

**BOMBAS EN EL DISEÑO DE TUBERIAS SIMPLES, CÁLCULO
SELECCIÓN Y ANALISIS ECONOMICO**

**ROBERTO BUSTILLO MORALES
JONATHAN CARABALLO HERRERA**

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR
MINOR DE DISEÑO MECANICO 2003 - 2004**

CARTAGENA DE INDIAS

2004

**BOMBAS EN EL DISEÑO DE TUBERIAS SIMPLES, CÁLCULO
SELECCIÓN Y ANALISIS ECONOMICO**

**ROBERTO BUSTILLO MORALES
JONATHAN CARABALLO HERRERA**

**Monografía presentada para optar los títulos de
Ingenieros Mecánicos**

**Asesor
JULIO CESAR CANTILLO T.
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR
MINOR DE DISEÑO MECANICO 2003 - 2004**

CARTAGENA DE INDIAS

2004

Cartagena de Indias, D. T. Y C., 2004

Señores:
DEPARTAMENTO DE INVESTIGACION
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Ciudad

Estimados señores:

La presente tiene como objeto comunicarles que he dirigido a los estudiantes ROBERTO BUSTILLO MORALES y JONATHAN CARABALLO HERRERA, en su monografía titulada "BOMBAS EN EL DISEÑO DE TUBERIAS SIMPLES, CÁLCULO, SELECCIÓN Y ANÁLISIS ECONOMICO". Presentado como requisito parcial para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Atentamente,

JULIO CESAR CANTILLO TORRES
Ingeniero Mecánico

Cartagena de Indias, D. T. Y C., 2004

Señores:
DEPARTAMENTO DE INVESTIGACION
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Ciudad

Estimados señores:

Un cordial saludo, a través de la presente remitimos a ustedes la monografía, titulada "BOMBAS EN EL DISEÑO DE TUBERIAS SIMPLES, CÁLCULO, SELECCIÓN Y ANALISIS ECONOMICO". Presentado como requisito parcial para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Anticipándoles nuestro agradecimiento

Atentamente,

ROBERTO BUSTILLO M.

JONATHAN CARABALLO H.

AUTORIZACION

Cartagena de Indias, D. T. Y C., 2004

Nosotros ROBERTO BUSTILLO MORALES y JONATHAN CARABALLO HERRERA, identificados con cedula de ciudadanía No. 3'806.293 de Cartagena (Bol) y 9'293.726 de Turbaco (Bol) respectivamente, nos permitimos autorizar a la **UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR** para hacer uso de nuestra monografía titulada "BOMBAS EN EL DISEÑO DE TUBERIAS SIMPLES, CÁLCULO SELECCIÓN Y ANALISIS ECONOMICO" así como de publicarla en el catalogo online de la biblioteca.

ROBERTO BUSTILLO M.
3'806.293 de Cartagena

JONATHAN CARABALLO H.
9'293.726 de Turbaco

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Julio Cesar Cantillo Torres, Ingeniero Mecánico, por sus valiosas orientaciones y constante motivación en este trabajo.

A nuestros padres y a
nuestros hermanos por
ser nuestro hombro de
descanso después de
andar por un largo
camino, a veces fácil, a
veces difícil, pero que
han dejado huellas en
nuestra vida y que nos
han formado haciendo
de nosotros todo lo que
somos.



**DIRECCION DE INVESTIGACION
FACULTAD INGENIERIA MECANICA**

1. DESCRIPCION GENERAL DEL TRABAJO

Titulo del trabajo: Bombas en el diseño de tuberías simples, cálculo selección y análisis económico.

Nombre del Autor(es): Roberto Bustillo Morales
Jonathan Caraballo Herrera

Nombre del Asesor: Ing. Julio Cantillo Torres

Fecha de culminación: 22 de Mayo de 2004

2. DISEÑO DEL TRABAJO

2.1 Identificación del problema (consiste en presentar una breve y precisa las características o rasgos del tema, situación o aspectos de interés que se va a estudiar)

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el ingeniero mecánico necesita tener conocimiento de las bombas y transporte de fluidos, este conocimiento debe abarcar la selección, cálculo y análisis económico debido a que no hay industria o servicio público que no utilice equipos de bombeo, tuberías y otros equipos para el transporte de fluidos.

Actualmente, dentro de la universidad tecnológica de Bolívar el material referente al tema, no le proporciona al lector en una sola obra la información completa y actualizada, lo cual dificulta su profundización.

2.2 Objetivos (Son los propósitos del estudio, expresan el fin que pretende alcanzarse, y por lo tanto, todo el desarrollo del trabajo se orienta en lograr estos objetivos)

General: Desarrollar un texto original y moderno que cubra y contenga en forma clara la información de selección, cálculo y análisis económico de bombas en forma teórica que sirva de complementación para posteriores investigaciones en el diseño de tuberías.

Específicos:

- Recopilar la información dispersa en textos, catálogos, manuales y otros medios, por medio de consulta directa, para asegurar la calidad y unificar los conceptos referentes al cálculo, selección y análisis económico de bombas.
- Unificar los conceptos referentes al cálculo, selección y análisis económicos de bombas encontrados en las diferentes fuentes de investigación para facilitar su comprensión.
- Exponer de manera clara y profunda el concepto bombas en el diseño de tuberías simples, por medio de documentación escrita, diagramas, catálogos para facilitar la comprensión del tema.

2.3 Justificación (Se constituye en el ¿por que debe realizarse la investigación? Se exponen razones que justifican su relación, desde la perspectiva teórica, práctica y metodológica.)

La Universidad Tecnológica de Bolívar no cuenta con textos originales que contengan información clasificada que sirva de apoyo a los estudiantes e investigadores que necesitan profundizar en el tema referente a la selección de bombas en el diseño de tuberías simples, cálculo selección y análisis económico. Además nos interesa que este material sirva de base para posteriores investigaciones y además que sea una posibilidad para la universidad de presentar publicaciones propias u originales en el área de la mecánica de fluidos.

3. LOGROS ESPERADOS (Señala los resultados esperados del trabajo, expresados en textos, productos, prototipos y/o documentos de utilidad practica y/o académica)

- Esperamos que nuestro trabajo sirva de base en el desarrollo de nuevos proyectos de investigaciones relacionados con la selección de bombas en el diseño de tuberías.
- Obtener un texto original el cual cumpla los requisitos para ser una herramienta de apoyo para cualquier persona interesada en el tema.

4. PLAN DE TRABAJO (CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES: detallar las actividades de investigación previstas y en el tiempo en meses/semanas a invertir en cada una para la ejecución de la investigación)

| SEMANAS | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------|-------|--|--|---|-------|---|---|---|------|---|---|---|-------|--|---|---|
| Actividades | Marzo | | | | Abril | | | | Mayo | | | | Junio | | | |
| Entrega de Propuesta | | | | x | | | | | | | | | | | | |
| Investigación | | | | | x | x | x | x | | | | | | | | |
| Desarrollo | | | | | | | | | x | x | x | x | | | | |
| Trabajo Final | | | | | | | | | | | | | | | x | |
| Sustentación | | | | | | | | | | | | | | | | x |

TABLA DE CONTENIDO

| | Pág. |
|---|------|
| RESUMEN | |
| INTRODUCCIÓN | |
| 1. BOMBAS CENTRÍFUGAS | 5 |
| 1.1 PROPIEDADES DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA | 5 |
| 1.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS | 6 |
| 1.3 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES Y ALTURAS A CONSIDERAR EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS | |
| 1.4. PAR MOTOR | 15 |
| 1.5. ECUACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS | 15 |
| 1.6. SALTO TOTAL MÁXIMO | 17 |
| 2. CLASIFICACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS: | 21 |
| 2.1. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS | 21 |
| 2.1.1. BOMBAS RADIALES, AXIALES Y DIAGONALES | 22 |
| 2.1.2. BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO, SEMIABIERTO Y CERRADO | 26 |
| 3. CURVAS CARACTERÍSTICAS | 42 |
| 3.1. VARIACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CON LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN. | 45 |
| 3.2. SUPERFICIE CARACTERÍSTICA | 46 |

| | | |
|--------|---|----|
| 3.3. | COLINA DE RENDIMIENTOS | 52 |
| 3.4. | PUNTO DE FUNCIONAMIENTO | 56 |
| 3.4.1. | SITUACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA. | 57 |
| 3.5. | ZONAS DE INESTABILIDAD DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS | 60 |
| 3.6. | CASOS PARTICULARES | 63 |
| 3.6. | RELACIONES ENTRE ALGUNAS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO | 72 |
| 3.7. | INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA | 73 |
| 4. | SELECCIÓN BOMBAS CENTRÍFUGAS | 77 |
| 4.1. | OPERACIONES CON BOMBAS | 79 |
| 4.1.1. | PARALELO | 79 |
| 4.1.2. | SERIE | 79 |
| 4.2. | PROCEDIMIENTO PARA ESPECIFICACIÓN DE UNA BOMBA | 80 |
| 4.3. | CARGA | 81 |
| 4.4. | CARGA TOTAL | 82 |
| 4.5. | PRESIÓN DE SUCCIÓN | 83 |
| 4.6. | NPSH (carga neta positiva de succión): | 85 |
| 4.6.1. | TIPOS DE NPSH | 85 |
| 4.6.2. | DETERMINACIÓN DEL NPSH DISPONIBLE | 86 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 4.7. | CARGA DE DESCARGA | 87 |
| 4.8. | CABEZA ESTÁTICA TOTAL HET | 92 |
| 4.8. | CABEZA TOTAL H | 92 |
| 4.9. | VELOCIDAD ESPECÍFICA | 93 |
| 4.10. | VELOCIDAD ESPECÍFICA DE SUCCIÓN | 94 |
| 4.11. | POTENCIA AL FRENO | 95 |
| 4.12. | MOTORES ELÉCTRICOS | 95 |
| 4.13. | PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA: | 96 |
| 4.14. | POTENCIA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA | 97 |
| 4.15. | POTENCIA HIDRÁULICA TOTAL | 100 |
| 4.16. | NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO | 103 |
| 4.16. | NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA | 105 |
| 5. | CAVITACIÓN | 111 |
| 5.1. | CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS | 111 |
| 5.1.1. | ALTURA NETA DE ENTRADA DISPONIBLE, NPSHd. | 114 |
| 5.1.2. | ALTURA NETA DE ENTRADA REQUERIDA, NPSHr | 116 |
| 5.1.3. | ALTURA DE ASPIRACIÓN H_a . | 117 |
| 5.2. | INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN | |
| 5.3. | VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ASPIRACIÓN n_a | 124 |
| 5.4. | CAUDAL MÍNIMO IMPULSADO POR UNA BOMBA CENTRÍFUGA | 126 |

| | | |
|------|---|-----|
| 5.5. | CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN | 128 |
| 6. | ANÁLISIS ECONÓMICO EN LA SELECCIÓN DE BOMBAS | 136 |
| 6.1. | SELECCIÓN DE LAS BOMBAS PARA REDUCIR COSTOS DE ENERGÍA | 138 |
| 6.2. | ESTIMACIÓN DE COSTOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS | 139 |
| | CONCLUSIONES | |
| | BIBLIOGRAFÍA | |
| | ANEXOS | |

TABLA DE FORMULAS

Formula 1. Altura de la Bomba

Formula 2. Carga de Bemoulli de Impulsión

Formula 3. Carga de Bemoulli de Aspiración

Formula 4. Perdidas de carga

Formula 5. Rendimiento Manométrico

Formula 6. Altura Manométrica

Formula 7. Altura Dinámica

Formula 8. Par Motor

Formula 9. Ecuación General de las Bombas Centrífugas

Formula 10. Condición de salto máximo

Formula 11. Velocidad tangencial.

Formula 12. Curvas Características

Formula 13. Perdidas de razonamiento líquido

Formula 14. Perdidas de razonamiento a las componentes de choque

Formula 15. Perdidas interiores de cargas interiores de la bomba

Formula 16. Constante K_A

Formula 17. Inclinación de una recta

Formula 18. Caída de presión para la máxima rata

Formula 19. Presión de descarga

Formula 20. Velocidad Específica.

Formula 21. Velocidad Específica de Succión

Formula 22. Trabajo hecho por una bomba

Formula 23. Energía recibida por la bomba

Formula 24. Caudal aspirado

Formula 25. Rendimiento Volumétrico

Formula 26. Potencia Hidráulica

Formula 27. Potencia para impulsar el caudal.

Formula 28. Rendimiento global de la bomba

Formula 29. Energía o Altura bruta.

TABLA DE GRÁFICAS

- Fig. 1. Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva
- Fig. 2 Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga
- Fig. 3 Alturas a considerar en una instalación con bomba centrífuga
- Fig. 4 Triángulo de velocidades a la salida
- Fig. 5 Altura total
- Fig. 6 Triángulo de velocidades a la entrada
 - a) Flujo menor que el nominal;
 - b) Flujo igual al nominal
 - c) Flujo mayor que el nominal
- Fig. 7 Modificación del triángulo de velocidades a la salida
 - a) Flujo menor que el nominal;
 - b) Flujo igual al nominal
 - c) Flujo mayor que el nominal
- Fig. 8 Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas
- Fig. 9 Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica
- Fig. 10 Tipos de impulsores
- Fig. 11 Rodete de bomba diagonal abierta y rodete de bomba cerrado tipo Francis
- Fig. 12 Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores

- Fig. 13 Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco
- Fig. 14 Empuje axial en impulsor cerrado.
- Fig. 15 Bomba de eje vertical
- Fig. 16 Pérdidas en una bomba
- Fig. 17 Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga.
- Fig. 18 Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y pérdidas Correspondientes.
- Fig. 19 Representación espacial de las curvas características de una bomba.
- Fig. 20 Proyección sobre el plano (H_m, q) de las curvas características de una bomba.
- Fig. 21 Ensayo completo de una bomba centrífuga a diferente n° de rpm. Curvas, $H_m = f(q)$; $N = f(q)$; $h = f(q)$.
- Fig. 22 Determinación de los rendimientos en bombas centrífugas.
- Fig. 23 Curva de rendimiento manométrico perteneciente a una curva característica determinada
- Fig. 24 Colinas de rendimientos
- Fig. 25 Curvas características de una bomba hélice y colina de rendimientos.
- Fig. 26 Puntos de funcionamiento.

- Fig. 27 Situación del punto de funcionamiento.
- Fig. 28 Zona inestable con fluctuaciones
- Fig. 29 Rápido crecimiento del consumo
- Fig. 30 Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba
- Fig. 31 Disminución rápida del consumo.
- Fig. 32 Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba.
- Fig. 33 Diafragma.
- Fig. 34 Curvas características para densidades distintas.
- Fig. 35 Influencia de la velocidad de giro en la corrección parcial de la zona inestable.
- Fig. 36 Cabeza Estática de Descarga - H_2
- Fig. 37 Cabeza estática total HET
- Fig. 38 Cabeza total H
- Fig. 39 Curvas características ideales de potencia hidráulica
- Fig. 40 Curvas características ideales de potencia
- Fig. 41 Esquema de rodete de bomba centrífuga
- Fig. 42 Velocidades a la salida en la voluta
- Fig. 43 Bomba centrífuga.
- Fig. 44 Bomba helicocentrífuga.
- Fig. 45 Bomba hélice.
- Fig. 46 Bomba helicocentrífuga.
- Fig. 47 Bomba hélice.

- Fig. 48 Curvas características de una
- Fig. 49 Relación entre las curvas.
- Fig. 50 Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga
- Fig. 51 Campo de presiones en la aspiración.
- Fig. 52 Altura neta de entrada disponible.
- Fig. 53 Altura neta de entrada requerida.
- Fig. 54 Altura de aspiración máxima.
- Fig. 55 Datos de curvas de colina de rendimientos, potencia y NPSHr de una bomba centrífuga.
- Fig. 56 Velocidad específica de succión y caudal frente a diversas configuraciones del rodete
- Fig.57 Inductor

INTRODUCCION

Una bomba es una máquina capaz de transformar energía mecánica en hidráulica. Un tipo de bombas son las centrífugas que se caracterizan por llevar a cabo dicha transformación de energía por medio de un elemento móvil denominado impulsor, rodete o turbina, que gira dentro de otro elemento estático denominado cuerpo o carcasa de la bomba. Ambos disponen de un orificio anular para la entrada del líquido. Cuando el impulsor gira, comunica al líquido una velocidad y una presión que se añade a la que tenía a la entrada.

Estas bombas son las mas ampliamente utilizadas en la industria para la transferencia de líquidos de todo tipo, suministro de agua, industria química, entre otras.

Existe una gran variedad de tipos de bombas por lo que el Ingeniero del Proceso deberá investigar para tener una buena idea del rango de aplicabilidad de estas bombas, lo que le permitirá hacer una buena selección para el servicio requerido.

Aunque las bombas centrífugas ya están incluidas en las normas publicadas, de todos modos hay suficiente libertad para especificar y construir cada bomba para un requisito individual. En consecuencia, la selección de esta bomba puede ser un problema complejo para muchos ingenieros que no tengan suficiente información para relacionar todos los datos pertinentes.

El problema se resuelve con una simple organización de los datos según su relación con las variables independientes y dependientes. En este caso las bombas centrífugas la relación tiene el siguiente orden : curvas características, diseño de impulsor , numero de etapas, carga neta positiva de succión, diseño de la carcasa y caracol, diseño del difusor y montaje.

Las bombas se fabrican en tamaño estándar. Lo fundamental para cada caso es seleccionar el tamaño y tipo que mas se ajuste a las necesidades del proceso o diseño. Se utilizan en servicios de Alta Capacidad y en Servicios de Baja a Media Presión o Cabeza.

Las ventajas principales de la bomba centrífuga son su simplicidad, baja inversión, flujo uniforme, poco espacio requerido, bajo costo de mantenimiento, un bajo ruido en operación y facilidad de adaptarse a accionadores de motor o turbina.

RESUMEN

Para que un fluido fluya de un punto a otro en un ducto cerrado o en una tubería, es necesario contar con una fuerza impulsora. Algunas veces, esta fuerza es la gravedad cuando hay diferencias de nivel. Por lo general, el dispositivo mecánico como una bomba o un ventilador, suministra la energía o la fuerza impulsora que incrementa la energía mecánica del fluido. Esta energía puede usarse para aumentar la velocidad, la presión o elevación del fluido, de acuerdo a la ecuación de Bernoulli que relaciona velocidad con presión, densidad y trabajo. En general, una *bomba* es una máquina o dispositivo que se usa para mover un líquido incomprensible, por medio de la adición de energía al mismo.

En la actualidad se encuentran en uso dos tipos de bombas, desplazamiento positivo y las rotodinámicas o Centrífugas estas ultimas son las usadas en la industria en le transporte de agua y otros productos. En las bombas centrífugas la energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimientos de rotación, a diferencia de las de desplazamiento volumétrico o positivo, rotativos (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc.) y alternativos de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas.

La Curva Característica de una Bomba es la representación gráfica de una característica específica del rendimiento de una bomba. Interpretar estas gráficas puede ser útil, tanto para especificar las bombas para una aplicación, como para determinar si una bomba que ya ha sido instalada está rindiendo al nivel de su capacidad. Para las aplicaciones de bombeo de agua, las varias curvas que se ilustran son muy similares, simplemente ofreciendo información adicional.

La Cavitación se presenta Cuando un líquido en movimiento roza una superficie se produce una caída de presión local, y puede ocurrir que se alcance la presión de vaporización del líquido, a la temperatura que se encuentra dicho líquido. En ese instante se forman burbujas de vapor. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan.

La implosión causa ondas de presión que viajan en el líquido y las mismas pueden disiparse en la corriente del líquido o pueden chocar con una superficie. Si la zona donde chocan las ondas de presión es la misma, el material tiende a debilitarse metalúrgicamente y se inicia una erosión que además de dañar la superficie provoca que ésta se convierta en una zona de mayor pérdida de presión y por ende de mayor foco de formación de burbujas de vapor.

La selección de la bomba adecuada para cualquier aplicación entre la multitud de estilos tipos y tamaños puede ser difícil para el usuario o cualquier ingeniero. El mejor método es hacer investigaciones preliminares llegar a decisión básicas, selecciones y analizar la aplicación con el proveedor de la bomba. Se pueden lograr considerables ahorros de energía en los sistemas de bombas. Por su puesto, en lo primero que se deben buscar esos ahorros es en el diseño del sistema. Sin embargo incluso después de haber reducido al mínimo los requisitos hidráulicos del sistema y determinado las condiciones hidráulicas, se debe tratar de hacer la selección de la bomba mas eficiente para el sistema.

1. BOMBAS CENTRÍFUGAS

Una bomba es una máquina capaz de transformar energía mecánica en hidráulica. Un tipo de bombas son las centrífugas que se caracterizan por llevar a cabo dicha transformación de energía por medio de un elemento móvil denominado impulsor, rodete o turbina, que gira dentro de otro elemento estático denominado cuerpo o carcasa de la bomba. Ambos disponen de un orificio anular para la entrada del líquido. Cuando el impulsor gira, comunica al líquido una velocidad y una presión que se añade a la que tenía a la entrada.

1.1. PROPIEDADES DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA:

Dentro del campo normal de aplicación, las propiedades de una bomba centrífuga son:

- Caudal uniforme, sin pulsaciones.
- La presión o altura de elevación disminuye a medida que aumenta el caudal. En general, a partir del punto de funcionamiento, cuando se cierra la válvula de regulación de la tubería de impulsión aumenta la presión y se reduce la potencia. Sin embargo, las bombas de alta

- velocidad específica (impulsor semi-axial o hélice) no cumplen esta norma general.
- La altura, medida en metros de columna de líquido, a la que eleva una bomba es independiente de la naturaleza del líquido y, por tanto, la altura a la que impele una bomba es la misma, prescindiendo de la influencia que ejerce la viscosidad.
- La potencia absorbida por la bomba es proporcional al peso específico del líquido elevado.

El par requerido para el arranque de una bomba centrífuga es pequeño y la potencia absorbida durante su funcionamiento de régimen es continua y libre de sobrecargas, cuando la altura no varía y no hay perturbaciones ajenas a la bomba en la aspiración.

1.2. FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, Máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos de que consta una instalación son:

- ***Una tubería de aspiración***, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.

- **El impulsor o rodete**, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa. Circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), acelerándose y absorbiendo un trabajo. Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.
- **La voluta** es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un

transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete. En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una corona directriz de alabes que guía el líquido antes de introducirlo en la voluta.

- **Una tubería de impulsión**, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

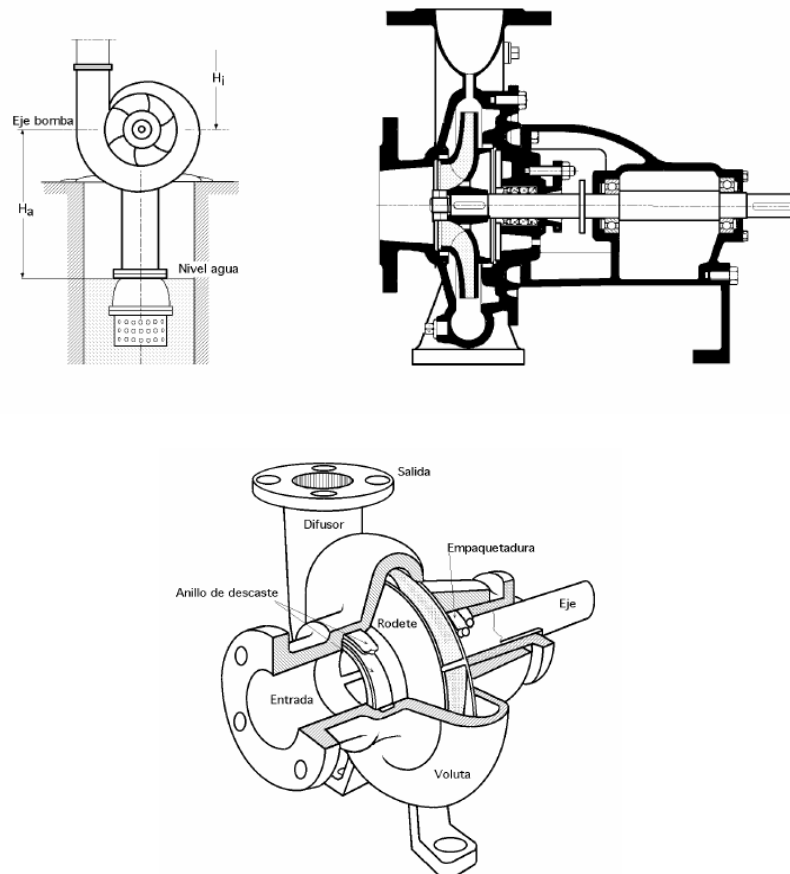


Fig. 1. Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

Este es, en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

1.3. TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES Y ALTURAS A CONSIDERAR EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

El órgano principal de una bomba centrífuga es el rodete que, en la figura se puede ver con Los álabes dispuestos según una sección perpendicular al eje de la bomba; el líquido llega a la entrada del rodete en dirección normal al plano de la figura, (dirección axial), y cambia a dirección radial recorriendo el espacio o canal delimitado entre los álabes.

