudarán a determinar cuanto se debe reducir la capacidad de una bomba reciprocante para líquidos viscosos. Las bombas centrifugas se suelen utilizar con líquidos de viscosidad moderada, hasta de unos 1000 SSU (Segundos Saybolt Universales) y a veces mayor.

Selección de bombas para servicio con pasta aguada.

Las bombas centrifugas o desplazamiento positivo pueden manejar una mezcla de sólidos y líquidos en los que se llama a veces flujo en dos fase o bombeo de pasta aguada. Las bombas centrifugas, que son las más comunes cuando se requiere una baja carga, solo suelen estar disponibles en el tipo de una etapa. Si se ponen dos o más en serie se puede tener una mayor carga de bombeo. Las carcazas e impulsores pueden tener revestimiento de caucho (hule) natural o sintético o estar hechos con metales duros, como hierro de aleación, aleaciones con 28% de cromo, con Nihard, etc. En ciertos procesos se puede necesitar acero inoxidable. Las bombas para productos químicos, hechas con los materiales adecuados se suelen utilizar para pastas aguadas cristalinas, ligeras y no abrasivas. La bomba de trabajo pesado para pasta aguada, disponible con eje horizontal y vertical será la adecuada para aplicaciones más difíciles, como son en minería y metalúrgica. Las bombas horizontales tienen succión en el

extremo y deben tener revestimiento de caucho cuando manejan pastas finas o de metal duro para pastas espesas.

Ambos tipos deben poderse desarmar con facilidad para reemplazar piezas gastadas y tener componentes como carcazas de dos piezas con tornillos ranurados para sujeción, así como placas de desgaste ajustables en el tipo hecho con metal duro. Las aspas o álabes del impulsor de bombeo hacia afuera impedirán acumulación de sólidos en los prensaestopos o empaquetaduras.

Las bombas verticales para pasta aguada funcionan sumergidas en un sumidero, tanque, celda de flotación, etc.

La impulsión con bandas (correas) que se utiliza a menudo en ambos tipos permite que la velocidad de la bomba coincida con las condiciones del servicio.

Las bombas reciprocantes para pastas aguadas se han utilizado como bombas para lodos en los campos petroleros, tuberías para pasta aguada a alta presión y procesos a alta presión.

Las bombas rotatorias de tornillo sencillo o doble se utilizan para pastas aguadas poco abrasivas y en especial con semisólidos: materiales tixotrópicos, pastas o resinas, etc.

Para las bombas centrífugas en servicio con pastas aguadas se aplican las mismas leyes que para bombear líquidos limpios. Sin embargo se deben tener en cuenta los efectos de los sólidos en la mezcla para hacer la selección de la bomba.

Algunas consideraciones son:

- Se debe determinar la densidad relativa de la mezcla de sólidos y líquidos y también la concentración por volumen (Cv) o la concentración por peso (Cw) de los sólidos, la densidad de los sólidos y la del líquido (que suele ser agua) y, luego, se

emplean estas relaciones básicas o nomogramas para encontrar la densidad relativa de la mezcla.

-Se deben seleccionar los materiales correctos para las bombas a fin de resistir la abrasión y desgaste. Las partículas afiladas desgarrarán el revestimiento de caucho de las bombas. Con la selección de la velocidad correcta, se puede evitar o reducir la fractura de los cristales. El diseño de la bomba deberá permitir el reemplazo de las piezas gastadas.

-Se debe reducir la capacidad de la bomba cuando trabaja con agua limpia para compensar la densidad relativa, concentración de sólidos, viscosidad de la mezcla y el deslizamiento adicional debido a la mezcla.

-Las bombas deben funcionar a menos velocidad que cuando manejan líquidos limpios, para reducir el desgaste y abrasión y tener más duración.

Selección de bombas para productos químicos.

La mayor parte de las bombas para productos químicos se hacen con aceros inoxidable, aleaciones a base de níquel o con metales más raros como el titanio y el circonio. También hay bombas disponibles hechas con carbón, vidrio, porcelana, caucho, plomo y una serie de plásticos que incluyen fenólicos, epóxicos y fluorocarbonados.

Cada uno de estos materiales se ha incorporado en las bombas por una sola razón eliminar o reducir los efectos destructores de los productos químicos en las piezas de la bomba.

Dado que el tipo de líquido corrosivo determinará que material será el adecuado, primero se debe hacer un cuidadoso estudio de las características del producto químico que se va a manejar.

- Los términos muy generales como "caliente", "frio" e incluso "temperatura ambiente" se prestan a muchas interpretaciones. Las definiciones preferidas serian temperatura máxima, mínima y normal de operación.

- Con demasiada frecuencia no se tiene en cuenta el pH del producto químico. Puede ser un factor importante y bien controlado en el proceso de producción y también será muy útil para evaluar las características del producto químico para la selección del material de la bomba.

También es importante saber si un producto cambiará de ácido a alcalino durante el proceso, pues puede tener un pronunciado efecto en la selección de materiales, algunos que pueden ser idoneos para manejar un liquido ácido o alcalino dado, no serán adecuados para los casos que haya cambios.

- La presencia de aire en un liquido puede ser muy importante. En algunos casos, es la diferencia entre el éxito y el fracaso, pues es factible que el aire convierta en oxidante a un producto reductor. En estas condiciones se puede necesitar un material totalmente distinto. Un buen ejemplo lo seria una bomba autocebante, hecha con aleación de níquel - molibdeno - cromo para manejar ácido clorhídrico comercialmente puro. Esa aleación es adecuada para ese tipo de ácido, pero cualquier condición que induzca propiedades oxidantes aunque sean pequeñas, harian inadecuada la aleación.

- La corrosión que se produce en las bombas para productos químicos puede parecer exclusiva al compararla con la que hay en otros equipos de proceso. No obstante las bombas como cualquier equipo de proceso experimentarán 8 principales tipos de corrosión. Solo se hará una breve descripción de las diferentes formas de corrosión para facilitar reconocerlas.

1.- La corrosión general o uniforme es la más común y se caracteriza por la misma intensidad del daño en toda la superficie mojada o expuesta del fluido manejado. Esta corrosión puede ser muy lenta o muy rápida, pero es la que menos preocupa, porque es predecible. Sin embargo, puede ser difícil predecir la corrosión general en una bomba por la variación de la velocidad de los líquidos dentro de ella.

2.- La corrosión por celdas de concentración o intersticios es local y se produce con pequeñas cantidades de líquido estancado en lugares como roscas, superficies para juntas, agujeros, intersticios, depósitos en las superficies y debajo de las cabezas de tornillos y remaches. Cuando ocurre este tipo de corrosión es que existe una diferencia en la concentración de iones metálicos o de oxígeno en la zona estancada, por comparación con la corriente principal de líquido. Esto hace que circule una corriente eléctrica entre las dos zonas y produce un fuerte ataque localizado en la zona estancada.

3.- La corrosión por picadura es la más engañosa y destructora y muy difícil de predecir. Suele ser sumamente localizada y se nota por agujeros pequeños e grandes y la pérdida de peso debida a las picaduras será un pequeño porcentaje del peso total del equipo. Los cloruros en particular inducen que pueden ocurrir prácticamente en todos los tipos de equipo.

4.- Las grietas de corrosión por esfuerzo son una falla localizada que ocurre por la combinación de esfuerzos de tracción y un producto químico determinado. Se han hecho más investigaciones de esta forma de corrosión que de cualquier otra. No obstante, todavía no se conoce con precisión el mecanismo de las grietas de corrosión por esfuerzo.

5.- La corrosión intergranular es selectiva y ocurre en los linderos de los granos y cerca de ellos. Ocurre más en los aceros inoxidable pero también en otros sistemas de aleación. En el acero inoxidable, ocurre al someter el material a temperaturas entre 800 °F y 1600 °F . Salvo que se modifiquen las aleaciones, esta forma de corrosion solo se puede evitar con tratamiento térmico.