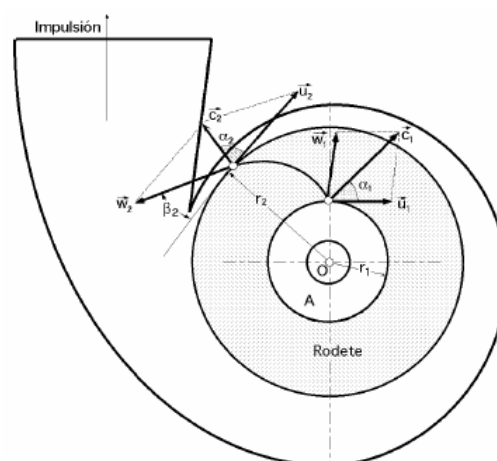


Fig. 2 Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga

El líquido queda sometido a una velocidad relativa w a su paso por el espacio entre álabes entre la entrada y la salida, y a una velocidad de arrastre u debida a la rotación del rodete alrededor del eje. La suma vectorial de estas velocidades proporciona la velocidad absoluta c . Si llamamos w_1 a la velocidad relativa del líquido a la entrada en la cámara delimitada por un par de álabes, u_1 a la velocidad tangencial, y c_1 a la velocidad absoluta, se obtiene el triángulo de velocidades a la entrada.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Velocidad relativa, } \vec{w}_1 \\ \text{Velocidad tangencial, } \vec{u}_1 \\ \text{Velocidad absoluta, } \vec{c}_1 \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \alpha_1 \text{ es el ángulo formado por } \vec{c}_1 \text{ y } \vec{u}_1 \\ \beta_1 \text{ es el ángulo formado por } \vec{w}_1 \text{ y } \vec{u}_1 \end{array} \right.$$

A la salida del rodete se tiene otro triángulo de velocidades determinado por las siguientes Velocidades y ángulos:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Velocidad relativa, } \vec{w}_2 \\ \text{Velocidad tangencial, } \vec{u}_2 \\ \text{Velocidad absoluta, } \vec{c}_2 \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \alpha_2 \text{ es el ángulo formado por } \vec{c}_2 \text{ y } \vec{u}_2 \\ \beta_2 \text{ es el ángulo formado por } \vec{w}_2 \text{ y } \vec{u}_2 \end{array} \right.$$

Si se designa por H el desnivel o altura geométrica existente entre los niveles mínimo y máximo del líquido, por H_a la altura o nivel de aspiración, (altura existente entre el eje de la bomba y el nivel inferior del líquido), y por H_i la

altura de impulsión, (altura existente entre el eje del rodete y el nivel superior del líquido), se tiene que:

$$(1) \quad H = H_a + H_i$$

Para el caso del agua, **la altura teórica de aspiración** para un n° infinito de álabes (teoría unidimensional), trabajando la bomba en condiciones ideales, sería la equivalente a la columna de agua correspondiente a la presión a que se encontrase el nivel inferior; si éste está sometido únicamente a la presión atmosférica, la altura teórica de aspiración sería de 10,33 metros; sin embargo, esta altura es siempre menor, pues hay que tener en cuenta las pérdidas de carga en la Tubería, rozamientos a la entrada del rodete, temperatura del líquido a elevar, y sobre todo, el fenómeno de la cavitación, por lo que el límite máximo para la altura de aspiración se puede fijar entre 5 y 7 metros, según el tipo de instalación.

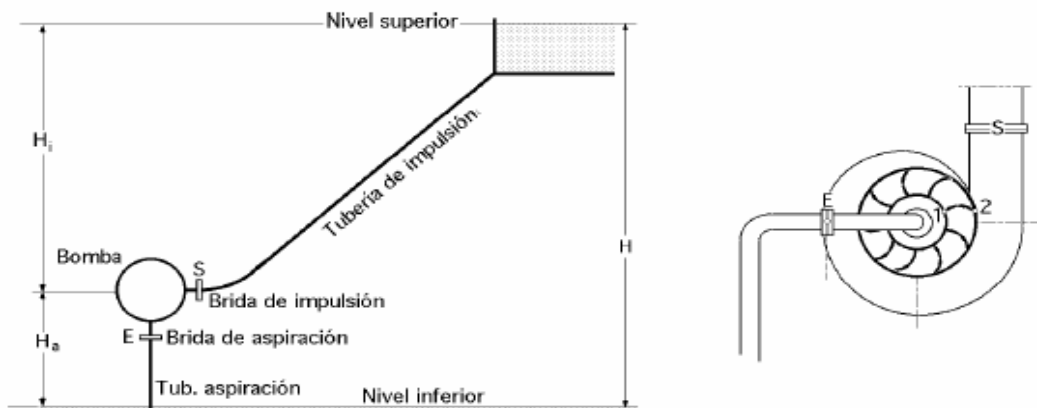


Fig. 3 Alturas a considerar en una instalación con bomba centrífuga

La carga o Bernoulli de impulsión es:

$$\frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S \quad (2)$$

La carga o Bernoulli de aspiración es:

$$\frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E \quad (3)$$

Las alturas a considerar, aparte de la geométrica ya definida, son:

H_t = Altura total creada por la bomba

H_m = Altura manométrica de la bomba

Las pérdidas de carga que pueden aparecer en la instalación, (bomba y tuberías), son:

$$\Delta_i = \text{Pérdidas de carga internas de la bomba} = \Delta_{roz} + \Delta_{choque} =$$

= Pérdidas en el impulsor + Pérdidas en la directriz (si la tiene) + Pérdidas en la voluta

$$\Delta_e = \text{Pérdidas de carga en las tuberías de aspiración e impulsión}$$

por lo que:

$$H_t = \Delta_i + \Delta_e + H \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} H_m = H + \Delta_e \text{ (Tubería)} \\ H_m = H_t - \Delta_i \text{ (Bomba)} \end{cases} \quad (4)$$

El rendimiento manométrico se define en la forma,

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t} \quad (5)$$

La altura manométrica creada por la bomba tiene por expresión:

$$H_{\text{man}} = \left(\frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S \right) - \left(\frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E \right) = H_t \quad \eta_{\text{man}} = H_t \cdot \Delta i$$

(6)

Es decir, la diferencia entre el Bernoulli entre las bridas de impulsión y de aspiración. El rendimiento manométrico de la bomba se puede poner también en función de los puntos 1y 2, de entrada y salida del impulsor, en la forma:

$$H_{\text{man}} = \left(\frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S \right) - \left(\frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E \right) =$$

$$\left| \begin{array}{l} \frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1 + \text{Pérd}_{E1} \\ \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2 = \frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S + \text{Pérd}_{2S} \end{array} \right| =$$

$$= \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2 - \text{Pérd}_{2S} \right) - \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1 + \text{Pérd}_{E1} \right) =$$

$$= \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2 \right) - \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1 \right) - (\text{Pérd}_{2S} + \text{Pérd}_{E1}) = H_t \cdot \Delta i$$

$$\left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2\right) - \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1\right) = H_t - (\Delta i \cdot \text{Pérd}_{2S} - \text{Pérd}_{E1}) = H_t - h_r$$

Siendo las pérdidas (E1) en la tubería de aspiración despreciables frente a las totales de la bomba; h_r son las pérdidas en el rodete, igual a las pérdidas totales, menos las pérdidas (2S) en la Voluta y corona directriz.

La altura dinámica es:

$$(7) \quad \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

y si se cumple que :

$$c_{1m} = c_{2m}$$

$$\text{condición de rendimiento máximo: } c_{1n} = 0$$

Resulta:

$$\text{Altura dinámica} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{(c_{2m}^2 + c_{2n}^2) - (c_{1m}^2 + c_{1n}^2)}{2g} = \frac{c_{2n}^2}{2g}$$

$$\text{Si: } c_{1m} = c_{2m}, \text{ resulta: } \begin{cases} c_{1m} = q/\Omega_1 = q/\pi r_1^2 \\ c_{2m} = q/\Omega_2 = q/2\pi r_2 b_2 k_2 \end{cases} \Rightarrow r_1 = \sqrt{2 r_2 b_2 k_2}$$

Si se supone que las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro, $c_S = c_E$, y que las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, se tiene:

$$H_m = \frac{P_S - P_E}{\gamma} = \frac{H_p \text{ Rodete} + H_p \text{ Cor. directriz} + H_p \text{ Voluta}}{\gamma}$$

$$= \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{H_p \text{ Cor. direct.} + H_p \text{ Voluta}}{\gamma}$$

1.4. PAR MOTOR

Aplicando el Segundo Teorema de Euler, que dice que el incremento del momento de la cantidad de movimiento del líquido contenido entre los álabes, para un caudal q impulsado, con relación al eje de giro O, tiene que ser igual al momento con relación a dicho eje O, de las fuerzas ejercidas por los álabes sobre el líquido, se tiene:

$$C = G (c_{2n} r_2 - c_{1n} r_1) = \frac{\gamma q}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

(8)

1.5. ECUACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Si N es la potencia aplicada al eje de la bomba, se puede poner en función del par motor C y de la velocidad angular w de la bomba en la forma:

$$N = C w = \frac{\gamma q}{g} w (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) = \quad (9)$$

$$= \frac{\gamma q}{g} \{c_2 (w r_2) \cos \alpha_2 - c_1 (w r_1) \cos \alpha_1\} = \left| \begin{array}{l} u_1 = r_1 w \\ u_2 = r_2 w \end{array} \right| =$$

$$= \frac{\gamma q}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) = \left| \begin{array}{l} c_{2n} = c_2 \cos \alpha_2 \\ c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 \end{array} \right|$$

$$= \frac{\gamma q}{g} (c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1) = \gamma q H_t$$

Despejando H_t se obtiene la ecuación general de las bombas centrífugas:

$$H_t = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1}{g}$$

$$H_m = H_t \eta_{man} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \eta_{man}$$

Se observa que para un rodete dado y una velocidad angular de rotación ω dada, la altura de elevación conseguida por la bomba es independiente del líquido bombeado, es decir, una bomba con un determinado rodete y girando a una velocidad de rotación prefijada conseguiría igual elevación tanto bombeando mercurio como agua, aunque en el caso del mercurio la presión en la brida de impulsión sería 13,6 veces superior a la que se tendría con el agua. Si se tiene en cuenta que de las dos columnas de igual altura de líquido pesa más la correspondiente al más denso, la presión a la salida de la bomba (brida de impulsión) será mayor, por lo que el elevar una misma cantidad de líquido a una misma altura exigirá un mayor consumo de energía cuanto más pesado sea éste. Por lo tanto, una variación de la densidad del

líquido a bombear influye y modifica la presión en la brida de impulsión, así como la potencia a aplicar a la bomba.

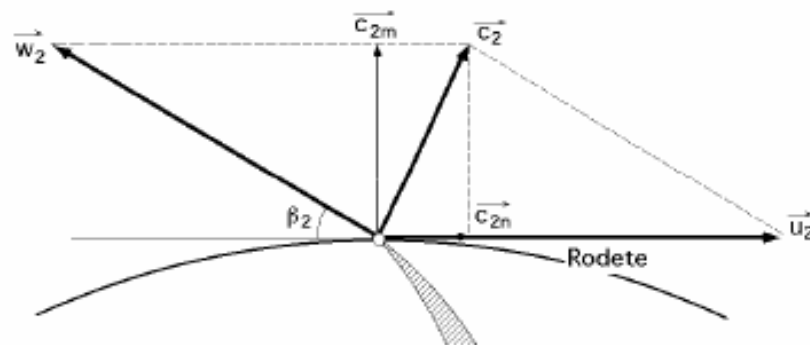


Fig. 4 Triángulo de velocidades a la salida

1.6. SALTO TOTAL MÁXIMO

Para hallar la condición de salto total máximo es necesario que:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = 0 \Rightarrow \cos \alpha_1 = 0 ; \alpha_1 = 90^\circ,$$

$$\Rightarrow \vec{u}_1 \perp \vec{c}_1 \Rightarrow \begin{cases} c_{1m} = c_1 \\ c_{1n} = 0 \end{cases}$$

Quedando la ecuación general en la forma:

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{c_{2n} u_2}{g} \quad (10)$$

Teniendo en cuenta el triángulo de velocidades a la salida del rodete, figura, en el que:

$$c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = u_2 - c_{2m} \cotg \beta_2$$

$$= \left| c_{2m} = \frac{q}{k_2 \Omega_2} \right| = u_2 - \frac{q}{k_2 \Omega_2} \cotg \beta_2$$

El salto total máximo queda en la forma:

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2(u_2 - c_{2m} \cotg \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m} \frac{u_2}{g} \cotg \beta_2$$

$$= \frac{u_2^2}{g} - \left(\frac{u_2}{g k_2 \Omega_2} \cotg \beta_2 \right) q$$

Siendo Ω_2 la sección media de salida del rodete, c_{2m} la velocidad meridiana a la salida del mismo normal a u_2 , y k_u una constante que depende del espesor de las paredes de los álabes a la salida. Esta ecuación se corresponde con un número infinito de álabes, y permite trazar la curva característica de la bomba centrífuga ideal, es decir, la gráfica de la función de la altura creada por la bomba según el caudal, para cada número de revoluciones del rodete.

A su vez, como la velocidad tangencial,

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \text{Cte.} \quad (11)$$

Por serlo el número de revoluciones por minuto n , (revoluciones del motor), y ser además la sección media de salida del rodete

$$\Omega_2 = \text{Cte}, \beta_2 = \text{Cte}, \text{ y } k_2 = \text{Cte},$$

Se puede considerar que:

$$A = \frac{u_2^2}{g} ; B = \frac{u_2}{k_2 g \Omega_2} \cotg \beta_2$$

Son dos constantes que dependen de los parámetros antes citados, por lo que la expresión de la altura total queda en la forma:

$$H_t = A - Bq = f(q)$$

Dicha ecuación es una recta de la que únicamente se conoce su ordenada en el origen **A**, ya que su coeficiente angular **B** depende del ángulo β_2 .

- a) Para $\beta_2 > 90^\circ$, $B < 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es positivo
- b) Para $\beta_2 = 90^\circ$, $B = 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es cero, recta paralela al eje q
- c) Para $\beta_2 < 90^\circ$, $B > 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es negativo.

En las bombas centrífugas destinadas a crear alturas de presión se tiene $\beta_2 < 90^\circ$, de forma que una parte de la presión la crea el rodete y otra parte se origina en la voluta por transformación de la energía dinámica en energía de presión; sin embargo existen bombas centrífugas con $\beta_2 \geq 90^\circ$, en las que se

dota al líquido de una cierta velocidad, sin que en la voluta exista apenas transformación de energía dinámica en energía de presión.

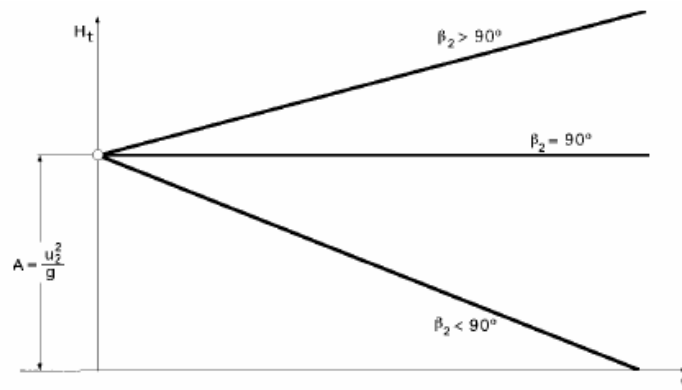


Fig. 5 Altura total

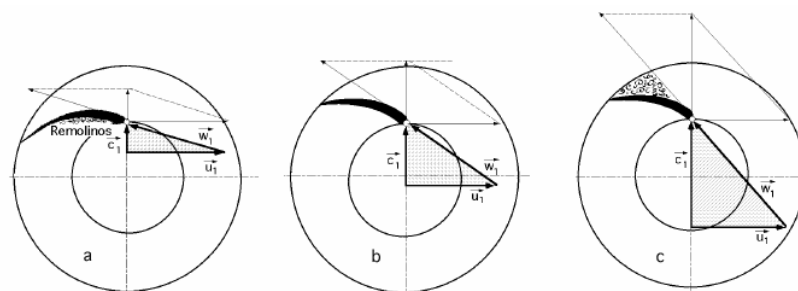


Fig. 6 Triángulo de velocidades a la entrada con $\alpha_1=90^\circ$ y desprendimientos de la corriente líquida a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

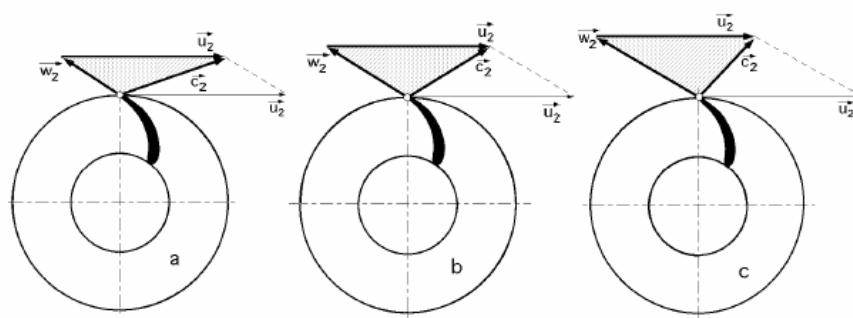


Fig. 7 Modificación del triángulo de velocidades a la salida al variar el flujo a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

2. CLASIFICACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS:

En la actualidad se encuentran en uso dos tipos de bombas:

- Desplazamiento Positivo:
 - Reciprocantes
 - Rotatorias
- Rotodinámicas (Rotatorias): Centrífugas

Las bombas reciprocantes de desplazamiento positivo, presentan una frontera móvil (pistón) que fuerza al fluido a través de cambios de volumen. Se abre una cavidad (cilindro) y el líquido es entonces "comprimido" saliendo de la cavidad por medio de una válvula de salida.

Todas las bombas de desplazamiento positivo producen un flujo pulsátil o periódico. Su mayor ventaja es que pueden manejar cualquier líquido independientemente de su viscosidad.

2.1. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

En las bombas centrífugas la energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimientos de rotación, a diferencia de las de desplazamiento

volumétrico o positivo, rotativos (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc.) y alternativos de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas.

Las **ventajas** principales de las bombas centrífugas son:

Caudal constante, presión uniforme, sencillez de construcción, tamaño reducido, bajo mantenimiento y flexibilidad de regulación.

Uno de sus pocos **inconvenientes** es la necesidad de cebado previo al funcionamiento, ya que las bombas centrífugas, al contrario que las de desplazamiento positivo, no son autoaspirantes.

Los principales tipos de bombas centrífugas son:

Radiales, axiales y diagonales.

De impulsor abierto, semiabierto y cerrado

Horizontales y verticales.

2.1.1. BOMBAS RADIALES, AXIALES Y DIAGONALES

Se ha considerado como bombas centrífugas desde las propiamente centrífugas o radiales, en las que la energía se cede al líquido esencialmente mediante la acción de la **fuerza centrífuga**, hasta las axiales, en las que la energía se cede al líquido por la **impulsión** ejercida por los álabes sobre el mismo. En las bombas centrífugas radiales la corriente líquida se verifica en planos radiales, en las axiales en superficies cilíndricas alrededor del eje de

rotación y en las diagonales radiales y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

El **tipo** de una bomba que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor, viene caracterizado por su velocidad específica, calculada en el punto de funcionamiento de diseño, es decir, en el punto de máximo rendimiento de la curva característica.

El número específico de revoluciones es constante para un impulsor determinado, para cualquier velocidad de giro n , ya que q y H_m se modifican también al mismo tiempo. Su valor no se modifica al alterar las dimensiones del impulsor, ya que todos los impulsores geoméricamente semejantes con un rendimiento aceptable tienen la misma velocidad específica, aunque pueden admitir ligeras variaciones en el ángulo de salida, forma del álabe, etc.; el nº específico de revoluciones depende también de la voluta

La velocidad específica del impulsor es un índice de su geometría y proporciona una idea de sus dimensiones principales, como en la siguiente figura. La relación entre los diámetros de entrada y salida D_1 / D_2 , es (dentro de ciertos límites) directamente proporcional al nº específico de revoluciones y fue uno de los índices utilizados antes de que se impusiera el concepto de velocidad específica.

La **forma de los álabes** en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro, $\beta_2 < 90^\circ$, y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

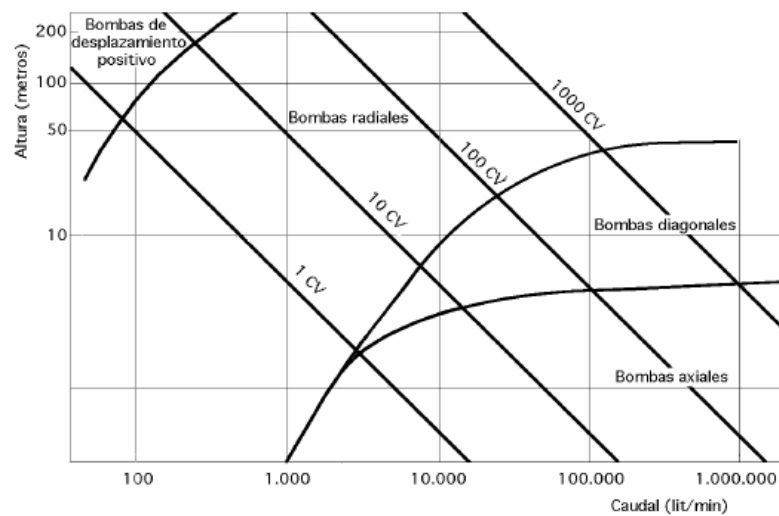


Fig. 8 Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas

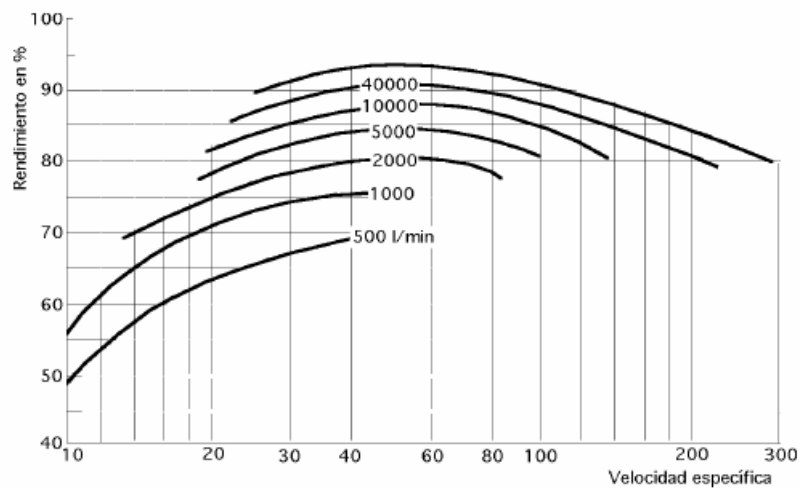


Fig. 9 Relación entre el rendimiento de diversas Bombas centrífugas y su velocidad específica

Rendimiento-velocidad específica

En el extremo de las velocidades específicas bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, incluyendo:

a) Las pérdidas de carga debidas al más largo recorrido interno

b) Las pérdidas por rozamiento de las paredes del rodete impulsor de gran diámetro al girar en el líquido, (rozamiento del disco). Las pérdidas por fugas (volumétricas) son también grandes. Al crecer la velocidad específica, el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, las pérdidas debidas a deficiencias en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.