6.- La corrosión galvánica ocurre cuando hay metales desiguales en contacto o conectados eléctricamente en alguna otra forma dentro de un producto corrosivo. Se acelera la corrosión del metal menos noble y se reduce la resistencia del otro material por comparación con la que tendría si no estuviera en contacto. Cuanto más lejos estén los metales o aleaciones en la serie electromotriz, mayor es la posibilidad de la corrosión galvánica.

7.- La corrosión por erosión se caracteriza por un ataque acelerado ocasionado por la combinación de corrosión y desgaste mecánico. La pueden ocasionar los sólidos en suspensión, la alta velocidad o ambos. Es muy común en las bombas en donde la erosión impide la formación de una película pasiva en las aleaciones que la requieren para resistir la corrosión. La cavitación se considera una forma de corrosión por erosión y la ocasiona el aplastamiento o implosión de las burbujas de gas contra la superficie del metal en las zonas de alta presión. Los esfuerzos creados son suficientes para remover el metal de la superficie y eliminar la pasividad.

8.- La corrosión por deslave corrosivo ocasiona la remoción de un elemento de una aleación maciza en un medio corrosivo. Se tipifica por desaluminación y grafitación.

No Hay Hoja

143

6.2.2 Condiciones de Operación.

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 que se contraponen a lo expuesto en otras publicaciones.

Por lo que en este capítulo se pretende presentar de la manera más clara y concisa posible los aspectos fundamentales respecto a este tipo de equipos.

- Todas las bombas requieren determinada carga neta positiva de succión, $(NPSH)_{REQ}$, para permitir que el líquido fluya a la carcasa de la bomba. El $(NPSH)_{disponible}$ es un valor determinado por el diseñador de bombas y se basa en la velocidad de rotación, la superficie de admisión o del ojo del impulsor en una bomba centrífuga, el tipo y número de álabes en el impulsor, etc.

En la bomba reciprocante está en función de la velocidad y del tipo de válvulas. En la mayor parte de las curvas de las bombas se indica el NPSH requerido a una velocidad dada, pero puede variar de acuerdo con el caudal.

- Criterios para pruebas del NPSH.

Para efectuar las pruebas del NPSH en las bombas de potencia se mantienen constantes la velocidad y la presión y la descarga y se varía el NPSH disponible $(NPSH)_{disponible}$ en el sistema. La capacidad permanece constante con todos los valores de $(NPSH)_{disponible}$ superiores a cierto punto; cuando se reduce $(NPSH)_{disponible}$ a menos de ese valor se empieza a reducir la capacidad.

En una acción similar a la de la caída de carga de 3% utilizada en las pruebas de NPSH en las bombas centrífugas los fabricantes de bombas reciprocantes han establecido una caída de capacidad de 3% como criterio para definir la (NPSH)_{disponible}. En las bombas de desplazamiento positivo no se puede utilizar la carga o la presión, pues es el sistema y no la bomba lo que determina la presión de descarga. Por tanto, se reduce la (NPSH)_{disponible} hasta que la caída de capacidad es mayor de 3%; luego se establece el NPSH que estaba disponible con la reducción del 3% mediante la definición, como (NPSH)_{disponible} para esa velocidad.

- Algunas de las limitaciones que se deben tener en cuenta para bombas que manejan líquidos viscosos son:

- * La carga producida por cada impulsor está limitada a unos 180 a 200 ft, excepto en ciertos diseños especiales.
- * La velocidad en las puntas del impulsor (o sea la velocidad en la circunferencia del impulsor) la limitan algunos usuarios a unos 3500 a 4500 ft/mín, en especial con servicio abrasivo severo. Las bombas centrífugas que trabajan con líquidos limpios, pueden funcionar a dos o tres veces más velocidad.
- * Las cargas o presiones más altas quizá requieran bombas reciprocantes, por ejemplo, en tuberías muy largas para pastas aguadas, que requieren una caída de presión de 500 a 1500 psi entre estaciones de bombeo.
- * Las mezclas de gran espesor impredecible que no se pueden manejar con bombas centrífugas, pueden necesitar bombas de diafragma accionado por motor neumático o eléctrico.

No Hay Hoja

146

La aplicación en donde es casi obligatoria la bomba reciprocante es para pastas aguadas abrasivas o materiales muy viscosos a más de unas 500 psig.

- La bomba reciprocante igual que la rotatoria de desplazamiento positivo, se aplica para volúmenes grandes (hasta de 2,500 gpm), para presiones altas (10,000 psig o mayores con diseños especiales) o para tuberías especiales para las cuales no se puede construir bombas centrifugas.

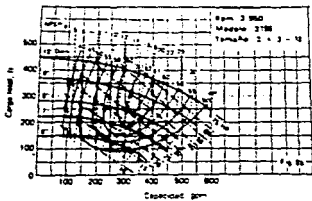
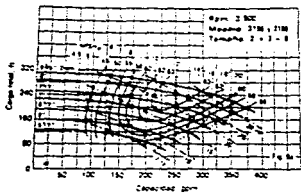
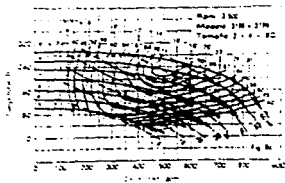
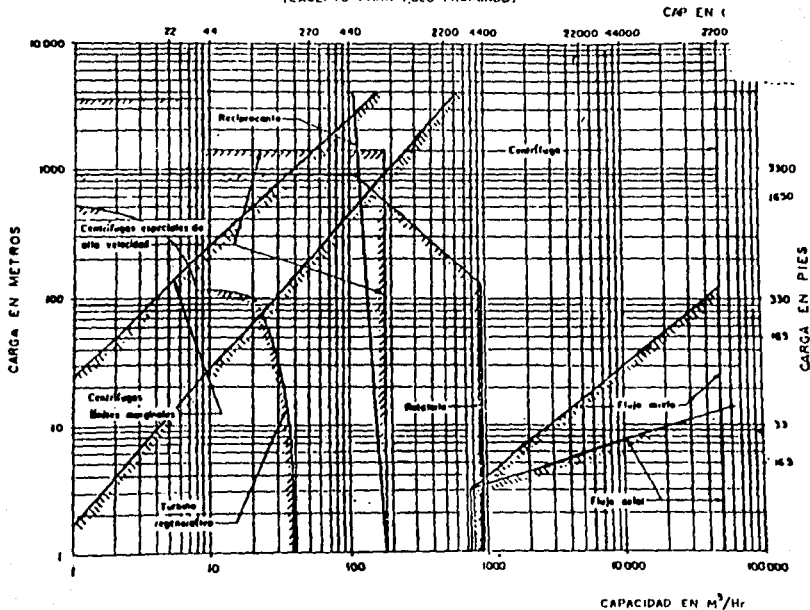


Fig 502 RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS COMUNES Y DE PROCESO
(EXCEPTO PARA POZO PROFUNDO)



No Hay Hoja

148

6.2.3 BOMBA TIPO A.N.S.I

Hace más de 20 años, un comité de Manufacturing Chemists Association (MCA) convino con un comité especial del Hydraulics Institute en una norma propuesta para las bombas utilizadas en procesos químicos. Este documento se llamó American Voluntary Standard (AVS) o norma MCA. Años más tarde la aceptó el American National Standards Institute (ANSI) Norma A.N.S.I B 123.1. Casi todos los fabricantes de bombas en el mundo las construyen de acuerdo con esos criterios dimensionales y de diseño.

Esta Norma pretende que las bombas de tamaño similar, de cualquier fabricante, sean intercambiables en cuanto a dimensiones para montaje, tamaño y ubicación de las boquillas de succión y de descarga, ejes de entrada y tornillería para placas de base y cimentación. La Norma especifica que la duración mínima de los cojinetes en condiciones de máxima severidad no debe ser menos de dos años.

Estas bombas están disponibles en tamaños desde 1 in de descarga con capacidad de 100 gpm a 3,550 gpm, hasta 8 in de descarga para un máximo de unos 3,000 gpm.

En ciertos tamaños pequeños se pueden producir hasta 700 ft de carga a 3,550 rpm y unos 200 ft en tamaños más grandes que funcionan a 1750 rpm.

Estas bombas incluyen la característica de desarmado por la parte posterior y el elemento de bombeo se puede desmontar sin abrir las conexiones con la tubería. Se han diseñado para emplear sellos mecánicos y los tiene la mayor parte de ellas. Sin embargo, en aplicaciones fuera de lo común, también se pueden utilizar empaquetaduras convencionales.

Debido a la estandarización, muchos fabricantes ya tienen los materiales usuales para entrega rápida, tales como hierro dúctil, acero, varios tipos de acero inoxidable, Alloy 20 y Hastelloy.

6.2.4 BOMBA TIPO A.P.I.

El American Petroleum Institute (A.P.I.) en la preparación de la norma API 676 para bombas rotatorias incluye las siguientes definiciones:

* La carga neta positiva de succión disponible (NPSH)_a es la presión total disponible en el sistema en la conexión de succión de la bomba menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La (NPSH)_a para una bomba rotatoria se suele expresar en psi. El usuario es quien debe determinar la (NPSH)_a.

* La carga neta positiva de succión requerida (NPSH)_r es la presión total de succión requerida por la bomba en su conexión de succión, menos la presión de succión del líquido a la temperatura de bombeo. La (NPSH)_r para una bomba rotatoria se suele expresar como equivalencia en psi. El usuario es quien debe determinar la (NPSH)_r. La (NPSH)_r es función del diseño del sistema y solo se puede determinar si se conocen las características del sistema y del líquido que se va a bombear.

* Esta Norma no permite el empleo de válvulas de desahogo integrales. El sistema preferido es una válvula de desahogo externa, del tamaño requerido en la tubería deseada para devolver el líquido a la fuente de succión a una distancia suficiente corriente arriba de la bomba para evitar el sobrecalentamiento. El ingeniero debe tener en cuenta la viscosidad y presión máximas en que trabajará la bomba en el sistema propuesto. Se debe agregar de 10 a 15% para aumento de presión al menos de

que abra por completo la válvula de desahogo. El motor debe ser del tamaño que permita el funcionamiento en esas condiciones.

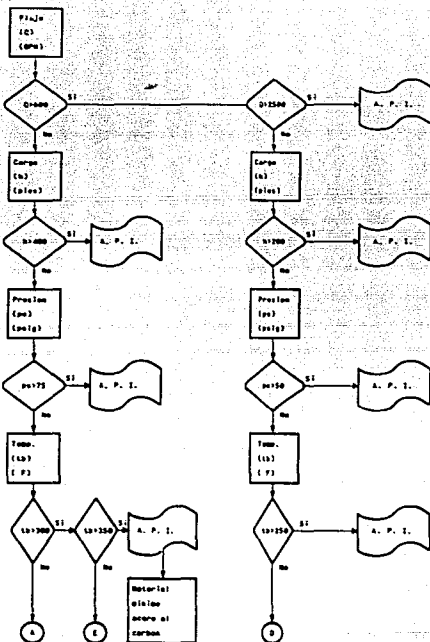
- Hay una vieja regla empírica para las bombas rotatorias que sigue vigente, un motor de tamaño más grande es una buena inversión.

- La intención de la Norma API 676 es servir como referencia para especificaciones mínimas a usuarios y fabricantes.

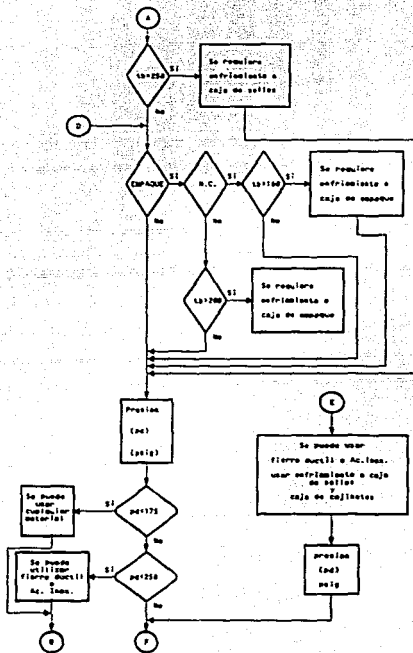
- La (NPSH)_r en una bomba recíproca se suele expresar en unidades de presión.

Para toma de decisiones se muestra el siguiente diagrama.

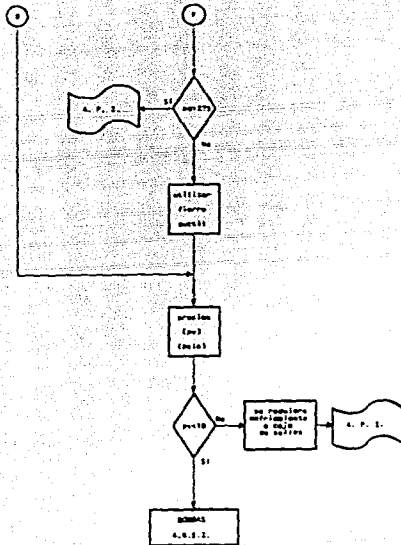
SELECCION DE BOMBAS A. P. I. Y A. N. S. I.



SELECCION DE BOMBAS A.P.I. Y A.N.S.I.



SELECCION DE BOMBAS A.P.I. Y A.N.S.I.



No Hay Hoja

152, 153, 154.

6.2.5 Eficiencia.

Eficiencia Mecánica (bomba de potencia).

La eficiencia mecánica (llamada también eficiencia de la bomba) de una bomba de potencia se define como la relación entre la potencia de salida, P_o y la potencia de entrada P_i y en forma de ecuación es:

$$\eta_m = \frac{P_o}{P_i} = \frac{Q (\Delta P)}{17.15 P_i}$$

en donde

η_m = eficiencia mecánica total de la bomba

Q = capacidad, gpm

ΔP = presión de descarga menos presión de succión, psi

P_i = potencia de entrada del propulsor, hp

P_o = potencia de salida, hp

Por lo general la potencia de entrada incluye las pérdidas en una propulsión con bandas (correas) o integral con engranes, pero no las pérdidas en una unidad con engranes separados o de velocidad variable. La eficiencia mecánica de una bomba de potencia a menudo excede del 90% y a veces es mayor que la eficiencia de su motor. Como se indica en la figura η_m varía con la carga y la velocidad. En algunas bombas ocurre un cambio en η_m cuando cambia el diámetro del émbolo, los émbolos grandes en las bombas de baja velocidad tienen menor eficiencia por el aumento en la pérdidas de las válvulas y empaquetadura.

La eficiencia mecánica disminuye cuando se reduce la carga del émbolo y se debe a que la potencia de salida (potencia hidráulica) cae con mayor rapidez que

las pérdidas por fricción y se convierte en una parte más pequeña de la entrada de potencia.

Algunos especialistas en aplicaciones de bombas utilizan un valor fijo de 55% para la eficiencia de la bomba, sin que importen las presiones de funcionamiento. Como se puede ver en las curvas, resulta seguro para muchas aplicaciones porque, por lo general, la bomba de potencia se utiliza para presiones de descarga de más de la mitad de su capacidad nominal.

Eficiencia mecánica (bomba de acción directa).

En la bomba de acción directa, la eficiencia mecánica es la relación entre la fuerza aplicada al líquido por el pistón o el émbolo y la fuerza aplicada al pistón propulsor o de mando por el fluido motor. Dado que la mayor parte de estas bombas son de doble acción, se utilizan las presiones diferenciales en ambos extremos de ellas y dado que las pérdidas por fricción de fluido en las válvulas y orificios se incluyen en las de la bomba, estas presiones se miden en los orificios de entrada y de salida. Al expresarlas en forma de ecuación se tiene:

$$\eta_m = \frac{A_2 \times P_2}{A_1 \times P_1}$$

en donde

η_m = eficiencia mecánica de la bomba

A_1 = superficie del pistón o émbolo para líquido

Δp_1 = presión diferencial a través del extremo del líquido

A_2 = superficie del pistón propulsor

p_2 = presión diferencial a través del extremo de potencia

La eficiencia mecánica de una bomba típica de acción directa se presenta en la figura y se vea que η_m aumenta conforme se reduce la velocidad. Esta característica es la que permite controlar la bomba con la estrangulación del fluido motor con lo que se reduce la presión diferencial disponible para propulsión y se hace que la bomba funcione con mayor eficiencia, es decir a velocidad más baja.