Los rendimientos óptimos se calculan para una velocidad específica $n_q=50$, como en la figura anterior, en la que la combinación de las pérdidas descritas, variables con n_q , tiene un efecto mínimo. El que bombas de igual velocidad específica puedan tener rendimientos diferentes, menores para caudales más bajos, se debe a que las leyes de semejanza hidráulica no se cumplen exactamente con tener sólo en cuenta la semejanza geométrica existente.

Las curvas (rendimiento-velocidad específica) se han ido desplazando en sentido ascendente (mayores rendimientos) a medida que las técnicas empleadas en su fabricación se ha ido perfeccionando.

2.1.2. BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO, SEMIABIERTO Y CERRADO

Teniendo en cuenta su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:

- **De álabes aislados (abiertos)**
- **Con una pared o disco lateral de apoyo (semiabiertos)**
- **Con ambas paredes laterales (cerrados).**

Esta clasificación es independiente de la más general, que se refiere al tipo de diseño hidráulico, por lo que en esta nueva clasificación puede haber impulsores centrífugos y de flujo mixto, abiertos, semiabiertos o cerrados.

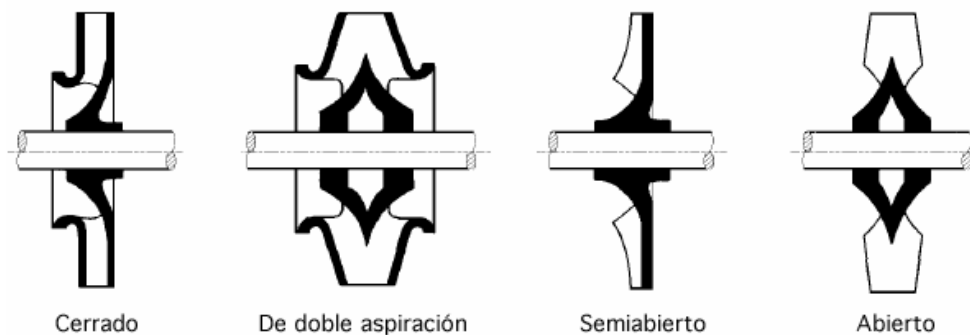


Fig. 10 Tipos de impulsores

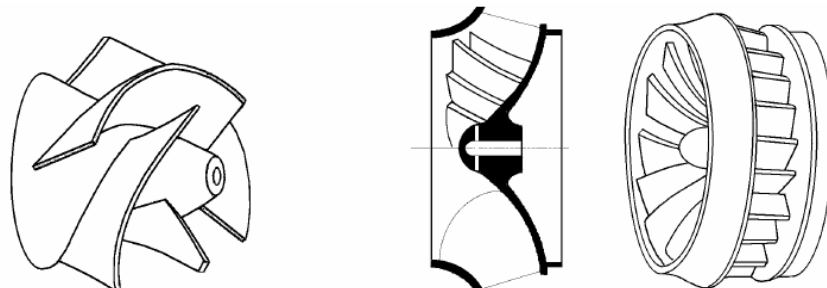


Fig. 11 Rodete de bomba diagonal abierta y rodete de bomba cerrado tipo Francis

Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación, que hace las veces de cubo del impulsor, como si fuese la pared posterior de los radiales y diagonales.

2.1.2.1. IMPULSORES ABIERTOS

En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas. Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria. En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

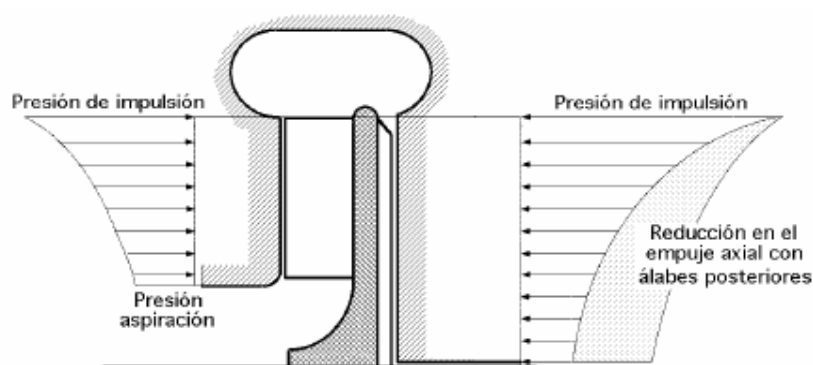


Fig. 12 Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores

2.1.2.2. IMPULSORES SEMIABIERTOS

Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia; cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, hay que cambiar el impulsor.

Para el servicio con líquidos abrasivos algunas veces se disponen placas laterales de desgaste de fácil intercambio, construidas con materiales especiales como el acero inoxidable que tiene mayor dureza, que no resulta costoso, ya que la carcasa de la bomba sigue siendo de fundición.

La escasa tolerancia lateral del impulsor hace que una posible desviación del eje pueda tener graves consecuencias, al igual que las dilataciones o contracciones anormales, que en esta situación tienen mucha mayor importancia que en los impulsores cerrados.

El empuje axial en los impulsores abiertos es mayor que en los cerrados, pues la parte anterior está sometida a una presión media menor; para paliar este defecto se les provee de álabes posteriores, que disminuyen en gran manera la presión media en la cara posterior. También sirven para evitar que el líquido que de estancado cerca del eje y empaquetaduras, ya que si el líquido fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

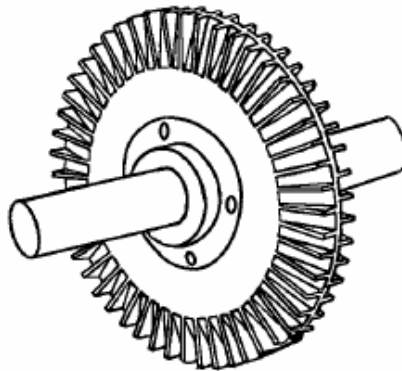


Fig. 13 Impulsor de una bomba de torbellino con álabes Radiales a ambos lados del disco

Las ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado son:

- La menor tendencia a obstruirse que le hace adecuado para líquidos sucios.
- El menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento.
- Una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados.

- Una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un coste menor de fabricación.

Aunque al principio los impulsores se hacían abiertos, de doble aspiración, hoy en día han caído en desuso por dificultades de ajuste y sólo se fabrican los de aspiración simple.

2.1.2.3. IMPULSORES CERRADOS

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior. El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno montado en la carcasa y el otro que gira montado en el impulsor.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Respecto al **desgaste**, se pueden hacer de materiales especiales para condiciones de funcionamiento y servicio particularmente duras.

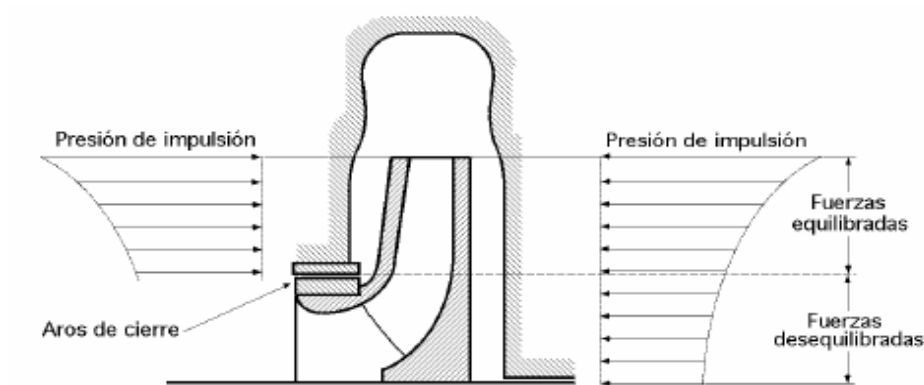


Fig. 14 Empuje axial en impulsor cerrado

A menudo, en vez de estos aros dobles se utiliza sólo un aro montado en la carcasa, de forma que la superficie rozante móvil pertenece al propio impulsor; en estos casos, en el impulsor se deja material suficiente para poder rectificar su superficie desgastada, si procede, cambiando el aro de la carcasa por uno nuevo de diámetro ligeramente diferente, de forma que deje el juego conveniente con el impulsor.

Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos; sus ventajas son, ausencia de empuje axial, una menor NPSHr y una mayor capacidad de aspiración. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.

Los impulsores de simple aspiración, cuando están provistos en la parte posterior de una cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo

tienen aros a ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrado que, hidráulicamente, es bastante eficaz.

Los impulsores cerrados pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas. Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales más difíciles que en los abiertos. Hidráulicamente, el rozamiento de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas volumétricas son menores.

La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor y para ello se diseñan impulsores especiales con oído de gran área, canales lo más amplios posibles, pequeño número de álabes, 2 ó 3, y éstos con los bordes de entrada redondeados.

2.1.3. BOMBAS HORIZONTALES Y VERTICALES

El eje de rotación de una bomba puede ser horizontal o vertical, (rara vez inclinado). De esta disposición se derivan diferencias estructurales en la construcción de la bomba que a veces son importantes, por lo que también las aplicaciones de los dos tipos de construcción suelen ser, a menudo, distintas y bien definidas.

2.1.3.1. BOMBAS HORIZONTALES.- La disposición del eje de giro horizontal presupone que la bomba y el motor se hallan a la misma altura; éste tipo de bombas se utiliza para funcionamiento en seco, exterior al líquido bombeado que llega a la bomba por medio de una tubería de aspiración. Las bombas centrífugas, sin embargo, no deben rodar en seco, ya que necesitan del líquido bombeado como lubricante entre aros rozantes e impulsor, y entre empaquetadura y eje. Como no son autoaspirantes requieren, antes de su puesta en marcha, el estar cebadas; esto no es fácil de conseguir si la bomba no trabaja en carga, estando por encima del nivel del líquido, que es el caso más corriente con bombas horizontales, siendo a menudo necesarias las válvulas de pie, (aspiración), y los distintos sistemas de cebado.

Como ventajas específicas se puede decir que las bombas horizontales, (excepto para grandes tamaños), son de construcción más barata que las verticales y, especialmente, su mantenimiento y conservación es mucho más sencillo y económico; el desmontaje de la bomba se suele hacer sin necesidad de mover el motor y al igual que en las de cámara partida, sin tocar siquiera las conexiones de aspiración e impulsión.

2.1.3.2. BOMBAS VERTICALES

Las bombas con eje de giro en posición vertical tienen, casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en

las horizontales, que la bomba trabaje rodeada por el líquido a bombear, estando, sin embargo, el motor por encima de éste.

Bombas verticales de funcionamiento en seco. En las bombas verticales no sumergidas, el motor puede estar inmediatamente sobre la bomba, o muy por encima de ésta. El elevarlo responde a la necesidad de protegerlo de una posible inundación o para hacerlo más accesible si, por ejemplo, la bomba trabaja en un pozo. El eje alargado puede ser rígido o flexible por medio de juntas universales, lo que simplifica el siempre difícil problema del alineamiento.

Se emplean muy a menudo las mismas bombas horizontales modificadas únicamente en sus cojinetes. La aspiración es lateral, (horizontal); en las bombas grandes, frecuentemente, es por abajo, aunque a veces se transforma en lateral mediante un simple codo.

La ventaja de las bombas verticales, es que requieren muy poco espacio horizontal que las hace insustituibles en barcos, pozos, etc; sin embargo se necesita un espacio vertical superior suficiente para permitir su cómodo montaje y desmontaje.

Para bombas de gran caudal, la construcción vertical resulta en general más barata que la horizontal. Las bombas verticales se emplean normalmente en

aplicaciones marinas, para aguas sucias, drenajes, irrigación, circulación de condensadores, etc.

Bombas verticales sumergidas.- El funcionamiento sumergido de las bombas centrífugas elimina el inconveniente del cebado, por lo que el impulsor se halla continuamente, aún parado, rodeado por el líquido a impulsar y, por lo tanto, la bomba está en disposición de funcionar en cualquier momento. El control de la unidad requiere únicamente la puesta en marcha del motor de accionamiento, sin necesidad de dispositivos adicionales de cebado previo. La aspiración, que es siempre por abajo, se hace a una cierta profundidad con respecto al nivel libre del líquido. Si esta profundidad es menor de lo debido, 2 ó 3 veces el diámetro del orificio de aspiración, se pueden crear en la superficie vórtices o remolinos por cuyo centro se introduce aire en la bomba, con la consiguiente pérdida de caudal y deficiente funcionamiento.

El eje del que van provistas estas bombas, va guiado normalmente por cojinetes de fricción separados a intervalos regulares (de 1,5 a 3 metros) y lubricados por aceite, grasa, o el mismo líquido bombeado; en este último caso, el eje se suele disponer en el interior de la tubería de impulsión vertical, cerca del motor, en que ésta se desvía horizontalmente mediante un codo adecuado.

En los casos de lubricación por grasa o aceite, el eje va dentro de un tubo portador de los cojinetes, siendo este conjunto, a su vez, exterior o interior a la tubería de impulsión. La otra solución tiene la ventaja de requerir un menor espacio, siendo en ambos casos innecesaria la empaquetadura, lo que constituye también una circunstancia muy favorable, dados los inconvenientes que ésta lleva a veces consigo.

Las bombas sumergidas tienen la ventaja de ocupar un espacio horizontal mínimo, sólo el necesario para acomodar el motor vertical y la impulsión, siendo incluso ésta a veces subterránea.

Las ventajas hidráulicas son evidentes al desaparecer todos los problemas de aspiración que constituyen el principal inconveniente en el funcionamiento de las bombas centrífugas.

Desde un punto de vista mecánico, esta disposición presenta grandes inconvenientes con respecto a la horizontal. Las bombas son inicialmente más caras y su mantenimiento mucho más elevados, ya que cualquier reparación exige el desmontaje de la bomba para izarla a la superficie.

El eje alargado, somete a los cojinetes a un trabajo duro que sobre todo, si están lubricados por agua o líquidos sin grandes propiedades lubricantes, hace que su vida sea corta e imprevisible.

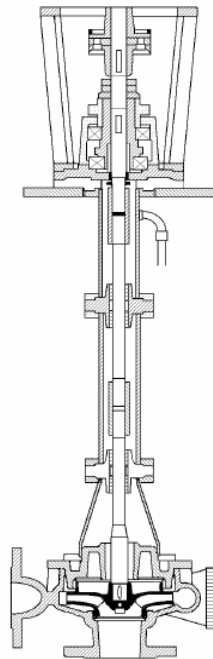


Fig. 15 Bomba de eje vertical

Los tipos más importantes de bombas verticales sumergidas son:

- Las bombas de turbina verticales o de pozo profundo
- Las bombas de hélice

2.1.3.2.1 BOMBAS DE TURBINA VERTICALES.- Entre las bombas sumergidas, las más importantes son las llamadas de pozo profundo, de sondeo o de turbina vertical, que fueron desarrolladas para la explotación de pozos, perforaciones y sondeos de diámetro reducido, lo que limita la altura por etapa, e implica la utilización de bombas multicelulares para reducir el espacio.

El impulsor de aspiración simple, puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta. Los impulsores semiabiertos, sin embargo, aparte de su mayor empuje axial, hasta el 50% mayor, requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje. El conjunto de difusores de la bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor. A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando el rendimiento, dotando de una cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión.

La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 o más, añadiendo difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc; no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales sumergidas, de ser caras y exigir unos costes de mantenimiento elevados.

Las bombas verticales de turbina han llegado a un grado de perfección notable con rendimientos altos y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riegos en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo

en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas de turbina vertical.

Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

- BOMBAS DE TURBINA VERTICALES CON EL MOTOR POR ENCIMA

En estas bombas, el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por aceite, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por agua de una fuente externa.

El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Con estas bombas se pueden alcanzar unos 200 m.c.a., pero los problemas que ocasionan las imperfecciones en la rectitud del eje, influyen en gran manera en la vida de los cojinetes y en las vibraciones durante el funcionamiento, que crecen en gran manera con la longitud del eje.

- BOMBAS DE TURBINA VERTICALES CON EL MOTOR SUMERGIDO

Con objeto de evitar las desventajas que se derivan de la excesiva longitud del eje, en las bombas sumergidas se han desarrollado motores eléctricos

capaces de funcionar rodeados de líquido y de dimensiones tales que les permite ir montados en el interior del pozo.

De esta forma, colocando los motores inmediatamente por debajo de la bomba, desaparece la necesidad del eje, cojinetes y tubo protector, por lo que la tubería de impulsión puede ser de menor diámetro para pérdidas de carga semejantes.

Los motores pueden ser de funcionamiento en seco con cierre hermético, o inundados, en cuyo caso los aislamientos han de tener características muy especiales. Las ventajas del motor sumergido se hacen apreciables, sobre todo, en pozos muy profundos de más de 30 m, o bien inclinados o curvados. El espacio requerido en la superficie es, evidentemente mínimo e incluso nulo con descarga subterránea.

Las desventajas son un menor rendimiento y menor vida del motor y la necesidad ineludible del desmontaje total para cualquier revisión o reparación de la bomba o del motor.

2.1.3.2 BOMBAS VERTICALES DE HÉLICE.

Para manejar grandes caudales con pequeñas alturas se usan, a menudo, bombas hélice en posición vertical y funcionamiento sumergido. La simplicidad de estas bombas llega algunas veces a ser máxima, consistiendo

sólo en el impulsor axial abierto provisto de un eje vertical, que gira dentro de la tubería de impulsión.

A veces pueden llevar un difusor o algunos álabes directores; a la entrada se pueden disponer también álabes directores con objeto de evitar o reducir una prerotación excesiva de la vena líquida en la aspiración, que puede dar lugar a remolinos o vórtices en la superficie del líquido.

El eje puede estar lubricado por aceite, en cuyo caso va dispuesto dentro del correspondiente tubo protector con los cojinetes de apoyo.

El impulsor puede ir en voladizo o bien tener cojinete inferior, que aunque constituye un pequeño estorbo para la aspiración, tiene un papel importante dado la estrecha tolerancia radial entre el impulsor y la tubería que le rodea.

En ciertas bombas de este tipo es posible desmontar el eje y el impulsor desde arriba, sin necesidad de retirar la tubería de impulsión, facilitándose algo la accesibilidad y el mantenimiento, lo que es posiblemente el más grave inconveniente de las bombas sumergidas.

3. CURVAS CARACTERÍSTICAS

La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma, $H_m = F(q)$, que relaciona el caudal con la altura manométrica. La relación entre la altura manométrica y la total es:

$$(12) H_m = H_t - \Delta i = A - B q - \Delta i$$

Por lo que si a la altura total, para cada caudal q , se le resta las pérdidas de carga interiores Δ_i , Se obtienen las alturas manométricas relativas a cada uno de los caudales q .

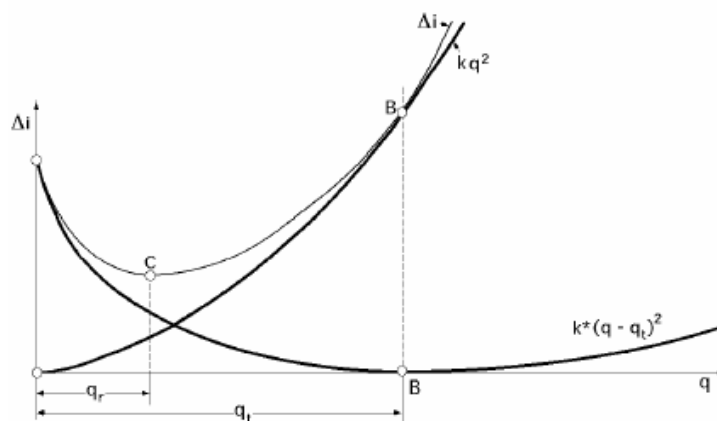


Fig. 16 Pérdidas en una bomba

Las pérdidas internas Δ_i son de dos tipos:

- Las debidas al **rozamiento del líquido**, que son proporcionales al caudal circulante q :

$$(13) \Delta_{roz} = k q^2$$

En donde k es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los alabes y de la voluta, etc.

- Las debidas a las **componentes de choque** que se producen cuando el caudal que circula q es diferente del caudal de diseño q_t de la forma,

$$(14) \quad \Delta_{\text{choque}} = k^* (q - q_t)^2$$

Se observa que para: $q = q_t$, son nulas; k^* es otra constante que también depende de las dimensiones del rodete, voluta, etc.

En consecuencia las pérdidas de carga interiores de la bomba son:

$$\Delta i = \Delta_{\text{roz}} + \Delta_{\text{choque}} = k q^2 + k^* (q - q_t)^2 \quad (15)$$

$$= h_{\text{rodete}} + h_{\text{corona}} + h_{\text{voluta}} = h_r + h_{cd} + h_v$$

Las pérdidas Δi tienen un valor mínimo para un caudal q_r distinto del q_t en la forma:

$$\left. \frac{d\Delta i}{dq} \right)_{q=q_r} = 2 k q_r + 2 k^* (q_r - q_t) = 0$$

$$q_r = \frac{k^*}{k + k^*} q_t \Rightarrow q_r < q_t$$

Que es menor que q_t . Si se representan las pérdidas de carga interiores de la bomba Δi en función de los caudales q , se observa que el punto B, de la

figura anterior, se corresponde con el caudal nominal o de diseño q_t mientras que el punto C representa el mínimo de pérdidas de carga interiores Δi al que corresponde un caudal q_r . De todo lo visto, la ecuación de la curva característica es:

$$H_m = A - Bq - \Delta i = A - Bq - kq^2 - k^*(q - q_t)^2 = A - Bq - Cq^2$$

Y, por lo tanto, su representación gráfica se obtiene, como sabemos, restando las pérdidas internas de la altura total para cada caudal q .

Hay que tener presente que para $q = 0$ las pérdidas de carga internas Δi no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada, caudal nulo, los alabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.

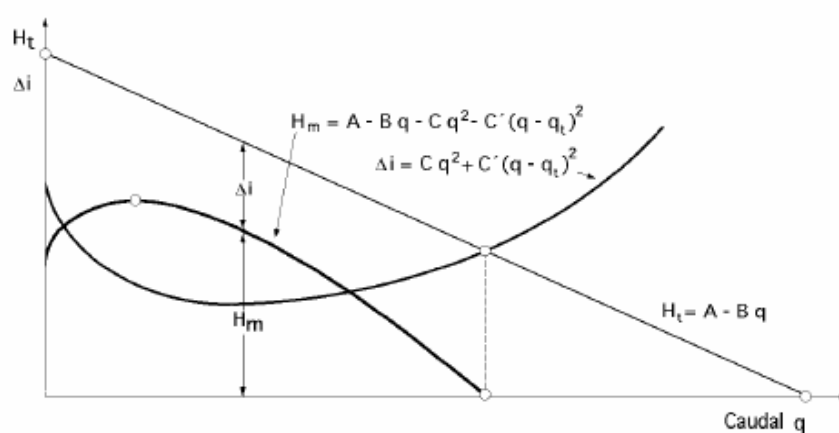


Fig. 17 Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga

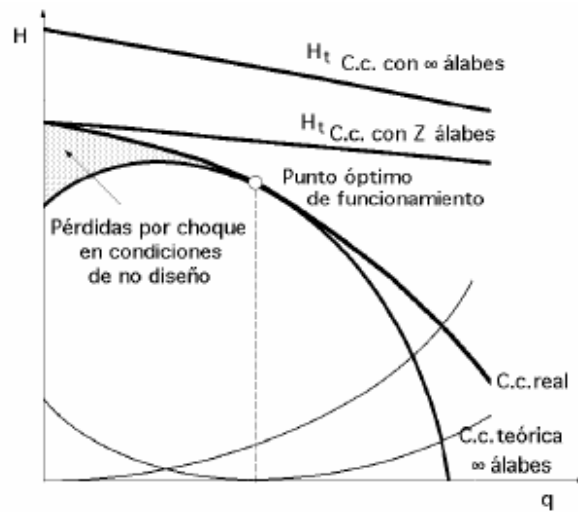


Fig. 18 Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y pérdidas Correspondientes

3.1. VARIACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CON LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN.