Eficiencia volumétrica.

En una bomba recíprocante, la eficiencia volumétrica se define como la relación entre la capacidad Q y el desplazamiento D o sea:

$$\eta_v = Q/D$$

Se ha evitado utilizar el término "Capacidad entregada" porque connotaría que el volumen se mediría en la descarga de la bomba. Dado que la mayor parte de los líquidos se comprimen un valor mensurable cuando se mueven desde la succión hasta la descarga, el volumen de flujos, gpm, es menor en la descarga que en la succión, aunque el flujo de masa sea el mismo. Casi siempre, el ingeniero de proceso indicará los requisitos de capacidad y las características del líquido en las condiciones de succión de la bomba, porque se desconocen las características en la descarga. Además si el sistema incluye un medidor de flujo por lo general estará en el lado de succión para no tener que emplear uno de alta presión en el lado de descarga. Para conveniencia y uniformidad, se utilizará el término "capacidad" para indicar el volumen de gasto en el tubo de succión. La segunda mitad de la ecuación es el desplazamiento de la bomba. Se debe evitar el término "desplazamiento teórico" pues no tiene nada de ello, pues es real y fácil de medir. El desplazamiento es el volumen desplazado por el elemento de bombeo por unidad de tiempo.

Aunque la eficiencia volumétrica se refleja en la eficiencia mecánica, las dos no por necesidad se mueven al mismo tiempo. Es posible tener una η_v elevada con una η_m baja, debido a la compresibilidad de los líquidos, o una η_m baja con una η_v elevada, como la que ocurriría en una instalación con alta presión de succión y baja presión diferencial.

A continuación se muestran algunos ejemplos:

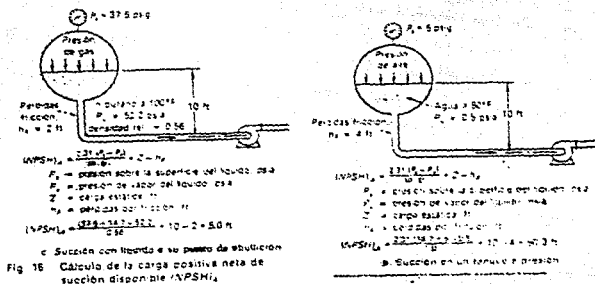


Fig. 16 Cálculo de la carga positiva neta de succión disponible (NPSH_{1a}).

CAPITULO VII.

CONCLUSIONES

VII CONCLUSIONES.

La ingeniería de proceso estudia el desarrollo, evaluación y diseños de procesos químicos. El procedimiento usual de diseño de proceso podría ser separado en dos divisiones principales, la primera implica el diseño del equipo que se va a construir bajo pedido, la segunda consiste en especificar el equipo de fabricación estándar mediante las condiciones de operación.

Una gran parte del equipo para las operaciones unitarias que comúnmente se emplean en las plantas de proceso pertenecen a la segunda categoría.

El ingeniero de proceso debe especificar adecuadamente los requerimientos de proceso y estar familiarizado con los métodos de producción utilizados por el fabricante, de tal modo que las especificaciones de operación requeridas por cada equipo puedan ser inteligentemente compiladas.

Para la selección de equipo rotatorio es necesario consultar todos los estándares involucrados con el equipo a especificar ya que con éstos se puede obtener un equipo mejor diseñado con una clasificación de materiales adecuada y con los criterios de operación más acordes con los requerimientos del proceso.

Esto es un punto de apoyo para el ingeniero de proceso puesto que la función de éste consiste en proporcionar los datos básicos requeridos por el proceso y necesarios al proveedor para que él pueda suministrar el equipo que cumpla con lo solicitado en la especificación.

En el dimensionamiento del equipo de proceso se obtienen muchos resultados que se organizan, presentándolos en las hojas de datos de proceso que se complemen-

tan con requerimientos de detalle tales como los códigos, tipos de equipo, requerimientos mecánicos y de las partes que conforman dicho equipo.

En estas formas aseguran claridad en la presentación y también evitan que el ingeniero pase por alto algunos datos importantes de la información. Una vez llenas las formas pueden ser reproducidas y distribuidas a otros departamentos en la firma de ingeniería para ser integrados con datos para el diseño completo del equipo entregado a la planta.

Dentro de la información que tiene que especificar el ingeniero de proceso se encuentran los siguientes documentos: hojas de datos, lista de material y tablas comparativas (cuestionario técnico), especificaciones, requerimientos específicos.

Los fabricantes de equipo rotatorio tienen la costumbre de publicar datos completos en forma de tablas indicando las capacidades, las presiones, las velocidades y la potencia en diferentes condiciones normalizadas de temperatura.

Estas tablas son muy útiles para el ingeniero de proceso ya que la posesión de los mejores datos técnicos y conocimientos teóricos para el diseño y/o selección de equipo de proceso son con el fin de obtener un equipo de fabricación estándar que tenga una mayor disponibilidad, menor tiempo de entrega y menor costo. Estas actividades son una parte de los requisitos de una ingeniería de proceso exitosa.

El ingeniero de proceso debe también tener conocimientos básicos de operación de equipo y de diseño mecánico, para cumplir en forma adecuada los requerimientos de proceso sin limitaciones mecánicas o de operación, haciendo congruentes los requerimientos de diseño con los especificados.

Por lo que el presente trabajo pretende dar una orientación de los conocimientos, características de los equipos, prácticas recomendadas, códigos, normas y

estándares que se utilizan para especificar y después seleccionar el equipo que se apegue más a los requerimientos de los procesos.

También se muestran gráficas y tablas que permiten tener una base del tipo y características del equipo que se requiera para las especificaciones dadas.

En este trabajo no se pretendió poner todo acerca de los equipos ya que es muy extenso y por lo tanto los ingenieros requerirán adentrarse y conocer los códigos, estándares y normas del tema.

No se incluye en este trabajo la evaluación económica de los equipos pero podemos decir que se debe seleccionar el que mejor cumpla técnicamente con el menor costo de inversión y de costos de operación y mantenimiento. También no se debe olvidar otros factores que intervienen en la selección tales como la parte de servicio de refacciones, servicio de asistencia en el montaje y arranque durante la operación.

ANEXO A

TABLAS COMPARATIVAS Y HOJAS DE DATOS.

Hojas de Datos.

El objetivo de llenar una hoja de datos para cualquier equipo, es presentar de una manera condensada los principales detalles que describen al equipo y su funcionamiento. Tienen 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 cuenta con identificación de las partes que deben ser llenadas por el cliente y las partes que debe completar el fabricante.

Las secciones que llena el comprador principalmente describen el servicio, condiciones ambientales y de operación para las cuales se requiere el equipo, 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, las condiciones, 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 limitarlo una vez ya instalado.

La sección que llena el vendedor describe fundamentalmente al equipo, dando los datos del diseño y constructivas del equipo que permiten al usuario detectar si el equipo cubrió 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 quien los suministrará, también el alcance de suministro de equipos, accesorios requeridos así como los detalles esperados para el control de la unidad.

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.

Deberá proporcionar características de comportamiento a cargas especiales y a la capacidad considerada como la garantía (la que corresponde a la operación del equipo en las condiciones más críticas según lo especifique el comprador en la hoja de datos).

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 estándar para aclarar mejor el alcance.