La altura manométrica y el caudal de una bomba varían según la velocidad de rotación, dependiendo esta variación de las leyes de semejanza:

$$\frac{q}{q'} = \frac{n}{n'} \quad ; \quad \frac{H_m}{H'_m} = \frac{n^2}{n'^2}$$

La ley de variación de H_m , q y n , viene a su vez definida por la ecuación de las curvas características, de la forma:

$$H_m = A - Bq - Cq^2$$

En la que los valores de A y B son:

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \right| = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 = C_1 n^2 \quad ; \quad C_1 = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600 g} = 2,7975 \cdot 10^{-4} D_2^2$$

$$B = \frac{\cotg \beta_2}{g k_2 \Omega_2} \frac{\pi D_2 n}{60} = C_2 n \quad ; \quad C_2 = \frac{\pi D_2 \cotg \beta_2}{60 g k_2 \Omega_2} = 5,3428 \frac{D_2 \cotg \beta_2}{k_2 \Omega_2}$$

Por lo que el valor de H_m será:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

Que es la ecuación de las curvas características, en la que C_1 y C_2 son constantes para cada bomba y C es otra constante propia de la bomba e independiente de la velocidad de giro.

3.2. SUPERFICIE CARACTERÍSTICA

Si la ecuación anterior se representa en el espacio tomando como ejes ortogonales H_m , q y n , resulta una superficie que es la característica de la bomba centrífuga, **paraboloide hiperbólico**; si en dicha superficie se considera la intersección con la familia de planos paralelos al (H_m, q) , es decir, planos de ecuación, $n = Cte$, se obtiene una familia de parábolas que constituyen las curvas características de la bomba, a diversas velocidades de rotación, cuyas ecuaciones se deducen dando a n diversos valores, parábolas que vienen determinadas por un parámetro de la forma $p = C/2$,

que para una bomba dada es constante para toda la familia de curvas características, ya que C es independiente de la velocidad de rotación n .

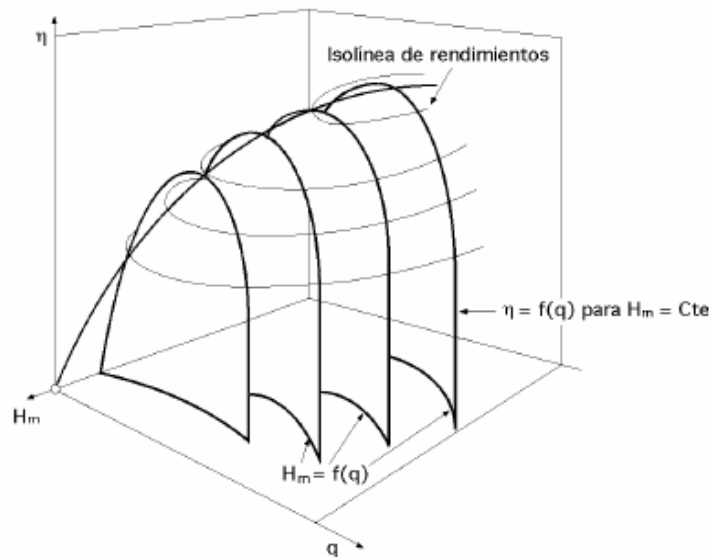


Fig. 19 Representación espacial de las curvas características de una bomba

De ello se deduce que las curvas características de una bomba dada correspondientes a distintas velocidades de rotación n son congruentes.

Si estas curvas características se proyectan sobre un plano paralelo al (H_m, q) , se obtiene una familia de parábolas congruentes, de forma que sus máximos $A_1, A_2, A_3 \dots$ están a su vez sobre otra parábola (OA) ; asimismo, cada serie de puntos homólogos $B_1, B_2, B_3 \dots, C_1, C_2, C_3 \dots$, estarán sobre otras tantas parábolas $(OB), (OC)$, respectivamente. En efecto, dadas una serie de curvas características de una bomba, correspondientes a velocidades de giro $n_1, n_2, n_3 \dots$, y si en dichas curvas se consideran los

máximos A1, A2, A3 ..., que corresponden a puntos homólogos (H_{mA_1} , q_{A_1}), (H_{mA_2} , q_{A_2}), (H_{mA_3} , q_{A_3}) ..., respectivamente, las ecuaciones de semejanza quedan en la forma:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{q_{A_1}}{q_{A_2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad ; \quad \frac{H_{mA_1}}{H_{mA_2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \left(\frac{q_{A_1}}{q_{A_2}}\right)^2 \\ \frac{q_{A_2}}{q_{A_3}} = \frac{n_2}{n_3} \quad ; \quad \frac{H_{mA_2}}{H_{mA_3}} = \frac{n_2^2}{n_3^2} = \left(\frac{q_{A_2}}{q_{A_3}}\right)^2 \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{H_{mA_1}}{q_{A_1}^2} = \frac{H_{mA_2}}{q_{A_2}^2} = \dots = \frac{H_{mA}}{q_A^2} = k_A$$

En donde k_A es una constante para todos los puntos homólogos A1, A2, A3..., por lo que todos estarán sobre una parábola (OA) de regímenes semejantes, (igual rendimiento), de ecuación:

$$H_{mA} = k_A q_A^2$$

En la que la constante k_A se deduce conociendo uno cualquiera de estos puntos, dividiendo la altura manométrica del mismo por el cuadrado del caudal correspondiente. Así mismo, en cualquier otra serie de puntos homólogos que no sean los máximos, las leyes de semejanza serían idénticas, de la forma:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{H_{mB_1}}{q_{B_1}^2} = \frac{H_{mB_2}}{q_{B_2}^2} = \dots = \frac{H_{mB}}{q_B^2} = k_B \\ \frac{H_{mC_1}}{q_{C_1}^2} = \frac{H_{mC_2}}{q_{C_2}^2} = \dots = \frac{H_{mC}}{q_C^2} = k_C \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \Rightarrow H_{mB} = k_B q_B^2 \quad ; \quad H_{mC} = k_C q_C^2$$

Que dicen que, los puntos homólogos están sobre otras tantas parábolas cuyas ecuaciones son las indicadas en dicho sistema.

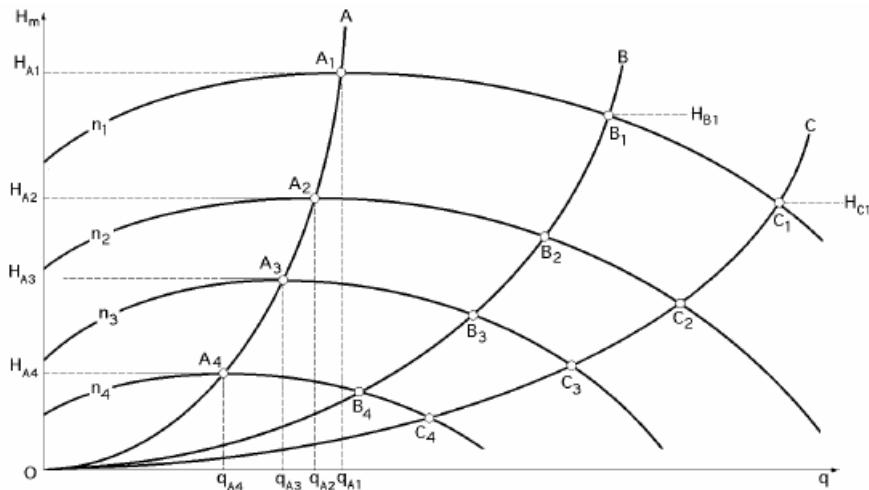


Fig. 20 Proyección sobre el plano (H_m, q) de las Curvas características de una bomba

Estas parábolas se conocen como **parábolas de regímenes semejantes**. De todo ello se deduce que si se conoce la curva característica correspondiente a un número de revoluciones n , se conocen todas las curvas características para un número de revoluciones cualquiera. Si por ejemplo se conoce la curva característica correspondiente a n_1 rpm y el punto de funcionamiento dado por el caudal q_{A1} y la altura manométrica H_{mA1} del punto A_1 de dicha curva característica, se determina la constante k_A en la forma:

$$(16) \quad k_A = \frac{H_{mA1}}{q_{A1}^2}$$

Y a partir de ella la ecuación de la parábola de regímenes semejantes (OA) en la forma:

$$H_{mA} = k_A Q_A^2$$

Que en la posición A2, (dado que A1 y A2 tienen el mismo rendimiento por estar sobre la misma parábola de regímenes semejantes), permite determinar el caudal q_{A2} o la altura H_{mA2} si se conoce n_2 , o viceversa, mediante las expresiones:

$$Q_{A_2} = Q_{A_1} \frac{n_2}{n_1}$$
$$H_{mA_2} = H_{mA_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_{mA_1} \left(\frac{Q_{A_2}}{Q_{A_1}}\right)^2$$

En general, la curva característica suele aparecer con una ligera caída hacia la derecha; en principio podría parecer que mejor hubiera sido horizontal, pues permitiría regular la bomba en amplios intervalos de caudales, dando siempre la misma presión o altura de impulsión; sin embargo, el caudal se puede regular accionando la válvula de impulsión, de forma que la variación de presión que con esto se provoca, permite ajustar el caudal al valor deseado. La determinación del n° de revoluciones de la nueva curva característica de la bomba, al modificar el caudal.

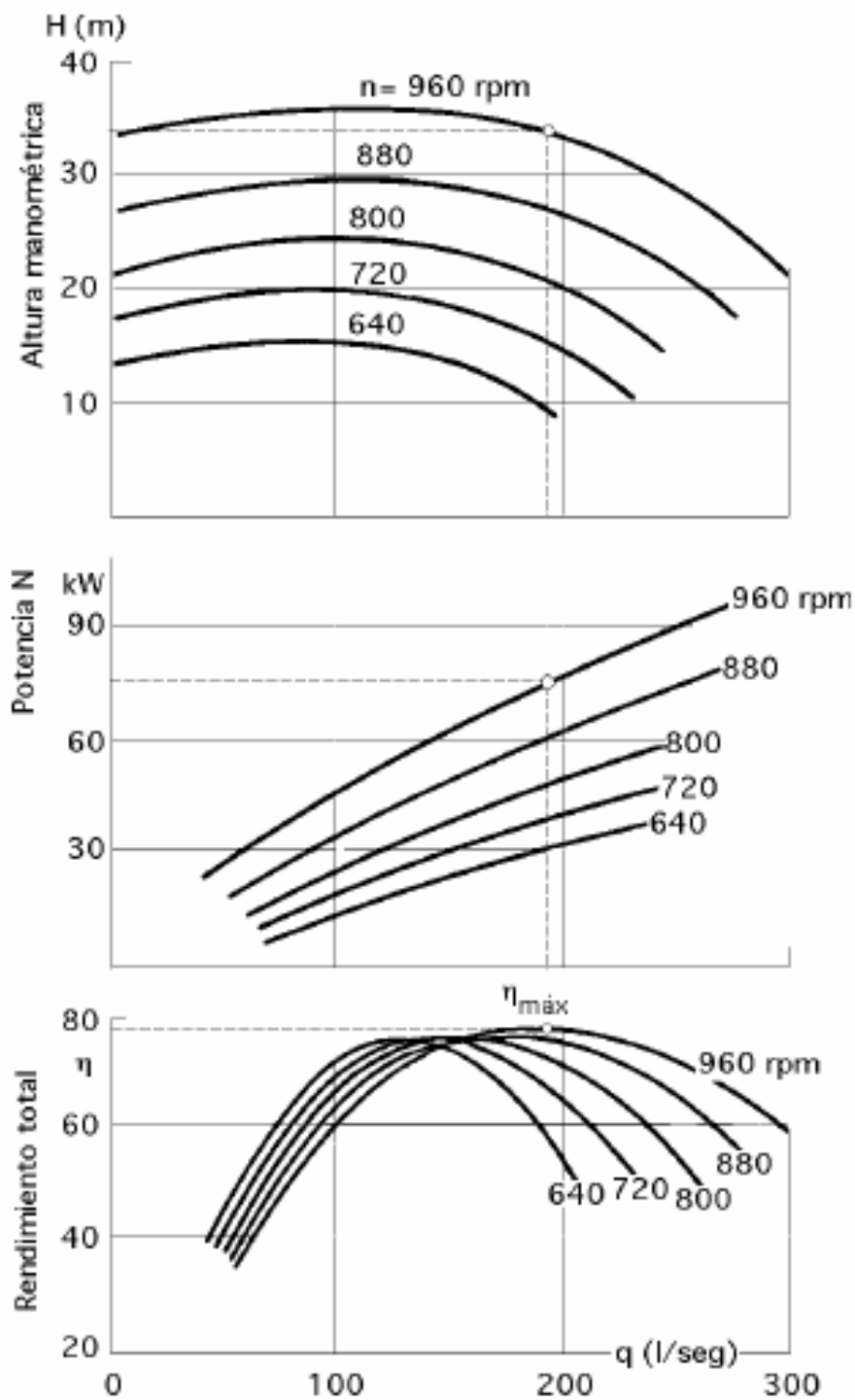


Fig. 21 Ensayo completo de una bomba centrífuga a diferente nº de rpm.

Curvas, $H_m = f(q)$; $N = f(q)$; $h = f(q)$

3.3. COLINA DE RENDIMIENTOS

Una propiedad muy importante que liga los puntos A1, A2, A3..., B1, B2, B3..., es que el rendimiento manométrico es constante para cada parábola de regímenes semejantes, pero distinto de una serie de puntos a otra sobre la curva característica; conviene indicar así mismo que entre los distintos puntos de una misma curva característica de una bomba, no se verifican las relaciones de semejanza, pues, aunque se cumple la condición de semejanza geométrica por tratarse del mismo rodete, no se cumple la semejanza cinemática, por cuanto los triángulos de velocidades no son semejantes, ya que aunque el ángulo β_2 del rodete es fijo para un rodete determinado, así como la velocidad periférica u_2 , resulta que al ser los caudales q_A, q_B, q_C, \dots distintos, las velocidades absolutas de salida c_2 también serán distintas con ángulos α_2 diferentes. Los puntos de rendimiento manométrico máximo M1, M2..., serán, por lo tanto, puntos de una parábola de regímenes semejantes, tal, que la tangente en estos puntos a las curvas características correspondientes, pasan todas por los puntos b de la figura, intersección de las rectas, $H_t = A - B q$, con el eje de caudales q . En efecto, si por el punto b_1 se traza una recta cualquiera arbitraria que corte a la curva característica en dos puntos, A1 y B1, las paralelas al eje de alturas manométricas H_m trazadas por estos puntos, determinarán en la recta, $H_t = f(q)$, los puntos A* y B*, y en el eje q , los A' y B' verificándose que:

$$\frac{\overline{RO}}{\overline{FO}} = \frac{\overline{A_1A'}}{\overline{A^*A'}} = \frac{\overline{B_1B'}}{\overline{B^*B'}} = \frac{H_m}{H_t} = \eta_{man}$$

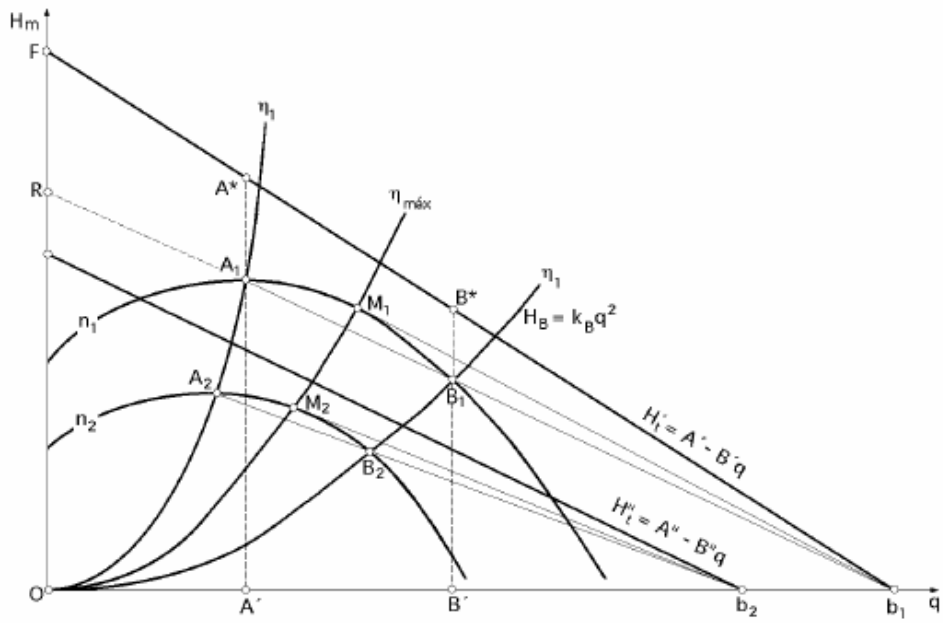


Fig. 22 Determinación de los rendimientos en bombas centrífugas

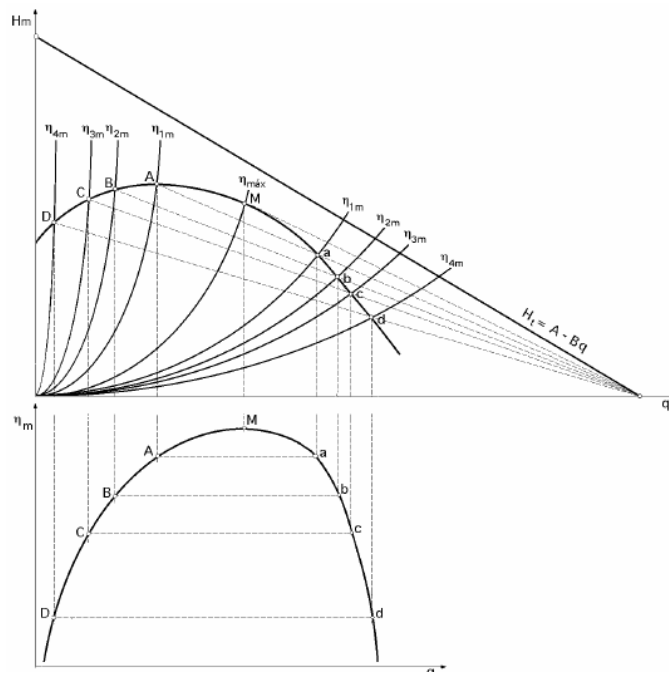


Fig. 23 Curva de rendimiento manométrico perteneciente a una curva característica determinada

Lo que los puntos A1 y B1 son de igual rendimiento manométrico, de valor:

$$\eta_{\text{man}} = \eta_{\text{manA}} = \eta_{\text{manB}} = \frac{\overline{RO}}{\overline{FO}}$$

Y, por lo tanto, para cada valor del rendimiento manométrico existen, para cada curva característica, dos parábolas de regímenes semejantes que lo tienen, las cuales se encuentran a uno y otro lado de la parábola de regímenes semejantes de máximo rendimiento manométrico.

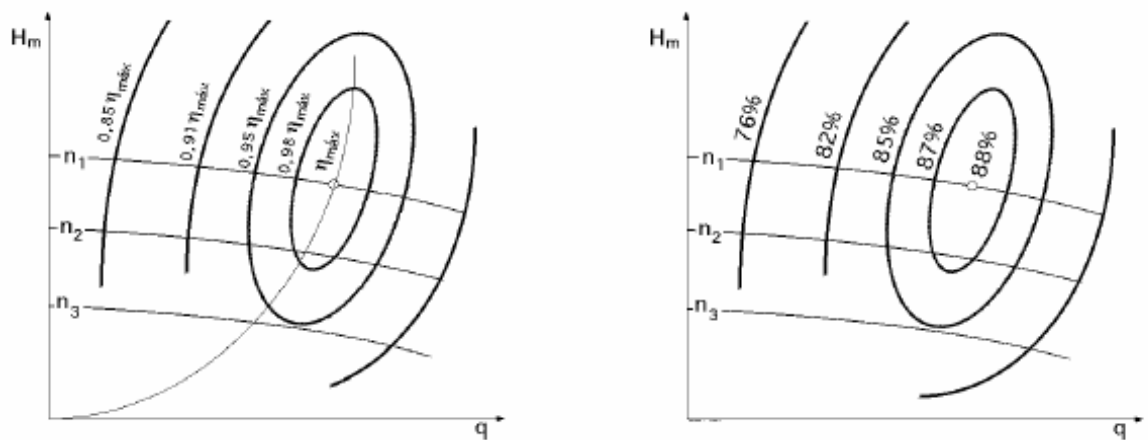


Fig. 24 Colinas de rendimientos

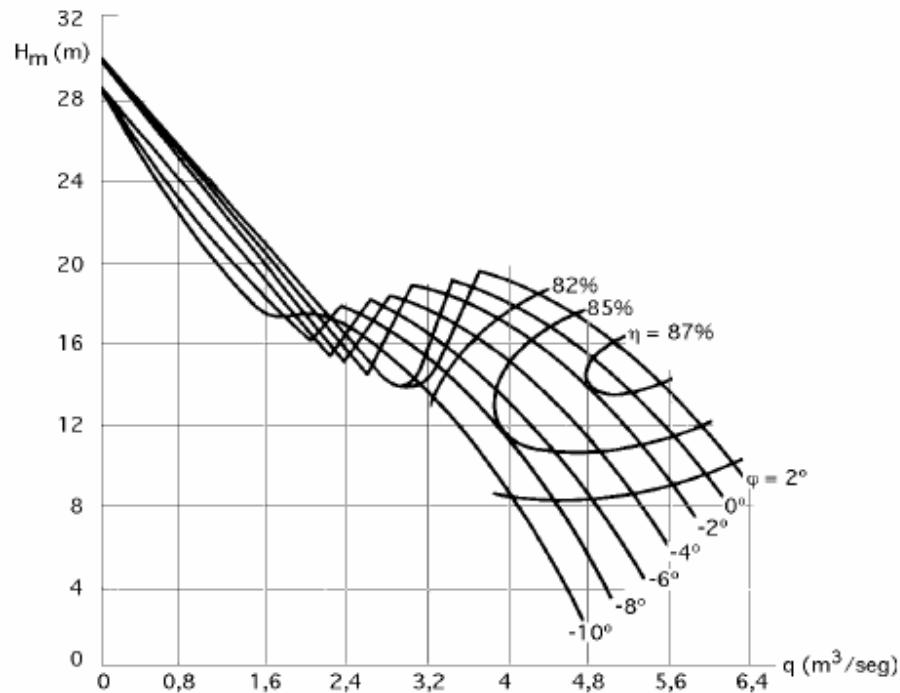


Fig. 25 Curvas características de una bomba hélice y colina de rendimientos

Aunque teóricamente para un número infinito de alabes las curvas de igual rendimiento pasan por el origen O, lo cierto es que para un número finito de álabes, se unen tanto por la parte inferior para pequeños caudales, como por la parte superior para grandes caudales, dando origen a unas curvas cerradas cuyo conjunto forma lo que se denomina **colina de rendimientos**. La justificación de este hecho radica en que cada rodete tiene un rendimiento máximo para una velocidad de giro determinada, por lo que los rendimientos reales para z álabes serán tanto más pequeños que los correspondientes teóricos (∞ álabes) cuanto más se aleje la velocidad de giro de la óptima de funcionamiento correspondiente al rendimiento máximo de la bomba.

Hay que tener en cuenta que los gráficos de la colina de rendimientos, dan las alturas manométricas y los rendimientos en función de los caudales, para todas las posibilidades de funcionamiento de la bomba centrífuga con velocidades de giro variables; sin embargo la bomba tiene que girar a la velocidad que proporcione el motor al que está acoplada por lo que sus posibilidades de funcionamiento se tienen que adaptar a las de la curva característica correspondiente a dicha velocidad de giro.