Debido a las fuertes diferencias en cuanto a las restricciones que imponen los estándares A.N.S.I. y A.P.I. relativos a bombas se hace necesario contar con formatos de hojas de datos que indiquen a que código pertenecen.

Las hojas de datos para bombas bajo el código A.N.S.I. presentan datos más generales y presentan menos requisitos, comparándolas con las correspondientes cubiertas por el A.P.I. Esto puede observarse en los formatos típicos mostrados más adelante.

Como un comentario adicional se debe notar, también, 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.

Se debe considerar que en mercados donde la competencia es fuerte los proveedores presentarán cotizaciones más completas y en general tenderán a dar mejor servicio. En este caso es de esperarse que con menos información se adquiera 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 más sencillas puede ser de empleo seguro. Por otro lado, si el mercado no es competido y además existe cierta inseguridad en cuanto a la estabilidad financiera de la empresa o del medio, contándose además con factores externos como podrían ser la presión y/o cambios de políticas 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 por parte del proveedor 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, sobretodo en los últimos años queda incluido en la descripción del segundo tipo.

A continuación se muestran algunos ejemplos de los diferentes tipos de hojas de datos para los equipos involucrados.

HOJA DE DATOS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS ANSI						CONT. NO.	
						DIS. NO.	
						REV	
POR		REVISO	APROBO	FECHA	HOJA 1 DE 1		
CLIENTE _____		BOMBA NO. _____		CANTIDAD _____		REV 0 1 2 3	
UNIDAD _____		SERVICIO _____		TAMANO Y MODELO _____		FOR _____	
LUGAR _____		FABRICANTE _____		TURBINA NO _____		REV _____	
MOTOR NO. _____		CANTIDAD _____		CANTIDAD _____		APR _____	
CONDICIONES DE OPERACION, DE CADA BOMBA				FUNCIONAMIENTO			
LÍQUIDO/SUSPENSIÓN _____ U.S. GPM NOMINAL _____ DISEÑO _____				CURVA DE COMPORTAMIENTO NO _____			
F.B. (FF) NOMINAL _____ PRES. DESC. (PSIG) _____				R.P.M. _____ NPSM REQ. PRES. AGUA _____			
MAX. CARGA DIF. TOTAL PRES DISEÑO _____				EFICIENCIA _____ SHP DISEÑO _____			
G.R. ESP. B.T.B. NOMINAL _____ PRES. SUCCION PSIG MAX. _____ DIS. _____				MAX. BHP IMP. DE DIS. _____			
PRES. DE VAP. B.T.B. NOM. (PSIA) _____ APMH DISP. PTES _____				MAX. CAR. IMP. DE DIS. _____ VIES _____			
VISC. B.T.B. NOMINAL (Cp) _____				MAX. PRESION DE DESCARGA _____ PSIG _____			
CORR./EROS. POR _____ GPM _____ HHP B VISC Y D.R. MAX. _____				FLUJO MINIMO CONTINUO _____ GPM _____			
CONSTRUCCION O ANSI B73.1 O ANSI B73.2 O OTRO						PRUEBAS EN TALLER	
TIPO DE BOMBA: O HORIZ. O VERT. O EN LINEA O FLECHA NAT. O COPLER O SIN COPLER						PRUEBA ATEST. NO ATEST.	
SOPORTE HORIZONTAL DE LA BOMBA: O PIE O LINEA DE CENTROS						COMPORTAMIENTO O O	
SOPORTE VERTICAL DE LA BOMBA: O FLECHA DEL MOTOR O COPLER REG. O OTRO						HIDROSTATICA O O	
PARTICION: O AXIAL O RADIAL O CUBIERTA TIPO O DOBLE O SENCILLA						APSH O O	
PRESION: MAX. PERM. _____ PSIG _____ O PRUEBA HIDROSTATICA _____ PSIG _____						VIBRACION O O	
CONEXIONES: O DREN O MAN. SUCCION O MAN. DESCARGA O VENTID						DESARMANTE E INS- PECCION DE PULPES	
BOQUILLAS		DIAMETRO	CLASIF. A.N.S.I.	CARA	POSICION	DE LA PRUEBA O O	
SUCCION						OTRAS O O	
DESCARGA							
DIAMETRO DEL IMPULSOR: DISEÑO _____ MAXIMO _____ TIPO _____						TURBINA AUXILIAR (VER FIG. NO. _____)	
TIPO DE COJINETES: RADIAL _____ EMPUJE _____						CAJA DE ESTOP. PLAN NO. _____	
LUBRIFICACION: O ACEITE O NIEBLA DE ACEITE O GRASA O GRASA SELLADO						O TURBINA DE AGUA ENFO. PLAN NO. _____	
ACOPLAMIENTO: FABRICANTE _____ MOD. _____ PROT. _____ ACEIT. _____						FLUJO AGUA ENFO. TOTAL REQ. _____ GPM _____	
MITAD COPLER LADO ACCIONADOR MONTADA POR: O FAB. BOM. O FAB. ACC. O COMPASOR						O MIRELLA DE FLUJO REQUERIDA _____	
CUBIERTA DE CAJA DE ESTOPEROS: O ESTANDAR O ENCHUQUETADA O SOLO SELLO						O INYECCION ENFO. EMPAQUE REQUERIDO _____	
EMPAQUE: FABRICANTE Y TIPO _____ TAM. Y NO. ANILLOS _____						FLUJO TOTAL _____ GPM _____ PSIG _____	
ANILLO DE LINTERNA: O SI O NO _____						FLUIDO EXT. LAVADO DE SELLO _____	
SELLO MECANICO: O FABRICANTE Y MODELO _____ CODIGO DE MATERIALES _____						GPM _____ PSIG _____	
O BALANCEADO O NO BALANCEADO O SENCILLO O INTERNO O EXTERNO						INSPECCION O NO REQUERIDA _____	
O DOBLE O UNO TRAS OTRO O TANDEN O CABA A CARA _____						O EN PROCESO O FINAL _____	
MATERIALES DE CONSTRUCCION: CLAVE CARGAZA _____ PARTES INT. _____							
I - FIERRO FUNCION/CLAVE INTERIORES		I	B	S	C	D	E
B - BRONCE		IMPULSOR					
S - ACERO		ANILLOS DE USO					
C - 5% CROMO		MANGA DE FLECHA					
D - 11-13% CROMO		PRESMA ESTOPAS					
E - 18-BNCF-NI		EMPAQUES					
X -		PLACA BASE					
		PROTECCION COPLER					
		OTROS					
PRESION PRUEBA HIDROST. _____ PSIG B _____ F						PESOS: BOMBA _____ LB BASE	
						MOTOR _____ LB TURBINA _____	
						DATOS FINALES DEL FABRICANTE	
						DIAMETRO ACTUAL DEL IMP. _____	
						CURVA DE PRUEBA NO. _____	
						DIBUJO DIMENSIONAL NO. _____	
						DIBUJO SECC. DEL SELLO _____	
						NO. DE SERIE DE BOMBA _____	
						EMBARCAR: O SELLO MECANICO O EMPAQUE	
						O INSTALADO O SEPARADO	
						NOTAS _____	
ACCIONADOR: MOTOR POR _____		TURBINA POR _____		MATERIAL _____		BOQUILLAS DIAM CLAS. ANSI CARA POSICION	
MP _____ R.P.M. _____ ARMAZON _____		MP _____ R.P.M. _____		FAB. Y TIPO _____		ENTRADA _____	
FABRICANTE _____		FAB. EXT _____ PSIG TEMP. _____ F		VAP. SEC. _____ PSIG AGUA REQ _____ GPM		ESCAPE _____	
TIPO _____ AISLAM. _____		VAP. SEC. _____ PSIG AGUA REQ _____ GPM		COJINETES _____ LUBRIC. _____			
ENCHUQUETADO _____ ALM. TEMP _____							
VOLTS/FASES/CICLOS _____							
COJINETES _____ LUBRIC _____							
AMPERIOS A PLENA CARGA _____							