3.4. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

El régimen de trabajo de una bomba centrífuga viene determinado por el punto de intersección de la curva característica de la bomba y de la tubería, y por eso, al ser la característica de la tubería invariable, salvo que se actúe sobre la válvula de impulsión, el cambio del número de revoluciones de la bomba provoca el desplazamiento del punto de trabajo a lo largo de la característica de la tubería. Si por la tubería se trasiega el líquido de un nivel inferior a otro superior, y la característica de la tubería tiene la forma indicada en la figura, el cambio de revoluciones de la bomba de n_1 a n_2 provoca el desplazamiento del punto de funcionamiento sobre la característica de la tubería de A a B, que pertenecen a distintas parábolas de regímenes semejantes, por lo que no es posible aplicar las fórmulas de semejanza de los regímenes por cuanto no se mantiene el rendimiento.

En consecuencia hay que hallar un punto C sobre la curva característica inicial a n_1 , intersección con la parábola de regímenes semejantes que pasa por B; el punto C es de igual rendimiento que el B, y una vez hallado el caudal q_C , se pueden aplicar las fórmulas de semejanza entre B y C, y así hallar el número de revoluciones n_2 .

Como parece natural, las bombas centrífugas se construyen para que funcionen en condiciones de rendimiento máximo y, por lo tanto, en su elección parece lógico pensar que para una tubería de impulsión determinada, no sirva cualquier bomba, sino aquella que cumpla precisamente con la premisa de que su zona de máximo rendimiento, coincida con la inmediata al punto de funcionamiento.

3.4.1. SITUACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA.

La figura muestra dos curvas características (H_m , q) para dos diámetros de rodete, máximo y mínimo, que pertenecen a la misma bomba, y en la que se han fijado unos puntos de funcionamiento con particularidades muy diferentes.

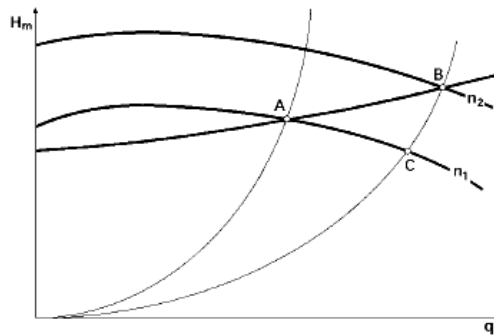


Fig. 26 Puntos de funcionamiento

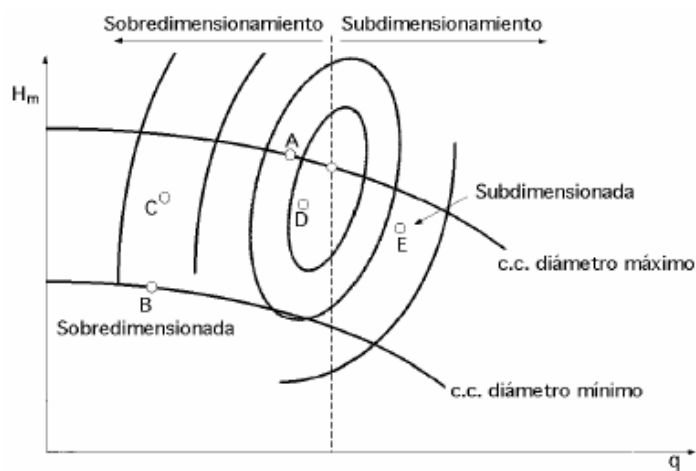


Fig. 27 Situación del punto de funcionamiento

3.4.1.1. Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro máximo del rodete impulsor.- Esta bomba no tiene posibilidades de aumentar su caudal y altura para el caso de verificarse una alteración en las pérdidas de carga de la tubería o se requiera una ampliación de capacidad de la instalación, ya que no dispone de un rodete de mayor diámetro..

3.4.1.2. Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro mínimo del rodete impulsor.- Esta bomba está muy sobredimensionada

para las condiciones de operación exigidas, por lo que su precio no será muy competitivo.

3.4.1.3. Punto de funcionamiento muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.- La bomba está sobredimensionada, ya que si la bomba genera una carga elevada, la pérdida de energía será notoria (bajo rendimiento).

3.4.1.4. Velocidad específica alta.- Para bombas de alta velocidad específica n_q y gran caudal, un alto desplazamiento a la izquierda del punto de funcionamiento respecto del de máximo rendimiento implica:

- **Un alto esfuerzo radial** que puede provocar el contacto entre rodete y carcasa con el consecuente deterioro de la bomba
- Un calentamiento del líquido (por bajo rendimiento), que afecta al aumento de su tensión de vapor y, por lo tanto, una disminución del NPSHd en la aspiración de la bomba con una posible cavitación.

3.4.1.5. Velocidad específica baja.- Si la bomba genera una carga muy baja, siendo pequeña su velocidad específica, se intercala entre las bridas de aspiración y de impulsión de la bomba un by-pass que recirculará la diferencia entre el caudal impulsado por la bomba y el requerido por el proceso. Esto se puede llevar a cabo siempre que no se encuentre en el

mercado una bomba competitiva que alcance el caudal de operación sin requerir intercalar el by-pass.

3.4.1.6. -Punto de funcionamiento situado ligeramente a la izquierda de

la línea de máximo rendimiento.-Curva de funcionamiento por debajo de la correspondiente a diámetro máximo; cuando se requiera un aumento de la altura creada por la bomba como consecuencia de un incremento en la pérdida de carga de la tubería, se instala un rodete de diámetro mayor y así se alcanzan las nuevas condiciones de operación. Un aumento del caudal desplazaría el punto a la derecha por lo que el rendimiento se incrementaría y tendería al de funcionamiento óptimo.

3.4.1.7 Punto de funcionamiento a la derecha de máximo rendimiento.-

Bombas subdimensionadas, ya que al incrementar el caudal disminuye el rendimiento. Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento a la derecha de la zona de máximo rendimiento implica un alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con su consecuente deterioro.

3.5. ZONAS DE INESTABILIDAD DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las curvas características, $H_m = A - Bq - Cq^2$, tienen un máximo de H_m para un caudal $q \neq 0$.

Las pérdidas de carga internas, que son proporcionales al cuadrado del caudal, no se anulan para, $q = 0$, y tienen un valor mínimo para el caudal de trazado q_t , lo cual permite concebir que, cuando la curva de pérdidas internas Δ_i presente una fuerte curvatura, el máximo de las curvas características se desplazará hacia la derecha del punto correspondiente al caudal nulo, pudiéndose comprobar que la altura manométrica proporcionada por un caudal nulo H_0 es inferior a la altura manométrica H_{mc} que define un punto C de la curva característica, que representa el máximo de la curva.

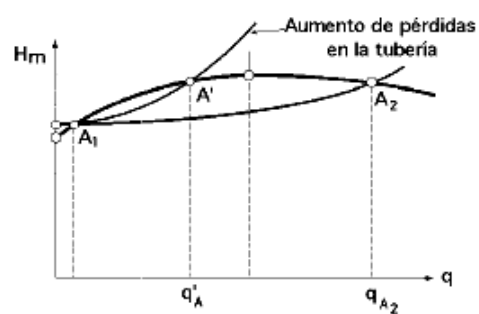
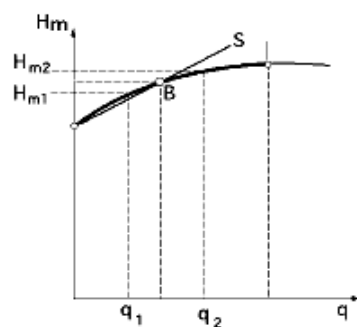
En ciertas condiciones de funcionamiento, la zona situada a la izquierda del punto máximo de la curva característica es inestable, provocándose para puntos de funcionamiento comprendidos en esta zona fluctuaciones del caudal y de la altura manométrica que pueden motivar, incluso, la imposibilidad de bombeo.

En principio, una bomba cuya curva característica presente un máximo, puede cumplir perfectamente con las condiciones de operación y regulaciones impuestas, que se efectúan, generalmente, mediante estrangulación sobre una válvula, lo que permite modificar la curva característica de la tubería por variación del caudal.

Cuando la carga de la tubería tenga una alta componente estática, el punto de arranque podría estar muy cerca del punto de corte o parada.

Si la curva de la bomba presenta un máximo, pueden ocurrir dos fenómenos.

- A la izquierda del máximo, la intersección de la curva característica de la tubería S con la de la bomba queda muy indefinida, lo que puede originar una fluctuación del caudal y altura del sistema entre los valores $(q_2 - q_1)$ y $(H_{m2} - H_{m1})$ que se puede traducir en fuertes golpeteos sobre la máquina con su consiguiente deterioro.
- En las se observa que la curva característica de la tubería se puede modificar actuando sobre la altura geométrica (nivel del depósito variable), o actuando sobre la válvula de impulsión de la tubería variando las pérdidas de carga de la misma. Si la perturbación se produce, por ejemplo, porque el depósito se está llenando, una vez que la bomba está actuando, se pueden originar dos puntos de funcionamiento A1 y A2, de los que sólo el A2 tiene sentido ya que como el depósito se está llenando, su altura va aumentando, por lo que vamos de A2 hacia arriba.



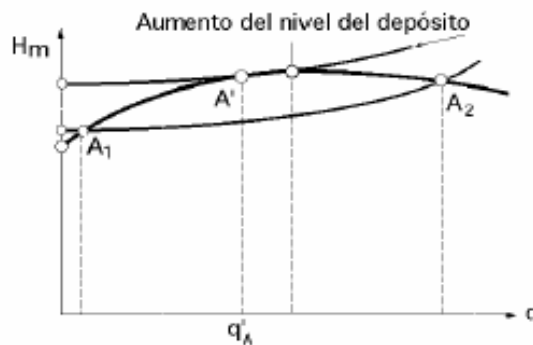


Fig. 28 Zona inestable con fluctuaciones

Si se actúa sobre la válvula de impulsión, cerrándola paulatinamente, el caudal disminuye, por lo que *aumentan las pérdidas de carga en la tubería manteniendo la misma H*. Se observa que, cuando el caudal sea qA' , si se cierra algo más la válvula la bomba dejará de impulsar, ya que la altura mano-métrica de la tubería sería superior a la que la bomba puede generar, no impulsándose ningún caudal por cuanto no se cortan las curvas características de la tubería y de la bomba.

3.6. CASOS PARTICULARES.- Los inconvenientes de la presencia del máximo de la curva característica de la bomba, o lo que es lo mismo, del intervalo inestable, se pueden resumir en las siguientes situaciones

3.6.1. Rápido crecimiento del consumo.- Si se considera que la bomba alimenta un depósito elevado a nivel constante, siendo B el punto de

funcionamiento, proporciona un caudal q_B a una altura manométrica H_m . Si en un instante dado se produce un crecimiento rápido del consumo de forma que éste supera el caudal q_B suministrado por la bomba a n constante, la altura manométrica correspondiente al nivel del depósito decrecerá desde H_{mB} hasta $H_{mB'}$, y en esta nueva situación de equilibrio dinámico, la bomba suministrará un caudal $q_{B'}$ inferior al primitivo q_B ; de esta forma, al mantener un consumo superior al caudal impulsado por la bomba, y suministrar ésta un caudal inferior $q_{B'}$, el nivel del depósito seguirá descendiendo a ritmo cada vez más acelerado, de forma que, cuando su altura manométrica llegue al valor H_0 , la bomba dejará de suministrar caudal.

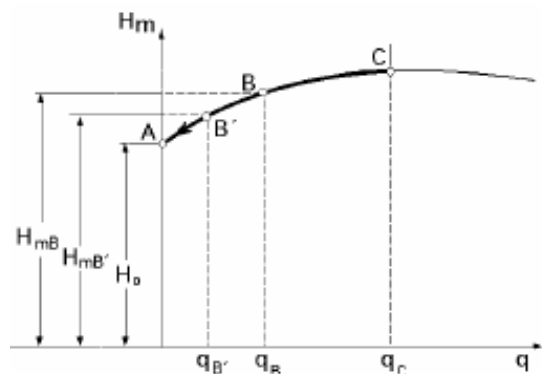


Fig. 29 Rápido crecimiento del consumo

3.6.2. Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba.- Si por cualquier circunstancia, cuando la bomba esté funcionando en el punto B, disminuye repentinamente el caudal impulsado por la misma, por ejemplo, a consecuencia de una irregularidad en la alimentación eléctrica del motor que

acciona la bomba, con la subsiguiente disminución de su velocidad de giro, pero manteniendo constante el consumo, igual al primitivo q_B , resulta que al disminuir el caudal proporcionado por la bomba, pasando del q_B al q_B' , la altura del depósito descenderá, bajando a su vez la altura manométrica, y como el consumo se mantiene constante, el nivel del depósito descenderá a ritmo cada vez más acelerado, hasta llegar a una altura manométrica H_0 , en cuyo instante, y al igual que en el caso anterior, la bomba dejará de funcionar,

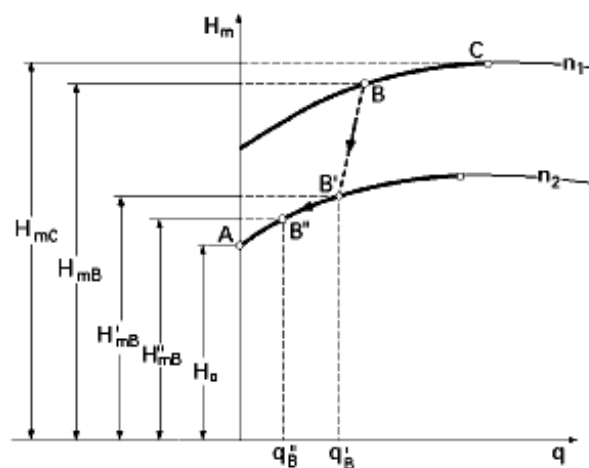


Fig. 30 Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba

3.6.3. Disminución rápida del consumo.- Si cuando la bomba está funcionando en el punto B, disminuye rápidamente el consumo, al ser éste inferior al caudal enviado por la bomba, el nivel del depósito se elevará, y por lo tanto, la altura manométrica que tiene que vencer la bomba que será mayor que H_{mB} .

Al crecer la altura manométrica aumenta el caudal enviado por la bomba; el nivel del depósito asciende a un ritmo cada vez más acelerado, al ser cada vez mayor la diferencia entre el caudal suministrado y el consumo, llegándose así a una altura manométrica H_{mC} , correspondiente al máximo de la curva característica, pero el nivel del depósito, y por lo tanto la altura manométrica, seguirán creciendo por encima de la altura manométrica máxima H_{mC} que puede suministrar la bomba.

En el momento en que la altura manométrica correspondiente al depósito sea superior a la altura manométrica máxima proporcionada por la bomba H_{mC} , ésta dejará de suministrar caudal, y pasará al punto A de la curva característica correspondiente a caudal nulo; como la altura H_o es inferior a la H_{mC} , y ésta a la del depósito, se invertirá el sentido de la circulación, descargándose el depósito a través de la bomba, hasta que su altura manométrica descienda hasta el valor H_o en cuyo instante la bomba dejará de funcionar.

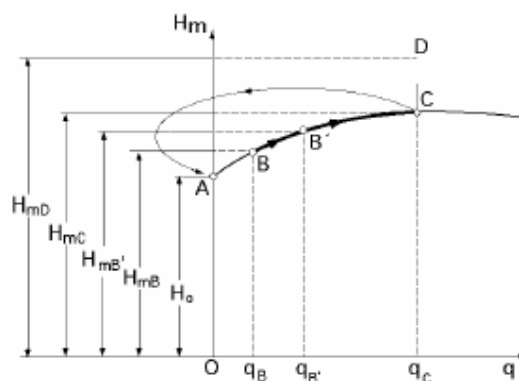


Fig. 31 Disminución rápida del consumo

3.6.4. Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba..

Supongamos que la bomba está trabajando en el punto B; si por una anomalía aumentan las rpm del motor que la acciona, se pasará a otra curva característica, creciendo la altura manométrica y el caudal suministrado por la bomba, y en el supuesto de que el consumo se mantenga constante, se elevará el nivel del depósito, lo que a su vez motiva en la bomba nuevos puntos de funcionamiento con alturas manométricas cada vez mayores que, a su vez, implican una elevación del nivel del depósito, hasta alcanzar el correspondiente

A la altura manométrica máxima $H'_{mC'}$ que podría alcanzar la bomba para el nuevo número de revoluciones.

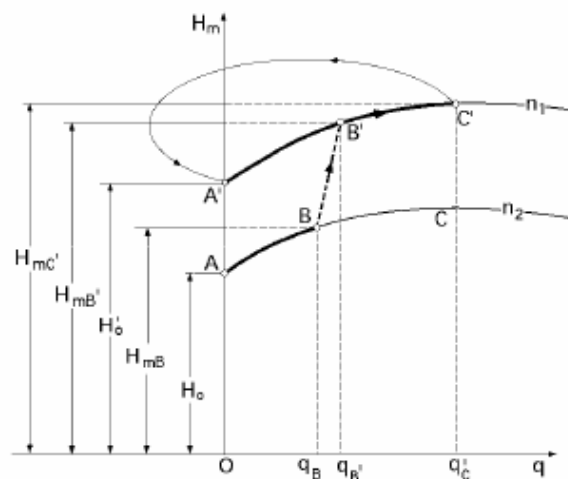


Fig. 32 Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba

Pero, como en el caso anterior, el nivel del depósito seguirá creciendo proporcionando alturas manométricas por encima de la máxima de la bomba; en el instante en que la correspondiente al depósito supera a la de la bomba, ésta dejará de suministrar caudal, pasándose a un punto de la curva característica, correspondiente a caudal nulo, invirtiéndose la circulación en la tubería de impulsión, descargándose el depósito a través de la bomba, hasta que se alcance la altura manométrica correspondiente a caudal cero, H'_{0} , en cuyo momento la bomba dejará de funcionar.

A veces, cuando las curvas características de la bomba son planas en la zona inestable, o que presentan un máximo, se puede aumentar su inclinación en la zona estable por motivos de regulación, mediante la instalación de un diafragma en la brida de impulsión, lo que provoca una pérdida de carga en la bomba, que si bien por un lado cumple con el objetivo de conseguir una inclinación óptima de la curva característica, por otro acarrea las siguientes desventajas:

- Caída de rendimiento de la bomba que supone una pérdida de potencia
- Si el líquido lleva en suspensión partículas abrasivas, éstas irán aumentando el diámetro interno del diafragma disminuyéndose con el tiempo el efecto perseguido.
- En el caso de líquidos corrosivos, el diafragma se fabrica con aleaciones especiales, lo que puede encarecer considerablemente la bomba.

- La instalación de un diafragma requiere montar un rodete impulsor de diámetro superior al que correspondería sin que se colocase el mencionado diafragma.

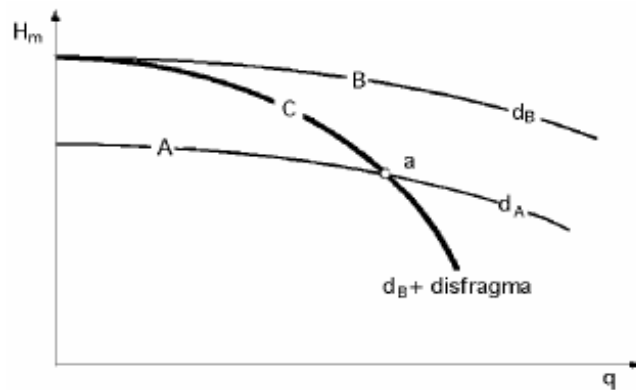


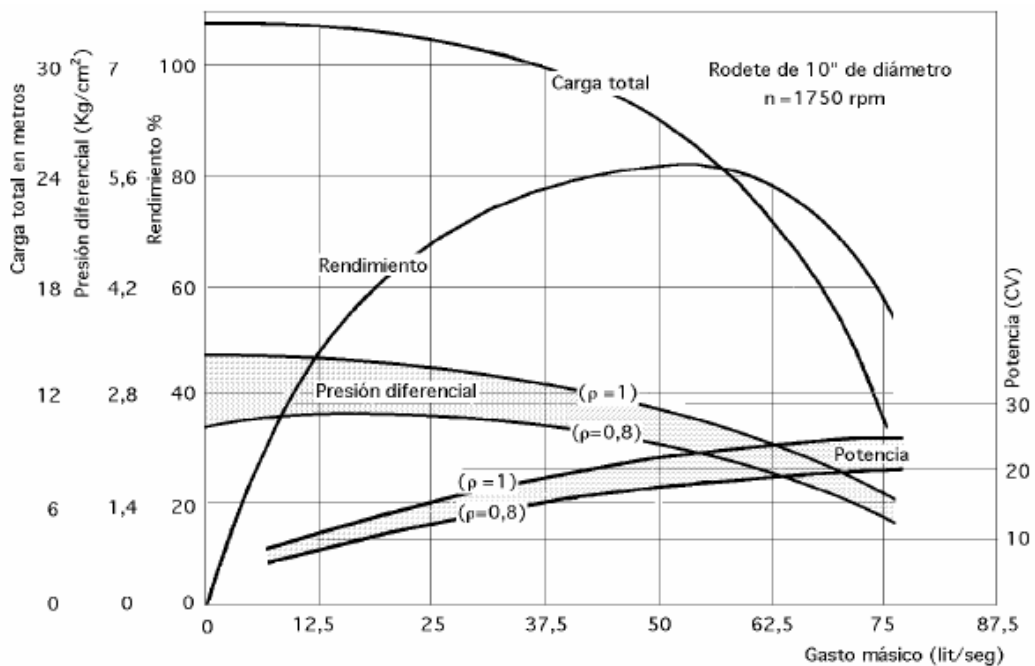
Fig. 33 Diafragma

El punto *a* de esta figura corresponde a las condiciones de caudal q_a y altura H_{ma} requeridos. La c.c. A es la correspondiente a un diámetro del rodete impulsor d_A que cumple con las condiciones del punto de funcionamiento *a* pero a la que hay que aumentar la inclinación; para lograrlo se fija un diámetro del rodete impulsor d_B superior, que genere la c.c. B de forma que al instalar en la bomba un diafragma, la c.c. B pase a ser la c.c. C, ($d_e + \text{diafragma}$).

Por lo que respecta al caudal no es conveniente hacer funcionar una bomba con un caudal muy bajo, ya que como el mismo líquido actúa de refrigerante, si el caudal no es suficiente hay peligro de calentamiento. Si el caudal es muy grande las pérdidas de presión a lo largo de la tubería de aspiración

pueden ser elevadas, llegando un momento en que la presión a la entrada se hace igual a la presión de vapor del líquido y la NPSHd se hace igual a cero; a partir de ese punto se produce cavitación al existir burbujas de vapor dentro de la bomba; por lo tanto, existe otro límite en cuanto al caudal máximo, por encima del cual la bomba no puede operar.

En la curva de potencia aplicada a la bomba se observa que ésta aumenta con el caudal, por lo que a caudales grandes se puede llegar a sobrecargar el motor, si éste no está suficientemente sobredimensionado. Todo esto delimita la **zona de funcionamiento** de la bomba.



3.6.5. Influencia de la densidad

El caudal y la altura de impulsión, en metros de columna de líquido, que puede desarrollar una bomba centrífuga vienen dados por la curva característica de la misma.

Ambas magnitudes son invariables mientras se mantenga constante la velocidad de giro del rodete; si los líquidos a bombear son distintos, la altura manométrica conseguida será la misma para los dos líquidos, si se mantiene el mismo nº de revoluciones.

De las dos columnas de líquido de igual altura manométrica, la correspondiente al más denso ejerce una mayor presión sobre la brida de impulsión; si hay que impulsar una misma cantidad de líquido a una misma altura, la energía necesaria será tanto mayor cuanto más pesado sea éste, por lo que una variación de la densidad del líquido a bombear hará variar la presión en la brida de impulsión y la potencia a aplicar a la bomba.

Si se observan la curva característica ($H_m - q$), la curva de rendimiento y la curva de potencia, las dos primeras son comunes, independientemente de la densidad del líquido, pero la curva de potencia varía desplazándose hacia abajo puesto que al disminuir la densidad se necesita menor potencia; lo mismo ocurre con las curvas de presión.

3.7. RELACIONES ENTRE ALGUNAS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO

Si se supone una bomba que alimenta un depósito superior y se abre la válvula de impulsión, la presión disminuye y la altura manométrica también, aumentando el caudal, por lo que al ser la presión en la brida de aspiración de la bomba la misma, la presión diferencial ($p_{imp} - p_{asp}$) será menor. Si se abre la válvula de aspiración aumentará la presión en la brida de aspiración de la bomba, disminuyendo la presión diferencial y la altura manométrica, aumentando el caudal; regulando la presión en la brida de impulsión de la bomba por medio de la válvula, se consigue el caudal deseado. Si la velocidad del rodete es constante, un aumento del caudal supone un esfuerzo mayor para bombearlo a la misma velocidad lo que implica un aumento de la potencia.

En el **arranque** la potencia consumida por el motor es muy grande; inicialmente el rendimiento es nulo, y aunque la potencia en el motor sea máxima, la utilizada por la bomba es mínima, siendo el caudal prácticamente nulo.

En cuanto a la bomba hay que tener cuidado de que el caudal no baje del mínimo para evitar calentamientos en el rodete, así como no superar el máximo para evitar la cavitación o se quemara el motor. Este aumento de caudal por encima del máximo puede suceder no sólo por una disminución excesiva de la presión de salida de la bomba, sino también por un aumento

excesivo de la presión de entrada. Lo que interesa es mantener siempre una presión diferencial correcta buscando el caudal óptimo.

Por lo que respecta a la **densidad** del líquido, la curva característica no se modifica al variar la densidad; para una misma posición de las válvulas, si cambiamos un líquido por otro de densidad menor, el caudal va a seguir siendo el mismo, y la altura manométrica también, pero la presión en la brida de impulsión de la bomba va a ser menor, proporcional a la relación entre las densidades, por lo que la presión diferencial será menor, y la curva de presión diferencial en función del caudal se desplaza hacia abajo. En cuanto a la **potencia**, es evidente que para manejar el mismo caudal de un líquido menos denso, la potencia será menor.

3.8. INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, EN LA CORRECCIÓN PARCIAL DE LA ZONA INESTABLE DE SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS.

Los ejemplos anteriores ponen de manifiesto algunas de las anomalías en el funcionamiento de una bomba, motivadas por la existencia de un tramo de curva característica creciente (zona inestable). Resulta obvio que, para subsanar estos fallos, es necesario eliminar esta parte de dicha curva característica, o zona inestable, utilizando únicamente la zona decreciente o zona estable. Un aumento del número de revoluciones de la bomba puede corregir parcialmente el defecto de la presencia de un máximo C de la curva

característica, de forma que se pueda llegar a anular, incluso, la zona inestable. Sabemos que la ecuación de las curvas características es:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

En la que tanto C_1 como C_2 son constantes para cada bomba, y C es otra constante que sabemos depende de las pérdidas de carga internas y es independiente del número de rpm de la bomba.

La altura total H_t de la bomba es:

$$H_t = A - B q = C_1 n^2 - C_2 n q$$

Que sabemos es una recta cuya inclinación aumenta cuando crece el número de revoluciones de la bomba, ya que al ser la ordenada en el origen de la forma, $A = C_1 n^2$, crece con el cuadrado de la velocidad de giro, mientras que la abscisa para $H_t = 0$ crece solamente con n de la forma:

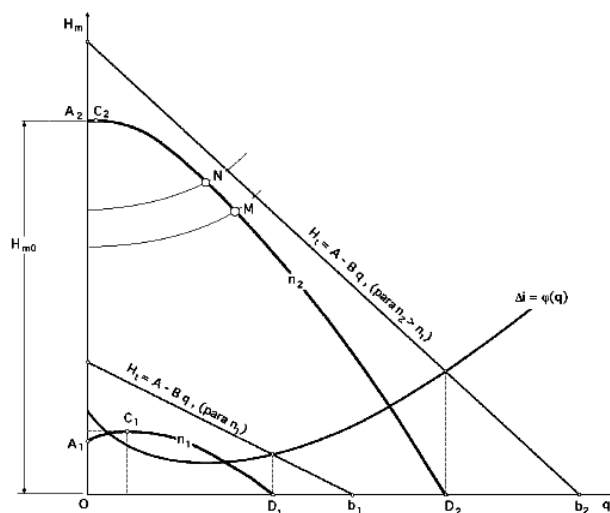


Fig. 35 Influencia de la velocidad de giro en la corrección parcial de la zona inestable

$$(17) \quad \overline{Ob} = \frac{A}{B} = \frac{C_1 n}{C_2}$$

Ahora bien, cuando la inclinación de la recta H_t aumenta, (por aumentar n), el máximo C_1 de la curva característica para n_1 rpm:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

Se desplazará hacia la izquierda, pudiendo incluso llegar a coincidir con el punto A_2 de caudal nulo, para n_2 rpm mayor que n_1 rpm.

El valor de la altura manométrica H_m se puede poner en la forma:

$$H_m = H_t - C q^2$$

Y al representarla para n_1 y n_2 se han obtenido las curvas características ($A_1 C_1 D_1$) y ($A_2 C_2 D_2$), respectivamente, observándose que la curva característica ($A_1 C_1 D_1$) correspondiente a n_1 rpm, tiene una zona inestable ($A_1 C_1$), mientras que la curva característica ($A_2 C_2 D_2$) correspondiente a n_2 mayor que n_1 , no tiene un máximo de tangente horizontal y, por lo tanto, no existe en ella zona inestable. Si no se consigue hacer desaparecer totalmente la zona inestable de la curva característica, lo que se suele hacer es utilizar la bomba en puntos de funcionamiento situados a la derecha del máximo, que es la zona donde se tiene el máximo rendimiento, zona estable,

en la que los puntos de funcionamiento realizan una autorregulación entre los caudales aportados y consumidos.

Si la curva característica **no tiene zona inestable**, la máxima altura manométrica H_{m0} se produce para caudal nulo. Para este caso, se pone de manifiesto el papel de la autorregulación, por cuanto si, repentinamente, se produce una importante disminución del consumo, el nivel del depósito crece rápidamente, llegándose a un punto de equilibrio N, situado a la izquierda del punto de funcionamiento primitivo M; si el depósito llegara a alcanzar un nivel de altura H_{m0} correspondiente al máximo de la curva característica, el depósito no descargaría nunca a través de la bomba, ya que desde el momento en que la altura del nivel del depósito alcanzase o superase la altura manométrica H_{m0} el caudal impulsado por la bomba se anularía, de forma que su punto de funcionamiento pasaría rápidamente al punto de caudal nulo y máximo de la curva. Al cesar el caudal de la bomba, el nivel del depósito comienza a descender, y cuando éste sea inferior a H_{m0} , la bomba proporcionará caudales crecientes con el descenso del depósito, de forma que se establece un equilibrio en el que se vuelven a igualar el caudal aportado y el consumido.

4. SELECCIÓN BOMBAS CENTRIFUGAS

Al seleccionar bombas para una aplicación dada, tenemos varias bombas entre las que elegir. Haremos lo posible para seleccionar una bomba que opere con un rendimiento relativamente alto para las condiciones de funcionamiento dadas.

Los parámetros que se deben investigar incluyen la velocidad específica N_s , el tamaño D del impulsor y la velocidad de operación n . Otras posibilidades son el uso de bombas multietapa, bombas en serie, bombas en paralelo, etc. Incluso, bajo ciertas condiciones, limitar el flujo en el sistema puede producir ahorros de energía.

El objetivo es seleccionar una bomba y su velocidad de modo que las características de funcionamiento de la bomba en relación al sistema en el cual opera sean tales que el punto de funcionamiento esté cerca del PMR (punto de máximo de rendimiento). Esto tiende a optimizar el rendimiento de la bomba, minimizando el consumo de energía.

El punto de operación puede desplazarse cambiando la curva características de la bomba, cambiando la curva característica del sistema o cambiando ambas curvas. La curva de la bomba puede modificarse cambiando la

velocidad de funcionamientos de una bomba dada o seleccionando una bomba distinta con características de funcionamiento diferentes. En algunos casos puede ser una ayuda ajustar el impulsor, es decir, reducir algo su diámetro, alrededor de un 5 por 100, mediante rectificado. Este impulsor más reducido se instala en la cubierta original. La curva característica del sistema puede cambiarse modificando el tamaño de la tubería o estrangulando el flujo.

Una complicación que se presenta a menudo es que los niveles de ambos extremos del sistema no se mantienen constantes, como ocurre si los niveles de los depósitos fluctúan. En tal caso es difícil alcanzar un rendimiento alto para todos los modos de funcionamiento. En casos extremos a veces se utiliza un motor con velocidad variable.

La selección de bombas para transportar un fluido desde un punto A a otro punto B, se hace teniendo conocimiento de:

- El líquido que se va a manejar
- Las presiones de succión y descarga
- La presión total convertida a cabeza
- La temperatura del fluido a manejar
- La presión de vapor del fluido
- La viscosidad del fluido a condiciones de operación
- La gravedad específica a condiciones de operación

Existe una gran variedad de tipos de bombas por lo que el Ingeniero de proceso deberá investigar para tener una buena idea del rango de aplicabilidad de estas bombas, lo que le permitirá hacer una buena selección para el servicio requerido. Las bombas se fabrican en tamaño estándar. Lo fundamental para cada caso es seleccionar el tamaño y tipo que mas se ajuste a las necesidades del proceso.

4.1. OPERACIONES CON BOMBAS

4.1.1. PARALELO: Se usan así para dividir el flujo entre dos o más bombas pequeñas en lugar de una grande. Al operar en paralelo tendrán la misma presión de descarga. La curva característica se obtiene sumando las capacidades para una misma cabeza. Las bombas pueden ser de diferente capacidad.

4.1.2. SERIE: Algunas veces es ventajoso o económico Utilizar dos o más bombas en serie para alcanzar la presión de descarga deseada, en este caso la capacidad está limitada por la capacidad de la bomba más pequeña. La presión de descarga de la última bomba es la suma de las presiones de descarga individuales.

Las bombas deben contar con una región de operación preferida del 80-110% de su mejor capacidad de eficiencia con el impulsor suministrado. La capacidad establecida se debe encontrar dentro de la región de operación permisible de la bomba del 70-120% de la mejor capacidad de eficiencia del impulsor suministrado.

El punto de mejor eficiencia de operación de la bomba para el impulsor suministrado se debe encontrar preferiblemente en la región de operación preferida de la bomba. Las capacidades de las bombas centrífugas varían desde 2 a 100.000 GPM y cabezas de descarga desde unos cuantos pies hasta miles de LBS/PLG2.

Las ventajas principales de la bomba centrífuga son su simplicidad, baja inversión, flujo uniforme, poco espacio requerido, bajo costo de mantenimiento, un bajo ruido en operación y facilidad de adaptarse a accionadores de motor o turbina.

4.2. PROCEDIMIENTO PARA ESPECIFICACIÓN DE UNA BOMBA

- Determinar el flujo requerido por el proceso. Se deben considerar futuras expansiones.
- Determinar las propiedades críticas del fluido.

- Calcular las condiciones de succión disponibles: Presión máxima Y normal de succión, NPSHD.
- Calcular la presión normal requerida de descarga de la bomba.
- Calcular la Presión Diferencial requerida y convertirla a cabeza.
- Determinar la Presión y Temperatura de diseño requerida.
- Seleccionar el tipo de bomba y accionador.
- Seleccionar los materiales de construcción.
- Determinar los requerimientos de bombas auxiliares.
- Seleccionar el tipo de sello y determinar requerimientos para Flushing externo de acuerdo a los planes del código API.

4.3. CARGA

Es un término empleado para expresar una forma del contenido de energía de un líquido, por unidad de peso del líquido, referido a un nivel arbitrario o energía por libra de fluido, la conversión equivalente de presión (en Pa o psi) en columnas de agua (mts) a una gravedad específica igual a 1.00.

Este término es comúnmente usado para representar la altura vertical de una columna estática de fluido, correspondiente a la presión del fluido en el punto de referencia. También puede considerarse como la cantidad de trabajo necesario para mover un líquido desde su posición original a una posición requerida. En este caso, el término incluye el trabajo extra necesario para vencer la resistencia a fluir en la línea.

4.4. CARGA TOTAL

La carga total de un sistema contra la cual debe operar una bomba está compuesta de los siguientes componentes:

4.4.1. Carga estática: Se refiere a la diferencia de elevación. Hay tres tipos de carga estática:

- *Carga estática total*, que es la diferencia entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión.
- *Carga estática de succión*, que es la diferencia entre la línea del centro de la bomba y el nivel del líquido de succión.
- *Carga estática de descarga*, que es la diferencia entre el nivel del líquido de descarga y la línea del centro de la bomba.

4.4.2. Diferencia de presiones que existen en el líquido: como la presión de vapor.

4.4.2.1. Carga de fricción: Es la carga equivalente en metro de líquido bombeado, que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería incluyendo todos los accesorios. Varía con:

- La cantidad de flujo
- El tamaño, tipo y condición de la tubería y accesorios
- El carácter del líquido bombeado

4.4.2.2. Pérdidas de entrada y salida: La mayor parte de veces, el líquido bombeado viene de un tanque de alguna forma; el punto de conexión de la tubería de succión a la pared, se llama entrada de la tubería de succión, la pérdida por fricción en ese punto se llama “pérdida de entrada”. Del mismo modo existe una “pérdida de salida” en el punto salida de la tubería de descarga.

4.4.2.3. Elevación correspondiente a la velocidad: Es la energía cinética de un líquido en cualquier punto ($\text{Kg}\cdot\text{m} / \text{Kg}\cdot\text{líquido}$), si un líquido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad es equivalente a la distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad.

4.4.3. CARGA TOTAL DE SUCCIÓN Y ELEVACIÓN DE SUCCIÓN (h_s)

Se define como la carga estática en la línea de succión de la bomba arriba de la línea del centro de la bomba menos todas las pérdidas de carga por fricción para la capacidad que se considera, más cualquier presión que exista en el abastecimiento de la succión. La elevación de succión es la carga total de succión negativa medida abajo de la presión atmosférica.

4.5. PRESIÓN DE SUCCIÓN

Nivel de Referencia

La presión de succión es calculada y especificada para un nivel de referencia

arbitrario 2 pies por encima del nivel del piso. Este valor es típico para la línea central del eje de la mayoría de las bombas. Para bombas de gran capacidad se debe revisar valor.

Este nivel requiere especial atención en los siguientes casos:

- Bombas verticales en línea a instalar en tuberías elevadas.
- Bombas verticales para pozos profundos o manejo de condensados, que están localizados con respecto al nivel de la superficie del agua y no con respecto al piso.

Nivel en vasijas para determinar NPSHd

- Tambores: mínimo nivel de operación.
- Vasijas verticales: línea tangente.

4.5.1. MÁXIMA PRESIÓN DE SUCCIÓN

Este valor se obtiene sumando:

- Presión de ajuste de la válvula de seguridad de la vasija de la cual esta succionando la bomba.
- la caída de presión desde la válvula de seguridad hasta el punto donde el líquido es mantenido.
- cabeza estática del líquido, tomando el máximo nivel de la vasija de donde succiona la bomba.

Nota: las pérdidas por fricción en la succión no se tienen en cuenta porque la máxima condición de succión ocurre cuando el flujo a través de la bomba es cero, causado por un bloqueo aguas abajo.

4.6. NPSH (carga neta positiva de succión):

Es la carga disponible, medida en la abertura de succión de la bomba. Es la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido. Una bomba operando con elevación de succión manejará una cierta capacidad máxima de agua fría sin cavitación. La NPSH o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión de esa bomba es la presión atmosférica menos la suma de la elevación de succión y la presión de vapor del agua. Para manejar esta la misma cantidad se debe disponer de la misma cantidad de energía.

4.6.1. TIPOS DE NPSH

4.6.1.1. NPSH Requerida: es una característica individual de cada bomba y es determinado experimentalmente por el fabricante. Representa la cabeza requerida por el líquido para fluir sin vaporizarse desde la brida de entrada de la bomba hasta un punto dentro del ojo del impulsor, donde los alabes comienzan a impartir energía al líquido.

Es función del diseño del impulsor, de la carcasa y de la velocidad.

$$\text{NPSHd} > \text{NPSHr}$$

4.6.1.2. NPSH Disponible: Es una característica del sistema en el que trabaja una bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante.

El NPHSd es función de las condiciones existentes en el sistema del líquido bombeado y de los cambios de presión y temperatura a lo largo de la línea de succión. Y también es función de la geometría del sistema, la rata de flujo y las condiciones del líquido que se tendrán durante la operación de la bomba.

4.6.2. DETERMINACIÓN DEL NPSH DISPONIBLE

Para determinar el NPSHd es conveniente seguir los siguientes pasos:

- Hacer un programa detallado (isométrico) del sistema de succión incluyendo las características del sistema, a saber: diámetro de tubería accesorios, filtros y elevaciones.
- Determine la presión estática absoluta sobre la superficie del líquido, expresada en pies del líquido $((p_t + p_{atm}) (2.31))/g_{especifica}$
- Determine correctamente la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, expresada en pies del líquido: $(P_{vapor} \times 2,31)/g_{especifica}$
- Determine la cabeza estática de succión o altura de aspiración estática.
- Calcule las pérdidas de presión por fricción en la línea de succión (tubería, accesorios, filtros) expresada en pies del líquido.

4.6.3. BOMBAS CON BAJO REQUERIMIENTO DE NPSH - NPSHR

Ventajas:

- permite reducir la elevación de la vasija de succión, con los

correspondientes ahorros económicos.

- Permite el uso de una sola bomba en servicios de altos flujos, lo cual generalmente minimiza el costo total del sistema de bombeo.
- Los efectos de la cavitación tienden a ser moderados con relación a las bombas de alto NPSHr.
- Implica tamaños de bomba más pequeños y menor potencia (bhp) que con bombas de alto NPSHr, lo cual se traduce en ahorro de energía y costos de inversión.

Desventajas:

- La curva de cabeza - capacidad cae con mayor pendiente, por lo cual requiere especiales controles.
- La eficiencia tiende a ser óptima para flujo normal pero baja para flujos diferentes.
- Hay limitación en proveedores y modelos, dado que requieren esfuerzos extras en la ingeniería.
- Es aconsejable hacer pruebas de desempeño para verificar los ofrecimientos del proveedor.
- Implica altas velocidades específicas de succión con sus correspondientes problemas.

4.7. CARGA DE DESCARGA

Es la altura de elevación medida en la boquilla de la descarga. Es la suma

algebraica de la descarga estática, las pérdidas por fricción a la capacidad que se está considerando, la pérdida de la salida en el extremo de la línea de descarga y la carga ternita o presión.

4.7.1. Cabeza Estática de Descarga - H_2

Es la distancia vertical desde el nivel de líquido en la vasija de descarga o el punto donde se entrega el líquido (punto de descarga libre), hasta la línea del eje de la bomba, expresada en pies.

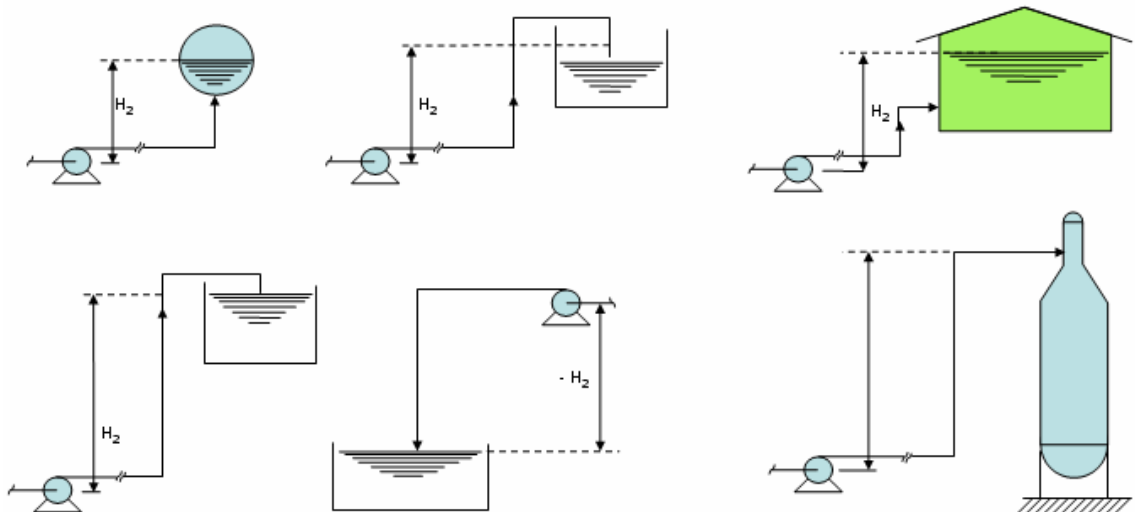


Fig. 36

Esta constituida por los siguientes factores:

- Presión estática absoluta de la vasija o sistema donde se entrega el líquido.
- Cabeza estática de descarga.
- Pérdidas de presión por fricción en tuberías y accesorios.

- Caída de presión en: orificios de medición, válvulas de control, hornos, intercambiadores de calor, boquillas de distribución, mezcladores, etc.

4.7.2. Esquema para calcular la Cabeza Estática de Descarga - H2

- Hacer diagrama detallado (isométrico) del sistema de descarga, incluyendo todas las características del sistema: diámetro tubería, accesorios, platinas de orificio u otros sistemas de medición, válvulas de control, equipos (hornos, intercambiadores, filtros, mezcladores, oquillas de distribución), elevaciones.
- Determine la presión estática absoluta de la vasija o sistema donde le entrega el líquido, expresado en pies de líquido: $(p_2 + p_{at}) / 2,31/\text{ge}$
- Determine la cabeza estática de descarga, en pies: h_2 (puede ser negativa).
- Determine todas las pérdidas de presión en la descarga: fricción en tuberías y accesorios, p en orificios, p en equipos (hornos, mezcladores, boquillas, intercambiadores). p en válvulas de control: expresadas en pies de Líquido: $h_{fd} (\Delta p.2, 31) / \text{ge}$

4.7.3. Presión De Descarga

La presión de descarga es la suma de los requerimientos de presión de tres tipos diferentes:

4.7.3.1 Estática: independiente de la rata de flujo

- Presión de operación de la vasija en la cual la bomba esta descargando el fluido.
- Presión atmosférica, si la bomba entrega a un tanque o vasija que opera a presión atmosférica.
- Presión del sistema al cual la bomba esta descargando.
- La diferencia de elevación entre el eje de la bomba y el máximo nivel del líquido de la vasija donde descarga la bomba.
- La diferencia de elevación entre el eje de la bomba y el sistema al cual descarga la bomba.

4.7.3.2. Cinética depende de la rata de flujo Caída de presión a través de:

- equipos de proceso en el circuito de descarga (intercambiadores reactores, hornos, filtros, torres, tambores, etc.).
- boquillas de inyección. alto p para atomización/sujetas a ensuciamiento.
- orificios para medir el flujo.
- tubería y accesorios (reducciones, codos, bridas, bifurcaciones, expansiones, válvulas de compuerta, globo y cheque).

4.7.3.3. Presión de Descarga PD

Es la cabeza de descarga neta, expresada como presión.

$$(19) P_D = H_D g_{\text{especific}} / 2.31 \text{ psia}$$

4.7.4. *Sistemas De Control Depende De La Rata De Flujo*

■ válvulas de control para todos los factores que dependen de la rata de flujo, es necesario calcular la caída de presión para la máxima rata de flujo deseada.

$$(18) \Delta p \text{ máx.} = \Delta p_{\text{normal}} ((\text{rata máx.}) / (\text{Rata normal}))^2$$

$$H_D = (p_2 + P_{\text{atm}}) \times 2,31 / g_{\text{especific}} + H_2 + H_{fD}$$

p_2 = presión manométrica de la vasija o sistema donde le entrega el liquido.

P_{atm} = presión atmosférica.

H_2 = cabeza estática, en pies.

$g_{\text{especific}}$ = gravedad especifica a condiciones de bombeo.

H_{fD} = perdidas de presión en línea de descarga, en pies.