HOJA DE DATOS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS API				CONT. NO.
				DISEÑO
PCB	REVISO	APROBO	FECHA	HOJA 1 DE 2

CLIENTE _____	CLAVE _____	CANTIDAD _____
LUGAR _____	UNIDAD _____	
SERVICIO _____	FABRICANTE _____	
CANTIDAD MOTOR _____	TAMANO Y TIPO _____	
TUBERIA _____	DE DEBE SEGUIR EL EST. API 610	

LIQUIDO _____	CONDICIONES DE OPERACION DE CADA BOMBA	DISEÑO _____	FUNCIONAMIENTO
TEMP. DE BOMBEO (°C) _____	(A377) A T.B. NOM. _____		CURVA PROPUESTA NO. _____
DENS. REL. A T.B. _____	PRES. DESC. (KG/CM ² H) _____	DISEÑO _____	NPSH REQ. DE AGUA (M) _____
PRES. DE VAP. A T.B. (KG/CM ² A) _____	PRES. SUCC. (KG/CM ² H) _____		NO. DE PASOS _____ RPM _____
VISC. A T.B. (CST) _____	PRESION DIS. (KG/CM ² H) _____		EPIC. DIS. _____ BR _____
CORR./EROS. CAUSADA POR: _____	CARGA SUCC. (KG) _____		MAX. BR. T.M.P. DE DIS. _____
	NPSA DISPON. (M) _____		MAX. CARGA IMPL. DE DIS. (M) _____
	EN VISCALITICO _____		(CM ³ /MIN. CONT. TERMICO) ESTABLE _____
			POTACION VISTA DESDE COMPLE _____
			VELOC. ESPEC. DE SUCCION _____

CONSTRUCCION Y MATERIALES		TUBERIA AUXILIAR	
MONTAJE CARGAZA: O LÍN. DE CENTRO O PIE O SOPORTE O VERTICAL O OTRO _____		O PLAN DE LIMPIEZA DEL SELLO NO. _____	
PARTICION: O AXIAL O RADIAL _____		O PLAN DE LIMP. SELLO ALR. NO. _____	
TIPO: O VOLTA SENCILLA O VOLTA DOBLE O DIVISION O MULTITAPA _____		O TUBING O AC. AL CARBON _____	
CONEX. MISC.: O SUCC. O VENTEO O DREN O MAN. / O DESC. O VENTEO O DREN O MAN. _____		O TUBERIA O AC. INCODIBLE _____	
O CARGAZA: O VENTEO O DREN O MAN. _____	CONEX. MISC.: TAN. Y TIPO _____	O ROSCACA O INSERTO SOLDABLE O BRIDADA _____	
BOQUILLAS: O DIAMETRO (CLASIF. A.W.S.I) _____	CARA _____	O FLUIDO EXT. DE LIMP. REQ. PARA EL SELLO _____	
	POSICION _____	O TIPO (CM ³ /HR) (KG/CM ² H) _____	

SUCCION _____	DESCARGA _____	IMPULSOR DIAM. DE DISEÑO _____	MAX. _____	MIN. _____
		TIPO _____	MONTAJE O ENTRE COJINETES O VOLATIZO _____	
		COJINETES (TIPO/FABRICANTE NO.): _____	RADIAL EMPUJE _____	
		TIPO DE LUB. O ARILLO DE ACEITE O VIEBLA O PRESION O INALMACION O SALPICAZA _____	O NIEBLA O PRESION O INALMACION O SALPICAZA _____	
		O EMPAQUE: FABR./TIPO _____	TAMANO _____	
		O SELLO MECANICO: FAB. _____	MODELO _____	
		O SELLO MECANICO: FAB. _____	NO. DE ARILLOS _____	
		O COPLE: FABRICANTE _____	TIPO DE TAPA/MATERIAL _____	
		O COPLE: FABRICANTE _____	TIPO _____	
		O COPLE: FABRICANTE _____	MODELO _____	
		O COPLE: FABRICANTE _____	CLASCA/TIPO _____	
		O BASE: TIPO _____	EST. API-610 NO. _____	
		O PERF. TAPA DE SELLO REQ. O INMERSIBLE O LAVADO O DREN O VENTEO _____	(KG/CM ² H) 15°C (KG/CM ² H) T.B. _____	
		O PRESION MAX. PERMISIBLE _____	(KG/CM ² H) 15°C (KG/CM ² H) T.B. _____	

MATERIALES: CODIGO API _____	CARGAZA _____	PARTES INT. _____	INSPECCION Y PRUEBAS _____
------------------------------	---------------	-------------------	----------------------------

	CLAVE INTERIECES	I	B	S	C	X	ASIGNACION ASTM O AISI	PRUEBAS TALLER	REQUERIDA	ATESTIGADA
1 - FIERRO FUNDIDO										
2 - BRONCE	CARGAZA							FUNCIONAMIENTO		
3 - ACERO	IMPULSOR							NPSH		
C - 113-132 CROMO	PARTES INT. CUERPO							HIESTATICA		
A - ALEACION	MANGA DE EMPAQUE							DESENSABLE		
N - ENDOURECIDO	MANGA DE SELLO							PRESION PRUEBA HIESTATICA (KG/CM ² H)		
F - RECUBIERTO	PARTES DE DESGASTE							O INSPECCION DE TALLER O CERTIF. MATERIALES		
X -	FLECHA							O INSPECCION REQUERIDA PARA FUNDICIONES		
	OTRO							O RADIOGRAFICA O ULTRASONICA		
								O INSPECCION REQUERIDA PARA SOLDADURAS		
								O PARTICULA MAGNETICA O LIO. PENETRANTE		

O BOMBA (KG) _____	O BASE (KG) _____	NOTAS _____
O MOTOR (KG) _____	O TUBERIA (KG) _____	
O MAN. POR MANT. (KG) _____	NOTAS: _____	

VENTILADOR CENTRIFUGO		HOJA DE DATOS
		PAG: 2 DE FECHA:NOVIEMBRE 1991
C. FLECHA Y RODAMIENTOS		
1. FLECHA -----	AISI - 1045	
2. CHUMACERAS -----	SKF MODELO SN DISEÑO PESADO CON DOBLE HILERA DE RODILLOS	
D. GABINETE		
1. ENVOLVENTE -----	ACERO AL CARBON A - 36	
2. CUBREBANDAS -----	SE REQUIERE CON CUBIERTA TIPO INTEMPERIE	
3. REGISTRO -----	SE REQUIERE	
4. BASE ANTIVIBRATORIA -----	SE REQUIERE	
5. AISLAMIENTO -----	NO SE REQUIERE	
6. MALLA DE PROTECCION -----	NO SE REQUIERE	
7. ACABADO -----	CONTRA AMBIENTE CORROSIVO (NOTA 3)	
8. COPLE PARA DRENAJE -----	SE REQUIERE	
9. COMPUERTA DE SUCCION -----	NO SE REQUIERE	
10. COMPUERTA DE DESCARGA -----	SE REQUIERE	
11. CONSTRUCCION A PRUEBA DE CHISPAS -----	SE REQUIERE (CONO DE ALUMINIO)	
12. INTERRUPTOR -----	NO SE REQUIERE	
E. MOTOR		
1. TIPO -----	TCCV (VER NOTA 2)	
2. VELOCIDAD -----	1750 RPM	
3. ALIMENTACION ELECTRICA -----	440 V/3 F/60 HZ.	
4. POTENCIA -----	3.0 H.P.	
5. MARCA -----	RELIANCE PARA AREA CLASE I DIV. 2 GRUPO "D".	
IV. OBSERVACIONES		
1. (*) INDICA LOS DATOS QUE DEBE PROPORCIONAR Y/O VERIFICAR EL PROVEEDOR.		
2. EL MOTOR SE APEGARA A LA ESPECIFICACION SE 65 B. EL MOTOR DEBERA SER TCCV PARA AREA CLASE I DIV. 2 A 440 V/3F/60HZ.		
3. EL ACABADO DEL EQUIPO DEBERA CUMPLIR CON LA ESPECIFICACION 9165 (TIPO IMRON -CONLAR) NO SE REQUIERE SANDPLASTEAR		
4. EL PROVEEDOR DEBERA INCLUIR EN SU COTIZACION Y PROPORCIONAR PARTES DE REPUESTO RECOMENDADAS PARA DOS AÑOS DE OPERACION.		
5. ESTAS HOJAS DE DATOS SE COMPLEMENTAN CON LA ESPECIFICACION NAE-03		

		HOJA DE DATOS
VENTILADOR CENI-M-1000		
		PAG: 12 DE 24
		FECHA: NOVIEMBRE 1991
I. DATOS DEL PROYECTO		
A. PROYECTO NO. _____	5108 / US-89151	
B. NO. DE TAG _____	0029-0001-31 Y 0029-0001-31-20	
C. SERVICIO _____	EXTRACCION DE SOLVENTES	
D. CANTIDAD REQUERIDA _____	UNA PIEZA (1)	
E. LOCALIZACION _____	TLALNEPANTLA ESTADO DE MEXICO.	
II. DATOS DE PROCESO		
A. PRESION ATMOSFERICA _____	555	mm Hg.
B. FLUIDO MANEJADO _____	AIRE CON SOLVENTES	
C. TEMPERATURA DE OPERACION _____	60	°F
D. DENSIDAD _____	0.055	LB/CUB. FT.
E. PRESION ESTATICA (SUCCION) _____	4.0	"W.G.
F. PRES. ESTATICA (DESCARGA) _____	0.2	"W.G.
G. CAPACIDAD _____	2100	SCFM
H. ROTACION _____	CSA	
I. ARREBLO _____	*	
J. DESCARGA _____	VERTICAL ASCENDENTE	
III. DATOS MECANICOS		
A. CARACTERISTICAS DEL EQUIPO		
1. MARCA DE REFERENCIA _____	FLANK	
2. MODELO _____	MBM	
3. TAPANO DE REFERENCIA _____	031	
4. CLASE _____	*	
5. VELOCIDAD DE SALIDA _____	2000	FT/MIN.
6. PESO DEL EQUIPO _____	*	
7. PESO EN OPERACION _____	*	
B. VENTILADOR		
1. TIPO DE IMPULSOR _____	ASAS CURVAS HACIA AFUERA	
2. DIAMETRO DEL IMPULSOR _____	1.18	FT.
3. MATERIAL DEL IMPULSOR _____	ALERO AL CARBON A-30	
4. VELOCIDAD DE GIRO _____	3500	RPM.
5. DIAMETRO DE LA SECCION _____	1.00	FT.
6. EFICIENCIA MECANICA _____	*	
7. EFICIENCIA ESTATICA _____	*	
8. TRANSMISION _____	PULSAS Y SERRAS "V"	
9. POTENCIA AL FRENO _____	2.00	HP.

HOJA DE DATOS PARA EYECTOR DE VAPOR

NOM	ARRANQUE	PLANO		
CLIENTE _____	E# _____			
LUGAR _____	UNIDAD _____			
SERVICIO _____	FABRICANTE _____			
TIPO _____	TIPO COND. BAROMETRICO _____ DE SUPERFICIE _____			
CONDICIONES DE OPERACION		DATOS DE DISEÑO		
PRES DE SUCCION _____ mm Hg abs @ _____ °C	ETAPA			
MAX PRES DE DESC _____ (kg/cm ² abs)	1 2 3 4 5			
PLUNDO DESPLAZADO PH _____ PLUNDO _____ VOL _____ CA _____ (CAL. LAT. _____ (kg/cm ²) (mm/seg))	VAPOR/KG/H			
	VAPOR ENT. DIAM _____			
	CLAS Y CARRA _____			
	AGUA/KG/H			
	AGUA ENT. DIAM _____			
	CLAS Y CARRA _____			
	AGUA BAL. DIAM _____			
	CLAS Y CARRA _____			
TOTAL	CAMARA SUCC. PRES _____			
VAP. METRIZ: PRES _____ (kg/cm ² abs) @ _____ °C	TEMP. 1' 2' _____			
CALIDAD VAPOR _____	CONDENSADORES(ES) _____			
GAS METRIZ _____ @ _____ mm Hg	BAROM. NO. ET. CONT. _____			
NOTA _____	SUP. AREA _____			
VOL. DEL SIST. DESP. _____ Y ENNO P/VACIO _____	PRES. BAROMETRICA _____ mmHg abs.			
AGUA DE ENFRIAMIENTO:	NO. DE ETAPAS _____ EYECTORES/ETAPA _____			
PRES. BAL. _____ (kg/cm ² abs) @ _____ °C	CAPACIDAD/ETAPA _____ TOTAL _____			
PRES. BIL. _____ (kg/cm ² abs)	FUERA DE AIRE PROBABLE _____ (kg/m)			
DRISER Y CALIDAD _____				
COLOCACION INTERPERIE _____ BAJO TECHO _____				
NORMAS APLICABLES		ACCESORIOS		
<input type="checkbox"/> HEAT EXCHANGE INSTITUTE	<input type="checkbox"/> VALV. ENT. DE VAPOR _____			MATERIALES
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> FILTRO DE VAPOR _____			
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> SEPARADOR DE VAP. _____			
	<input type="checkbox"/> MANOMETRO P/VAPOR _____			
	<input type="checkbox"/> VACUOMETRO _____			
	<input type="checkbox"/> VALV. ENT. DE GAS _____			
	<input type="checkbox"/> VALV. DE DESCARGA _____			
	<input type="checkbox"/> TUB. ENTRE ETAPAS _____			
MATERIALES Y CONSTRUCCION		PRUEBAS		
MATERIALES DEL EYECTOR:		<input type="checkbox"/> DE FUNCIONAMIENTO SEGUN EL M.E.I.		
ENT. DIFUSOR _____ DESCARGA _____	<input type="checkbox"/> DE FUNCIONAMIENTO SEGUN ESTANDAR DE FAB.			
CAMARA DE SUCC. _____ TUBERIA DE VAPOR _____	<input type="checkbox"/> MICROSTATICAS/VALV. _____			
ENT. DE TDR (I) _____ CALA DE VAPOR _____	<input type="checkbox"/> CURVA REQUERIDA _____			
PLACA DE TUBERIAS (II) _____				
ENT. A CAMARA SUCC. 1 ^{ra} ETAPA: DIAM _____	PESO _____			
CLASIFICACION _____ CARRA _____	TUBERIA EST. PROPORCIONADA POR _____			
BA* COND. BAROMETRICO: CARGA _____	TUBERIA ENTRE ETAPAS POR _____			
MANIFRAS _____ BOQUILLAS _____				
COND. DE SUPERFICIE _____				
BA* CARGA _____ CABEZALES _____				
TUBOS _____ ESPESOR _____				
BOQUILLAS _____ BOQUILLAS _____				
*TUBOS DIAM EST. _____ mm BRG _____				
LABRITOS _____				

(*) SI SE EMPLEA INDIQUE SI ES: PRE. INTES O POST CONDENSADOR 15: PARA CONDENSADOR DE SUPERFICIE VEASE LA HOJA DE DATOS PARA CAMBIADORES DE CALOR

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 comparación 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 una vez que se halla completado con toda la información o datos de los diferentes ofertantes, debe cumplir con las siguientes funciones:

- 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.

A continuación se muestra una tabla comparativa de un ventilador y una bomba siguiendo los pasos anteriores y llegando a una selección o recomendación técnica de que proveedor es el más adecuado.

Esta Tabla Comparativa se deberá completar con una evaluación económica para finalmente comprar el equipo que cumpla técnica y en el menor costo de inversión, de operación y mantenimiento.