4.7.5. **Máxima Presión de Descarga**

Esta presión es usada para determinar la presión de diseño de la bomba y es igual a la suma de:

- Máxima presión de succión
- Máxima presión diferencial

La máxima presión diferencial normalmente se presenta cuando el flujo es cero (punto de cierre, shut off) se asume 120% de la presión diferencial

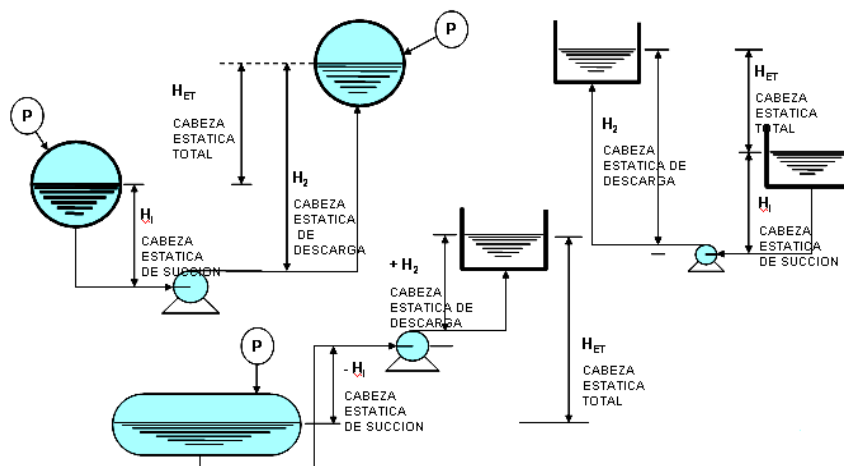
nominal, basada en la máxima gravedad específica anticipada.

Si la máxima presión diferencial es mayor que el 120% de la presión diferencial nominal, la máxima presión de descarga y la presión de diseño deben incrementarse en conformidad. Si la gravedad específica esta sujeta al cambio, la máxima gravedad específica anticipada debe usarse para calcular la presión diferencial, en el punto de cierre.

4.8. CABEZA ESTÁTICA TOTAL HET

En un sistema dado, es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido en la descarga y el nivel del líquido en la succión.

Fig. 37

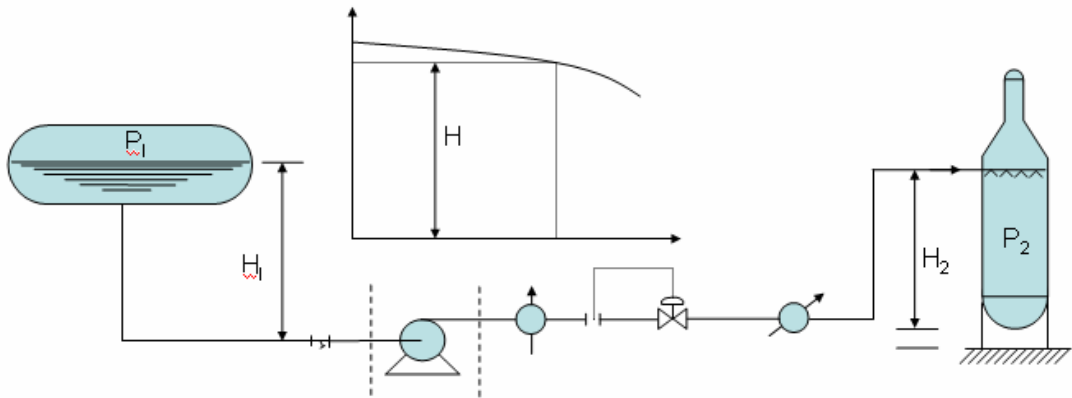


4.9. CABEZA TOTAL H

La cabeza total H es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la cabeza de descarga y la cabeza neta de succión. Es independiente del líquido bombeado y es, por lo tanto, la misma para cualquier fluido que pase a través de la bomba. Se expresa en pies del

líquido bombeado.

Fig. 38



4.10. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Es un índice de diseño hidráulico, aplicable a las bombas centrífugas, que involucra la velocidad de rotación, el Q y la H en el punto de mejor eficiencia (pme).

$$(20) \quad NS = \frac{\sqrt{n Q}}{H^{3/4}}$$

n = Velocidad de rotación en RPM.
Q = Capacidad en GPM.
H = Cabeza total en pies

La NS describe el tipo de diseño del impulsor empleado. Este índice es definido como la velocidad a la cual un impulsor, geoméricamente similar al considerado y reducido proporcionalmente en tamaño, tendría que girar para entregar un gmp contra una cabeza total de un pie. Puede fluctuar entre 400 y 20.000.

4.11. VELOCIDAD ESPECÍFICA DE SUCCIÓN

Es un índice de diseño hidráulico. Es esencialmente un índice descriptivo de las características de la succión de un impulsor, ayuda a describir las condiciones hidrodinámicas existentes en el ojo del impulsor.

(21)

$$S = \frac{n \sqrt{Q}}{(NPSH_R)^{3/4}}$$

n = Velocidad de rotación en RPM.
Q = Capacidad en GPM.
Impulsores con doble succión utilizar Q/2.
NPSH_R = NPSH requerido

Se define el punto de mejor eficiencia de la bomba, que usualmente se presenta con el impulsor de diámetro máximo.

De acuerdo con la experiencia, una bomba con s menor de 11000, experimentara menos problemas de succión y fallas mecánicas.

Relaciones Matemáticas de Cabeza, Capacidad, Eficiencia y de Potencia al Freno

El trabajo útil hecho por una bomba es igual al peso del líquido bombeado en un periodo de tiempo, multiplicado por la cabeza desarrollada por la bomba y se expresa generalmente en términos de caballos de fuerza (HP), llamados caballo de fuerza de agua. (Water horse power).

$$(22) \quad \text{WHP o LHO} = \frac{Q \times H \times g.e}{3960}$$

La fuerza requerida para mover la bomba generalmente se determina en caballo de fuerza y se llama energía recibida por la bomba, se expresa en BPH.

(23)

$$\text{BHP} = \frac{Q \times \Delta H \times g.e}{3960 \times e}$$

Q = Capacidad de la bomba a las condiciones de bombeo, GMP.

ΔH = Cabeza diferencial, pies.

ΔP = Presión diferencial, psi.

e = Eficiencia de la bomba, expresada como un decimal

g.e = Gravedad específica a las condiciones de bombeo

LPH y BHP están dados en HP (Horse Power)

$$\text{BHP} = \frac{Q \times \Delta P}{1715 \times e}$$

4.12. POTENCIA AL FRENO

Es la potencia requerida para mover la bomba generalmente se determina en caballos de fuerza y se llama potencia al freno.

4.13. MOTORES ELÉCTRICOS

Existen tablas para recomendar el tamaño de los motores y la eficiencia.

Para el cálculo del mínimo HP requerido se debe tener en cuenta la eficiencia mecánica de transmisión que es igual a:

- 1.0 para motores acoplados directamente a la bomba.

- 0.95 a 0.97 para acoplamiento mediante engranaje.
- para motores⁷ de velocidad variable consultar con el proveedor.

4.14. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA:

La manera en la que una bomba trabaja depende no sólo de las características de funcionamiento de la bomba, sino también de las características del sistema en el cual vaya a trabajar. Para el caso de una bomba dada, mostramos las características de funcionamiento de la bomba (h respecto a Q) para una velocidad de operación dada, normalmente cercana a la velocidad que da el rendimiento máximo. También mostramos la curva característica del sistema (es decir, la altura de bombeo requerida respecto a Q). En este caso, la bomba está suministrando líquido a través de un sistema de tuberías con una altura estática z . La altura que la bomba debe desarrollar es igual a la elevación estática más la pérdida total de carga en el sistema de tuberías (aproximadamente proporcional) a Q^2). La altura de funcionamiento de la bomba real y el caudal son determinados por la intersección de las dos curvas.

Los valores específicos de h y Q determinados por esta intersección pueden ser o no ser los de máximo rendimiento. Si no lo son, significa que la bomba no es exactamente la adecuada para esas condiciones específicas.

El punto de funcionamiento o punto óptimo de una bomba solo dinámica es el de la curva $H - Q$ que corresponde a un rendimiento máximo. Cuanto mas

empinada se la curva H – Q, mas significativo será el efecto de cualquier cambio de altura en el punto de funcionamiento.

Por ejemplo, una bomba con una curva H – Q empinada presentará un pequeño cambio de descarga pero la altura variará mucho si se desplaza el punto de funcionamiento, en cambio una bomba cuya curva H – Q sea plana, mostrará un gran cambio de capacidad pero la altura variará poco al desplazarse el punto de funcionamiento.

Las curvas H – Q para las bombas centrífugas son sustancialmente planas, con tendencia a que el sedimento máximo se sitúe inmediatamente después de la capacidad media.

Las curvas H – Q para una bomba de flujo axial es aún más empinada, con su punto de demanda en la descarga nula y su curva de potencia es decreciente.

4.15. POTENCIA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Llamaremos:

N a la potencia aplicada al eje de la bomba

N_h a la potencia cedida al líquido

N_u a la potencia útil o disponible en la bomba

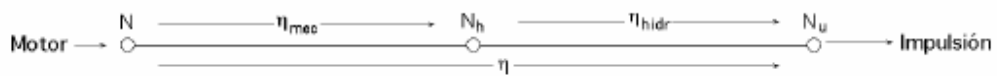
n al rendimiento global

n_{vol} *al rendimiento volumétrico*

n_{org} *al rendimiento orgánico o mecánico*, n_{mec}

n_{hid} *al rendimiento hidráulico* = $n_{vol} + n_{man}$

La relación entre estas potencias y rendimientos se puede establecer mediante el siguiente esquema:



Se puede considerar que las pérdidas de caudal q^* en los intersticios de la bomba a través de los diversos órganos de cierre, hacen que el caudal aspirado q_1 sea mayor que el impulsado q , es decir:

$$(24) \quad q_1 = q + q^*$$

Lo cual implica la aparición de un rendimiento volumétrico de la forma:

$$(25) \quad \eta_{vol} = \frac{q_1 - q^*}{q_1} = \frac{q}{q_1} \quad ; \quad q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}}$$

El caudal aspirado tiene una carga total H_t por lo que la potencia hidráulica N_h cedida al líquido es:

(26)

$$N_h = \gamma q_1 H_t = \left| q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}} ; \frac{H_m}{H_t} = \eta_{man} \right| = \gamma \frac{q}{\eta_{vol}} \frac{H_m}{\eta_{man}} = \frac{\gamma q H_m}{\eta_{hidr}} = \frac{N_u}{\eta_{hidr}} = \frac{q (p_S - p_E)}{\eta_{hidr}}$$

El rendimiento manométrico se puede definir, en función de la ecuación de la curva característica, en la forma:

$$\eta_{man} = \frac{H_m}{H_t} = \frac{A - B q - C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q}$$

La potencia disponible en la bomba o potencia útil para impulsar el caudal q es:

$$(27) \quad N_u = \gamma q H_m = | \Delta p = \gamma H_m | = q \Delta p = q (p_S - p_E)$$

Siendo $\Delta p / \gamma$ la altura de presión creada en la bomba entre las bridas de entrada y salida.

La potencia N aplicada al eje de la bomba para impulsar el caudal q a la altura H_{man} es:

$$N = \frac{N_h}{\eta_{org}} = \frac{\gamma q_1 H_t}{\eta_{org}} = \frac{\gamma q H_m}{\eta_{org} \eta_{man} \eta_{vol}} = \frac{\gamma q H_m}{\eta} = \frac{\gamma q (H + \Delta e)}{\eta}$$

El rendimiento global de la bomba es:

$$\eta = \frac{N_u}{N} = \eta_{org} \eta_{man} \eta_{vol}$$

En la que las pérdidas de carga en las tuberías de aspiración e impulsión son: $\Delta e = k q^2$, siendo k una constante que se puede obtener, si se conoce el coeficiente de rozamiento λ , en la forma:

$$k = \frac{8 \lambda L^*}{\pi^2 g D^5}$$

Siendo D el diámetro de la tubería y L^* la longitud equivalente de tubería, en la que se han incluido las pérdidas de carga accidentales.

4.16. POTENCIA HIDRÁULICA TOTAL CEDIDA AL LÍQUIDO BOMBEADO

La potencia hidráulica total cedida al líquido por la bomba, tiene por expresión:

$$N_h = \frac{\gamma q H_t}{\eta_{vol}} = \frac{\gamma q (A - B q)}{\eta_{vol}} = A_1 q - B_1 q^2$$

que es la ecuación de una parábola en la que: $\left\{ \begin{array}{l} A_1 = \frac{\gamma A}{\eta_{vol}} \\ B_1 = \frac{\gamma B}{\eta_{vol}} \end{array} \right.$

Análogamente al análisis realizado para la altura total H_t en el estudio de la potencia hidráulica N_h cedida al líquido se pueden considerar tres casos según los distintos valores que tome el ángulo β_2 a la salida del rodete; la parábola, $N_h = \varphi(q)$, pasa por el origen para cualquier valor de β_2 ; la tangente en un punto cualquiera de N_h es:

$$\frac{dN_h}{dq} = A_1 - 2 B_1 q$$

Y como en el origen $q = 0$, resulta que $A_1 > 0$, lo que demuestra que la parábola es creciente en el origen, siendo la inclinación de su tangente en dicho punto igual a A_1 ,

Para: $\beta_2 > 90^\circ$, $\cotg \beta_2 < 0 \gg B_1 < 0$, y la parábola presenta la convexidad hacia abajo:

$$N_h = A_1 q - B_1 q^2$$

Para: $\beta_2 = 90^\circ$, $\cotg \beta_2 = 0 \gg B_1 = 0$, por lo que la función, se $N_h = \varphi(q)$, reduce a una recta:

$$N_h = A_1 q$$

Para: $\beta_2 < 90^\circ$, $\cotg \beta_2 > 0 \gg B_1 > 0$, por lo que la parábola presenta la convexidad hacia arriba, siendo:

$$N_h = A_1 q - B_1 q^2$$

que corta al eje de abscisas para:
$$\begin{cases} q = 0 \\ q = q_b = \frac{A_1}{B_1} \end{cases}$$

que es un valor doble del $q_a = \frac{A_1}{2 B_1}$ correspondiente al máximo de N_h .

Analizando la curva, $N_h = \varphi(q)$ y por lo que al punto b se refiere, parece a primera vista como si el caudal q_b se pudiese elevar con una cesión de potencia hidráulica nula, según se deduce de la propia posición del punto b , pero hay que tener en cuenta que para dicho caudal q_b la altura total H_t creada por la bomba es:

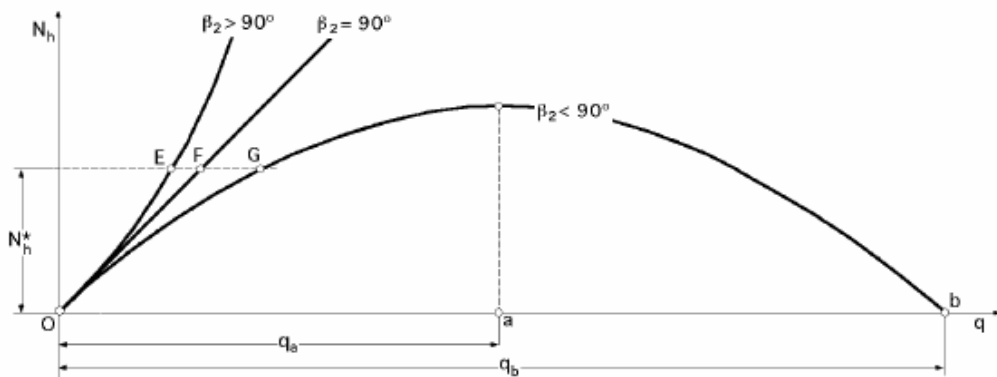


Fig. 39 Curvas características ideales de potencia hidráulica

Es decir, en el punto b la altura total es nula y al llegar el caudal al valor, $q = q_b$, no habrá elevación de caudal.

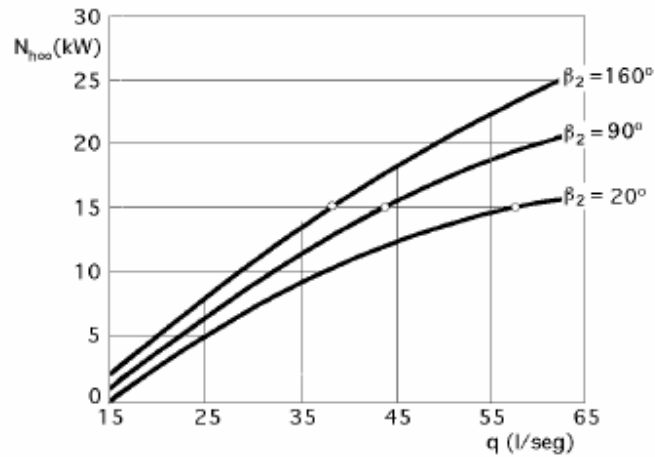


Fig. 40 - Curvas características ideales de potencia

Comparando los tres casos, se observa que para una misma potencia hidráulica N_h impulsarán mayores caudales aquellas bombas que tengan los ángulos de los alabes a la salida del rodete $\beta_2 < 90^\circ$.

4.17. NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO

El número de revoluciones específico de una bomba geoméricamente semejante a la que se considera como prototipo, que impulse un caudal de 1 m³/seg., creando una altura manométrica de 1 metro, se utiliza mucho en los países de habla inglesa, y se representa por n_q ; para determinar este número de revoluciones específico, se parte de las ecuaciones de semejanza:

$$\frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \quad \frac{q}{q'} = \lambda^2 \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \quad \frac{N}{N'} = \lambda^2 \sqrt{\left(\frac{H_m}{H_{m'}}\right)^3}$$

Si se supone una bomba funcionando a n rpm, impulsando un caudal de q m³/seg., y desarrollando una altura manométrica de H_m metros, y un modelo geoméricamente semejante a la anterior que funcione a $n' = n_p$ revoluciones por minuto, desarrollando una altura manométrica $H_m' = 1$ metro, e impulsando un caudal $q' = 1$ m³/seg, para una relación de semejanza geométrica, se tiene:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_q} &= \lambda^{-1} \sqrt{H_m} \\ q &= \lambda^2 \sqrt{H_m} \end{aligned} \right\} \Rightarrow n_q = n \frac{q^{1/2}}{H_m^{3/4}}$$

Que es el número de revoluciones específico (americano) de una bomba centrífuga en función del número de revoluciones por minuto n , del caudal impulsado q , y de la altura manométrica H_m en condiciones de rendimiento máximo.

Si se define el número específico de revoluciones de otra forma tal que sea, el número de revoluciones n_s de una bomba modelo que desarrolle una potencia de 1 CV y una altura manométrica H_m' de 1 metro geoméricamente semejante al prototipo considerado, al que se comunica una potencia de N (CV), para desarrollar una altura manométrica de H_m metros, a una velocidad de n rpm, siendo la relación de semejanza geométrica l , se tiene:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_s} &= \lambda^{-1} \sqrt{H_m} \\ N &= \lambda^2 (H_m)^{3/2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}}$$

Para hallar la relación existente entre n_s y n_q se sustituye la expresión de la potencia N de la bomba en n_s , resultando:

$$n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}} = \frac{n \sqrt{\frac{\gamma q H_m}{75 \eta}}}{H_m^{5/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} n_q$$

Para el caso de ser agua el líquido bombeado, $\gamma = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt{\eta} H_m^{3/4}} = \frac{3,65}{\sqrt{\eta}} n_q$$

Observándose que para un caudal y una velocidad de giro determinados, la velocidad específica n_s es función de la altura manométrica H_m .

4.18 NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

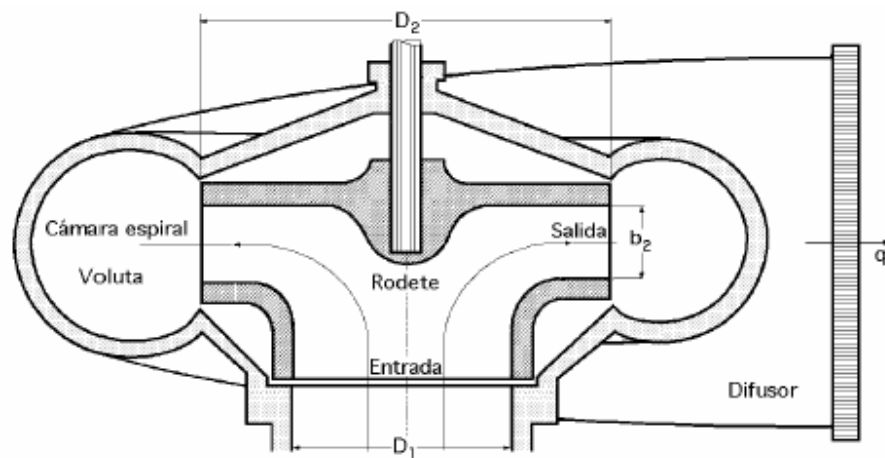
Si en el esquema de rodete de bomba centrífuga de la figura, D_1 es el diámetro a la entrada, D_2 es el diámetro a la salida, b_2 es la anchura del rodete a la salida, H_m es la altura manométrica desarrollada y c_{2r} es la componente radial de la velocidad absoluta del líquido a la salida del rodete de la figura, el caudal q impulsado por la bomba es:

$$q = \pi D_2 b_2 c_{2r}$$

Si llamamos c_2 a la velocidad absoluta a la salida del rodete, c_{2n} será la componente rotatoria, c_{2z} la componente axial, c_{2r} la componente radial y c_{2m} la componente meridiana y por lo tanto:

$$c_2^2 = c_{2n}^2 + c_{2z}^2 + c_{2r}^2 \quad ; \quad c_{2m}^2 = c_{2z}^2 + c_{2r}^2$$

Fig. 41



A la salida del rodete, inmediatamente antes de la salida del líquido a la voluta, se tiene que $c_{2z} = 0 \rightarrow c_{2r} = c_{2m}$, es decir, la velocidad radial a la salida del rodete es igual a la velocidad meridiana a la salida del mismo; llamando, $k_{2m} = f(q)$, al coeficiente óptimo de la velocidad meridiana c_{2m} a la salida, se tiene:

$$c_{2r} = c_{2m} = k_{2m} \sqrt{2 g H_m} \quad ; \quad k_{2m} = f(q)$$

Que sustituido en el valor de q proporciona la ecuación:

$$q = \pi D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{2 g H_m} = 13,88 D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{H_m}$$

Por otra parte si $\xi_2 = f(n)$ es el coeficiente óptimo para la velocidad tangencial u_2 , se puede poner:

$$u_2 = \xi_2 \sqrt{2 g H_m} = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad ; \quad n = 84,46 \frac{\xi_2 \sqrt{H_m}}{D_2} \quad ; \quad \xi_2 = f(n)$$

Sustituyendo los valores de n y q en n_q y en n_s se obtiene:

$$n_q = n \frac{\sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = 315 \xi_2 \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}} \quad (\text{Es independiente del líquido})$$

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} n_q = 36,4 \sqrt{\gamma} \xi_2 \sqrt{\frac{k_{2m}}{\eta}} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}}$$

$$n_s(\text{agua}) = 1150 \xi_2 \sqrt{\frac{k_{2m}}{\eta}} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}}$$

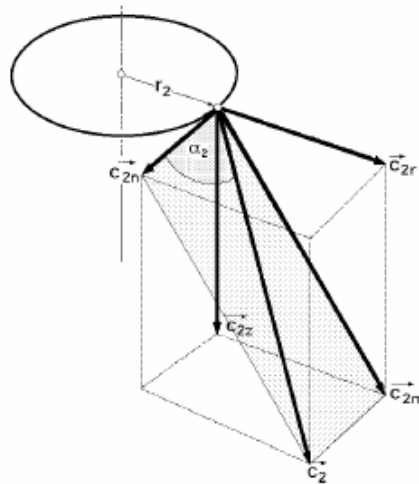


Fig. 42 Velocidades a la salida en la voluta

Estas fórmulas limitan el número de revoluciones específico; en efecto, el coeficiente óptimo ξ_2 viene impuesto por la velocidad de giro del motor que acciona la bomba, implicando velocidades tangenciales a la salida del rodete

muy altas. El coeficiente óptimo k_{2m} de la velocidad meridiana a la salida del rodete tiene también un valor mínimo, que no se puede reducir, por cuanto viene impuesto por el caudal circulante.