T A B L A C O M P A R A T I V A

Nº DE EQUIPO: _____

Nº DE _____

PLANTO: _____

PROYECTO: _____

FECHA: DICIEMBRE DE 1951

DESCRIPCIÓN	REFERENCIAS	PROVEEDORES			
		A	B	C	D
VENTILADORES AXIALES DE PROPELOR	EQUIPO NO.				
DATOS DEL PROYECTO			2d. OPCION		
1. PROYECTO NO. _____	6027/00-10017	D.C.	D.C.	D.C.	
2. TAG. NO. _____	1251-7010 DL 1251-7021	D.C.	D.C.	D.C.	
3. CANTIDAD REQUERIDA _____	12 piezas	D.C.	D.C.	D.C.	
7. SERVICIO _____	ALMACEN DE REPARACIONES	D.C.	D.C.	D.C.	
8. LOCALIZACION _____	ALMACEN TAMPALIPAS	D.C.	D.C.	D.C.	
DATOS DE PROCESO					
1. PRESION ATMOSFERICA _____	750 MM HG.	D.C.	D.C.	D.C.	
2. PRESION ESTADISTICA EFECTIVA _____	DESCARGA LIBRE	D.C.	D.C.	D.C.	
3. TEMPERATURA DE REFRIGERACION _____	100 °F	D.C.	D.C.	D.C.	
4. CAPACIDAD _____	8000 GPM	D.C.	D.C.	D.C.	
5. FLUIDO MANEJADO _____	AIRE ATMOSFERICO	D.C.	D.C.	D.C.	
6. DENSIDAD _____	0.075 LB/CUB. FT.	D.C.	D.C.	D.C.	
DATOS MECANICOS					
1. CARACTERISTICAS DEL EQUIPO					
1. MARCA DE REFERENCIA _____	PESHA-WESTINGHOUSE	D.C.	FLUAT	D.C.	
2. MODELO _____	0	PESHA SERIE 100	FZCH-1-100	PESHA SERIE 100	
3. TAMAÑO _____	24	D.C.	100	D.C.	
4. TIPO _____	PISTON TIPO HELICE	D.C.	D.C.	D.C.	
5. PESO DE ENMARQUE / OPERACION _____	0 / 0	NO INDICA	20 Kg./20 kg.	NO INDICA	
2. VENTILADOR					
1. DIAMETRO DEL IMPULSOR _____	24"	D.C.	100 MM	D.C.	
2. NÚMERO DE ASPAS _____	4	D.C.	11	0	
3. TIPO DE IMPULSOR _____	HELICE DE ACERO AL C.	D.C.	ALUMINIO FUNDIDO	D.C. TIPO ALU F	
4. VELOCIDAD DE GIRO _____	1750 RPM	D.C.	D.C.	D.C.	
5. VELOCIDAD DEL AIRE _____	---	---	---	---	
6. EFICIENCIA MECANICA _____	0	D.C.	75 %	D.C.	
7. EFICIENCIA ESTADISTICA _____	0	D.C.	D.C.	D.C.	
8. TRANSMISION _____	DIRECTA	D.C.	D.C.	D.C.	
9. POTENCIA EN FRENO _____	0 H.P.	D.C.	0.02	D.C.	
10. MARCA Y SOPORTE DEL MOTOR _____	DE ACERO AL CARBON A-36	D.C.	D.C.	D.C.	
11. MALLA DE OMBREO DE PROTECCION _____	REPERFORADA	D.C.	D.C.	D.C.	
12. TIPO DEL MOTOR _____	0	D.C.	D.C.	D.C.	

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- (1) Rosello, "Energía y Máquinas Térmicas", Ed. Limusa; 1983.
- (2) Baumeister, T. Edit "Standard Handbook for Mechanical Engineers" 8a Ed. Mc Graw-Hill, EUA, 11-58, 1978.
- (3) Coudson and Richardson "Chemical Engineering", Vol. one Revised Second Edition, Ed. Pergamon Press.
- (4) Kenneth J. Mc Naughton and Green; "Bombas: Selección, uso y mantenimiento" Ed. Mc Graw-Hill, 1989.
- (5) La Pelle Rolland Putledge, "Practical Vacuum Systems" Ed. Mc Graw-Hill, 1972.
- (6) Viejo Zubicaray, "Teoría, Diseño y Aplicaciones de Bombas"; 2o. Edición, Ed. Limusa, 1983.
- (7) Ernest E. Ludwig; "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants", Vol. I Second Edition, 1980.
- (8) James L. Ryans & Daniel L. Roper; "Process Vacuum System, Design and Operation", Ed. Mc Graw-Hill Book Company, 1986.
- (9) Instituto Mexicano del Petróleo (IMP); Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera, "Turbinas de gas y vapor" 24-30 Feb. 1972.
- (10) Power Handbook; "Basic Power Facts Made Easy"; 60-79- 2nd. Edition, 1988.
- (11) Power, "The Engineer's Reference Library" Printed in U.S.A. 25-49, 66-150; Mc Graw-Hill Publication.
- (12) Power Generation Technology; "Gas Turbines, Steam Turbines Engines" P. 49; "Avoid The Cfm Trap in Planning Compressor Air Systems" P. 46-47 May. 1991 Vol 135 No. 5 109 Thyear.
- (13) Chemical Engineering; "Estimating Process Equipment" November 21, 1988 Vol. 95 No.17.
- (14) Chemical Engineering; "Centrifugal Pump Design" November 25, 1985.

- (15) Chemical Engineering; "Compressors" March 1991, Vol. 98 No. 3.
- (16) Chemical Engineering; "Selecting Positive Displacement Pumps" July 22, 1985, Vol. 92 No. 15.
- (17) Chemical Engineering; "Selecting Vacuum Systems." December 1981.
- (18) Candejar Negrete Moises; Selección y Aplicación de Bombas Centrifugas en la Industria Nacional. Fac. Química 1987, UNAM.
- (19) Gonzalo Fermín Rodríguez; Diseño de un compresor centrifugo Fac. de Ingeniería 1986, UNAM.
- (20) Ricardo Mendoza Lara; Criterios de Selección de Bombas de Vacío. ESIME; Instituto Politécnico Nacional, 1989.
- (21) Industry Standards and Engineering Data; Subject Index April-May 1991.
- (22) ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditional). Steam Turbines; 1988.
- (23) ASME (American Society of Mechanical Engineering) Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines, Guidance for Performance Test Codes. PTC 6 Report-85.
- (24) ARI (Air Conditioning and Refrigeration Institute) Fans and Blowers, 1307-0074; 1988.
- (25) NEMA (National Electrical Manufacturers Assn) Steam Turbines for Mechanical Drive Service SM-23-85.
- (26) ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air) Laboratory Methods of Testing Fans For Rating (AMCA Standard 210-85).
- (27) API (American Petroleum Institute) 676 Rotatory Pumps; 1982.
- (28) API (American Petroleum Institute) 610 Centrifugal Pumps; 1980 6a. Edición.
- (29) API (American Petroleum Institute) 674 Reciprocating Pumps; 1983.

- (30) CED TR REMR-CS-8-87
"Procedures and Devices for Under Water Cleaning
of Civil Works Structures" P. 3085- 4098.
- (31) TAPPI TIS 0520-01-80
"Vacuum Pump Selection Factors" Redesignation of
TIS 014-9 P. 3803-0610.
- (32) API 611 (American Petroleum Institute)
"General Purpose Steam Turbines for Refinery Use";
1982.
- (33) API 612 (American Petroleum Institute)
"Special Purpose Steam Turbines for Refinery Use";
1982.
- (34) NOM (Norma Oficial Mexicana)
C-556, 1982.
- (35) ASTM (American Society of Testing and Materials);
1989.
- (36) AMCA, "Type of Fans" P. 240-2410-89.
- (37) API 617 (American Petroleum Institute)
Centrifugal Compressors, 1987.
- (38) API 618 (American Petroleum Institute)
Reciprocating Compressors, 1987.
- (39) API 619 (American Petroleum Institute)
Rotatory Compressors, 1987.
- (40) API "Reciprocating Compressors for General
Refinery Services". Third Edition, Feb. 1986.
- (41) NFPA (National Fire Protection Assn), 1990.