En consecuencia, para ir a números de revoluciones específicos bajos, habrá que reducir la relación (b_2/D_2) , lo cual conduce a un diseño de rodetes con forma de platillos, muy aplanados, que tienen grandes diámetros D_2 y pequeñas dimensiones a la salida b_2 .

Debido a las limitaciones anteriores relativas a ξ_2 , k_{2m} y (b_2/D_2) , resulta que en las bombas centrífugas radiales, para un número específico de revoluciones dado, la altura manométrica creada adquiere un valor máximo que no se puede superar. En las bombas helicocentrífugas o diagonales, los diámetros de salida D_2 son menores que en las centrífugas radiales por el imperativo de aumentar la relación (b_2/D_2) y conseguir mayores valores del n° específico de revoluciones.

En las bombas hélice (axiales), la relación (b_2/D_2) es mucho mayor que en las anteriores.

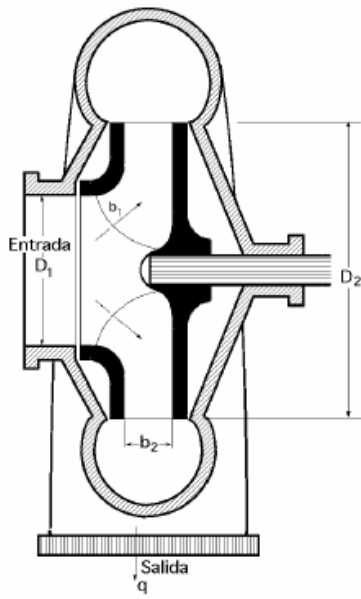


Fig. 43 Bomba centrífuga

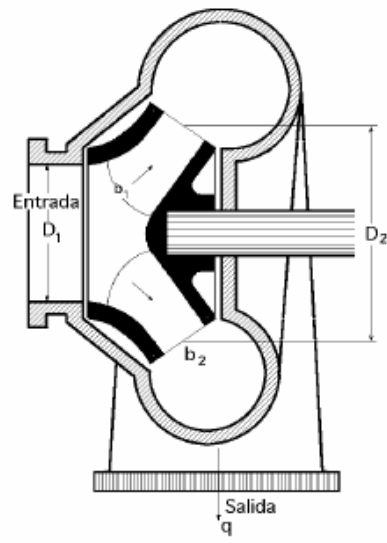


Fig. 44 Bomba helicocentrífuga

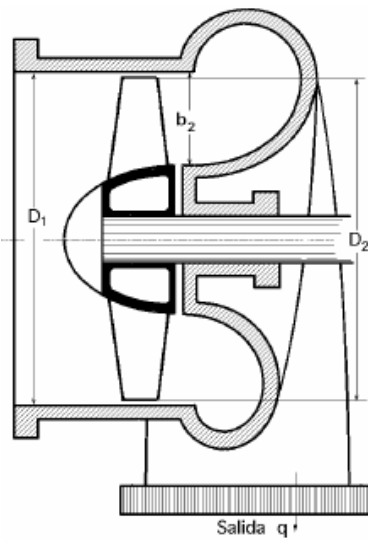


Fig. 45 Bomba hélice

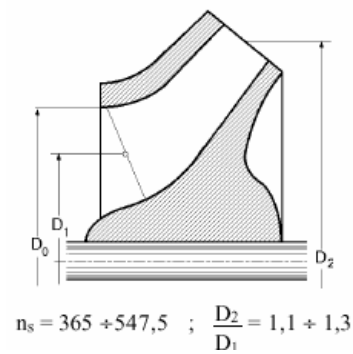
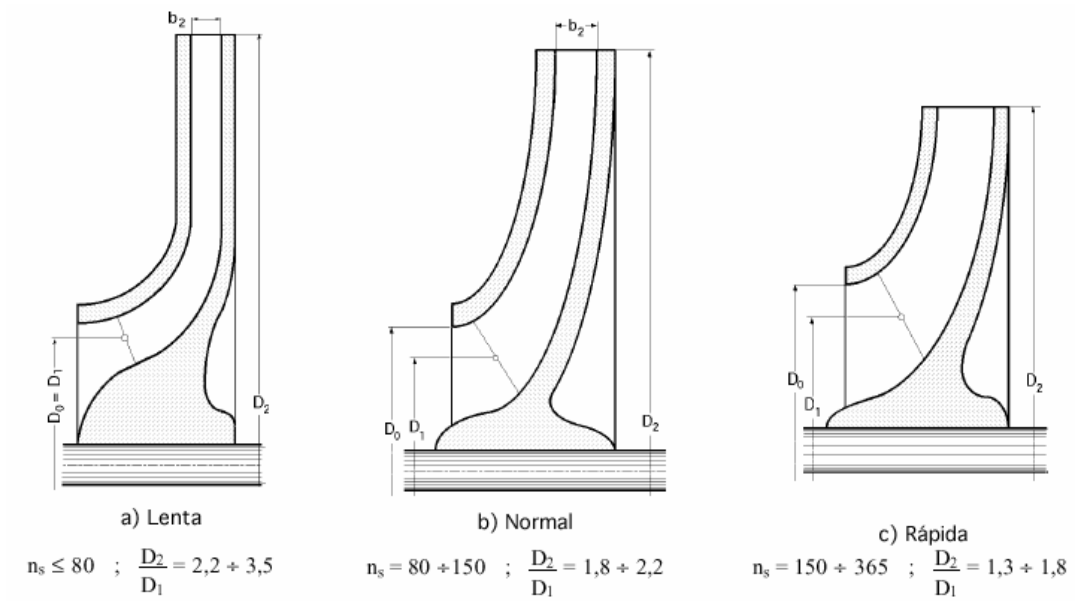


Fig. 46 Bomba helicocentrífuga

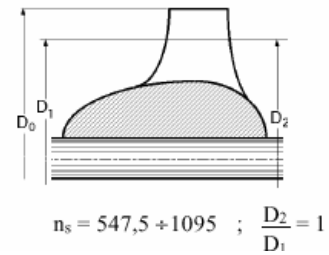


Fig. 47 Bomba hélice

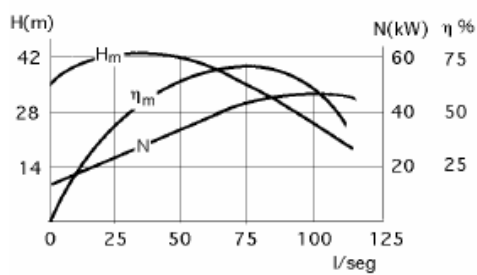


Fig. 48 Curvas características de una bomba radial centrífuga

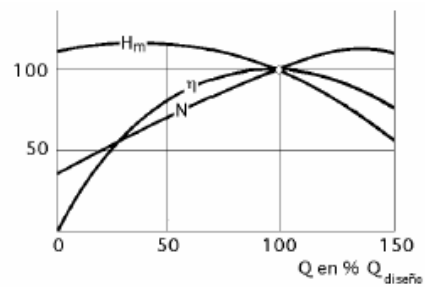


Fig. 49 Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %

5. CAVITACIÓN

5.1. CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas funcionan con normalidad si la presión absoluta a la entrada del rodete no está por debajo de un determinado valor; cuando el líquido a bombear se mueve en una región donde la presión es menor que su presión de vapor, vaporiza en forma de burbujas en su seno, las cuales son arrastradas junto con el líquido hasta una región donde se alcanza una presión más elevada y allí desaparecen; a este fenómeno se le conoce como cavitación, cuyas consecuencias se describen a continuación.

Si a la entrada del rodete la presión es inferior a la presión parcial del vapor p_v , se forman las burbujas de vapor que disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido, se perturba la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos, **disminuyendo el caudal, la altura manométrica, el rendimiento de la bomba**, en su recorrido dañan los conductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo

sobre los alabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc. Si la bomba funciona en estas condiciones durante cierto tiempo se puede dañar; la intensidad del golpeteo a medida que disminuye la presión absoluta a la entrada del rodete, se aprecia claramente en las curvas características de la bomba.

La presión mínima tiene lugar en el punto M, cerca de la entrada del rodete, por lo que la altura del tubo de aspiración H_a de la bomba centrífuga viene limitada por la cavitación. Lo más frecuente es que al final del tubo de aspiración, en la brida de aspiración E, exista una depresión y que la presión siga disminuyendo desde E hasta el rodete, punto M (presión mínima), zona que se encuentra a la entrada al mismo, siendo ΔP_{EM} la pérdida de carga correspondiente entre E y M. A partir de M el fluido comienza a notar la influencia del rodete que le comunica una energía cinética relativa, $w_1^2 / 2g$, aumentando bruscamente su presión, originándose el fenómeno del golpeteo y vibraciones.

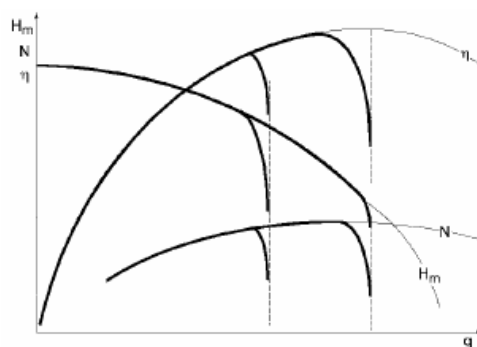


Fig. 50 Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga

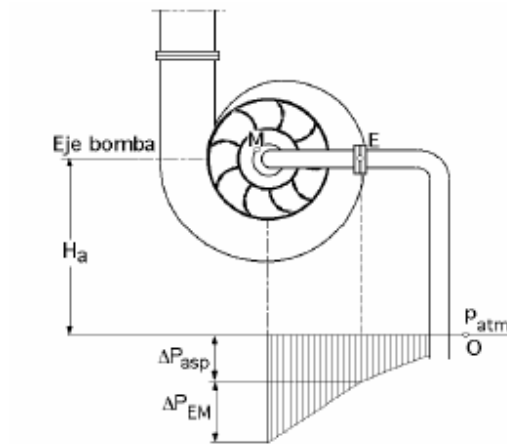


Fig. 51 Campo de presiones en la aspiración

La energía o altura específica del líquido entre el final del tubo de aspiración (brida de aspiración E) y entrada en el rodete impulsor, también llamada energía o altura bruta disponible, en condiciones de rendimiento máximo, es:

(29)

$$\text{Altura bruta disponible} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta p_{EM}$$

$$\frac{p_E - p_M}{\gamma} = \frac{c_1^2 - v_E^2}{2g} + \Delta p_{EM}$$

Para que a la entrada del rodete se presente la cavitación es necesario que la presión $p_M = p_1$, sea igual o menor que la presión parcial de vapor del líquido p_v a la temperatura correspondiente.

Para cada caudal, en el tubo de aspiración existe una presión mínima por encima de la presión de vapor p_v ; por debajo de este valor de P_v la bomba cavitará; ésta presión se puede expresar en metros de columna de líquido (altura neta de entrada en la bomba) y se denomina **altura neta de succión positiva** NPSH, Net Positive Suction Head que, teóricamente, *para una bomba dada y un caudal dado, es constante.*

5.1.1. ALTURA NETA DE ENTRADA DISPONIBLE, NPSHd.- Para definir esta altura hay que determinar la energía bruta disponible que tiene el flujo a la entrada de la bomba, que se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada al tubo de aspiración, punto O (nivel inferior del líquido), y el final del mismo, punto E, en la forma:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} + H_a + \Delta P_{asp}$$

La altura bruta disponible a la entrada de la bomba es:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp}$$

En la que se ha supuesto que la variación del nivel del líquido es nulo, por lo que, $v_0 = 0$, siendo en general, $P_0 = P_{atm}$.

Como el líquido a bombear tiene una determinada presión de vapor p_v , la energía bruta anterior sólo es utilizable hasta dicha presión p_v , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo que se define la **altura neta disponible a la entrada de la bomba** $NPSH_d$ de la forma:

$$\begin{aligned} NPSH_d &= \text{Altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp} - \frac{p_v}{\gamma} \\ &= \frac{P_{atm} - p_v}{\gamma} - H_a - k_{asp} q_1^2 \end{aligned}$$

Que representa una familia de parábolas, al ser, $\Delta P_{asp} = k_{asp} q_1^2$, y que no es más que la curva característica de la instalación que sólo afecta al tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada.

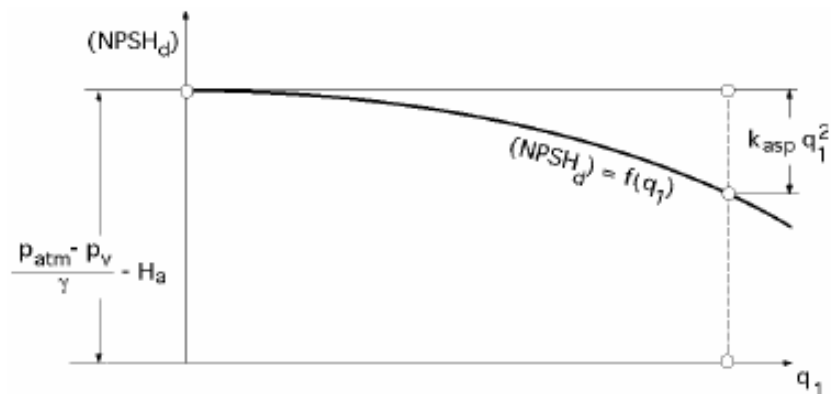


Fig. 52 Altura neta de entrada disponible

5.1.2. ALTURA NETA DE ENTRADA REQUERIDA, NPSH_r

La bomba necesita que el líquido disponga en la posición E, (brida de aspiración), de un mínimo de energía que le permita hacer el recorrido de E a M sin que aparezca cavitación; esta presión mínima, **cuyo límite es P_v**, es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que éste comienza a comunicar al líquido la presión p₁. Si se supone que los puntos E y M están al mismo nivel y teniendo en cuenta que p_v es la presión mínima que se puede tener en el punto 1, **la altura bruta a la entrada de la bomba es:**

$$\text{Altura bruta disponible} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM}$$

La altura neta requerida a la entrada del rodete es:

$$\begin{aligned} \text{Altura bruta disponible} &= \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \\ &= \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \end{aligned}$$

La altura neta requerida a la entrada del rodete es:

$$\begin{aligned} \text{NPSH}_r &= \text{Altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} \\ &= \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \end{aligned}$$

Si, $\Delta P_{EM} \rightarrow 0$, resulta que: $NPSH_r = \frac{c_1^2}{2g}$

Es conveniente que el NPSHr sea lo menor posible, ($c_1 \rightarrow 0$) para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, mientras que el NPSHd tiene que ser lo mayor posible.

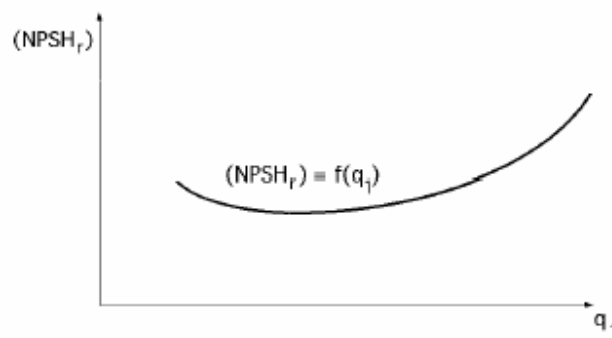


Fig. 53 Altura neta de entrada requerida

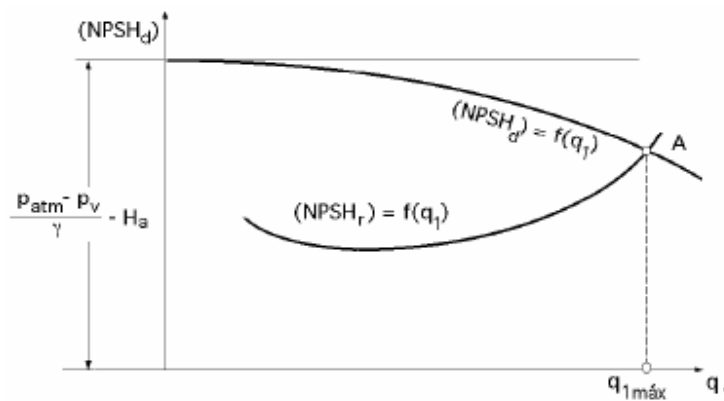


Fig. 54 Altura de aspiración máxima

5.1.3. ALTURA DE ASPIRACIÓN H_a .- Si el NPSHr tiene que ser pequeño, y el NPSHd grande, su punto de intersección proporciona la altura de

aspiración máxima H_a . Para su determinación se toma el caudal máximo previsto $q_{\text{máx}}$ (que es con el que más riesgo de cavitación existe) sobre el eje de caudales del gráfico suministrado por el fabricante de la bomba.

De las infinitas curvas NPSH_d que se pueden disponer en una instalación, función de la altura de aspiración H_a , sólo una pasa por el punto A, verificándose:

$$\text{NPSH}_r = \text{NPSH}_d = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - H_a - \Delta P_{\text{asp máx}}$$

$$\Rightarrow H_a = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - \Delta P_{\text{asp máx}} - \text{NPSH}_r$$

Que es la máxima altura de aspiración teniendo en cuenta la cavitación, siendo aconsejable disminuir dicha altura en 0,5 m para asegurarse de que ésta no se produzca:

$$H_a = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - \Delta P_{\text{asp máx}} - \text{NPSH}_r - 0,5$$

Valor que no superará los 6,5 m pudiendo resultar mucho más pequeña e incluso negativa, por encima del eje de la bomba. Se puede concluir diciendo que mientras se cumpla que:

$$\text{NPSH}_d \geq \text{NPSH}_r \text{ no existe cavitación.}$$

Esta comenzará a manifestarse cuando sean iguales. Cuanto más pequeño sea el NPSH_r, tanto más estable será la bomba en lo que respecta a la cavitación.

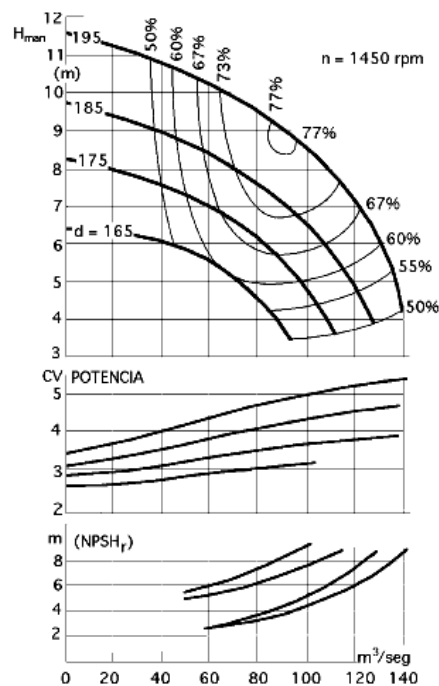


Fig. 55 Datos de curvas de colina de rendimientos, potencia y NPSH_r de una bomba centrífuga

5.2. INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN LOS PARÁMETROS DE ENTRADA

El valor del NPSH_r se puede obtener en función de los parámetros de entrada, en condiciones de rendimiento máximo, haciendo la siguiente sustitución:

$$\Delta P_{EM} = k q_1^2 = \alpha \frac{w_1^2}{2g}$$

$$\text{NPSH}_r = \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} = \frac{c_1^2}{2g} + \alpha \frac{w_1^2}{2g} =$$

$$\left| \begin{array}{l} c_1 = \frac{q_1}{\Omega_1} = \frac{4 q_1}{\pi D_1^2} \\ u_1 = R_1 w = \frac{\pi n D_1}{60} \end{array} \right| = \frac{c_1^2}{2g} + \alpha \frac{c_1^2 + u_1^2}{2g} =$$

$$= \frac{c_1^2 (1 + \alpha) + \alpha u_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^4} + \frac{\alpha \pi^2 D_1^2 n^2}{3600} \right\}$$

En las que α es un coeficiente que depende de la forma del alabe y de las condiciones inherentes al paso del líquido del tubo al rodete, El aumento del número de revoluciones de la bomba implica un aumento del caudal, lo que lleva implícito un aumento de la velocidad c_1 del líquido, (aumento de la NPSH_r), con la consiguiente caída de presión absoluta a la entrada M de los álabes del rodete impulsor, contribuyendo todo ello a la aparición de la cavitación, por lo que a veces es necesario limitar el caudal y el número de revoluciones de la bomba. En estas circunstancias, la pérdida de carga ΔP_{EM} entre la entrada E y el punto M y la velocidad c_1 de entrada en el rodete varían, ya que la altura neta de entrada requerida NPSH_r depende del caudal.

Para el caso extremo de bombeo de líquidos a su temperatura crítica, el NPSHr es nulo, ya que el volumen ocupado por la fase líquida y el vapor saturado sería el mismo y al pasar de una fase a otra no existirá variación de volumen y, por tanto, golpeteo.

5.2.1. DIÁMETRO ÓPTIMO A LA ENTRADA DEL RODETE.- Si se conocen las condiciones de cavitación, se puede estudiar la corriente fluida a la entrada del rodete y calcular el diámetro D_1 , ya que el NPSHr depende de las velocidades c_1 y u_1 , que a su vez, para q_1 y n dados, dependen del diámetro D_1 . Para calcular el valor óptimo de D_1 en estas condiciones, se diferencia la ecuación anterior respecto a D_1 , se iguala a cero, y se obtiene el diámetro óptimo D_1 (óptimo) correspondiente a un NPSHr crítico mínimo, en la forma:

$$\begin{aligned} \frac{d(\text{NPSH}_r)}{dD_1} &= \frac{1}{2g} \frac{d}{dD_1} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^4} + \frac{\alpha \pi^2 D_1^2 n^2}{3600} \right\} = \\ &= \frac{1}{2g} \left\{ \frac{-64 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^5} + \frac{\alpha \pi^2 D_1 n^2}{1800} \right\}_{D_1 = D_1(\text{óptimo})} = 0 \\ D_1(\text{óptimo}) &= 3,2519 \sqrt[6]{\frac{1 + \alpha}{\alpha}} \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = k_0 \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = 4,95 \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} \end{aligned}$$

En la que k_0 tiene un valor medio igual a 4,4 aunque en cálculos prácticos se recomienda, por posibles sobrecargas de las bombas un valor, $k_0 = 4,95$.

Si se introduce este valor en el NPSHr se obtiene el NPSHr (mínimo):

$$\begin{aligned}
 (\text{NPSH}_r)_{\text{mín}} &= \frac{D_1^2(\text{óptimo})}{2g} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^6(\text{óptimo})} + \frac{\alpha \pi^2 n^2}{3600} \right\} = \\
 &= \frac{k_0^2}{2g} \left(\frac{q_1}{n} \right)^{2/3} \left\{ \frac{16 n^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 k_0^6} + \frac{\alpha \pi^2 n^2}{3600} \right\} = \\
 &= \frac{k_0^2}{2g} \sqrt[3]{q_1^2 n^4} \left\{ \frac{16 (1 + \alpha)}{\pi^2 k_0^6} + \frac{\alpha \pi^2}{3600} \right\} = s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2g}
 \end{aligned}$$

Siendo s un coeficiente que depende de q y k_0 de valor $s = 0,02$, para $\alpha = 0,25$, que se puede aplicar a los rodetes corrientes. Cuando aumenta la anchura b_1 a la entrada del rodete, el valor de s disminuye hasta, $s \approx 0,0125$

5.2.2. PRESIÓN ABSOLUTA DE ENTRADA.- La presión absoluta de entrada mínima en la bomba p_E es:

$$\begin{aligned}
 \frac{P_{E(\text{mínima})}}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} &= \text{NPSH}_r + \frac{p_v}{\gamma} \\
 \frac{P_{E(\text{mínima})}}{\gamma} &= \text{NPSH}_r + \frac{p_v}{\gamma} - \frac{v_E^2}{2g} = s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2g} + \frac{p_v}{\gamma} - \frac{v_E^2}{2g}
 \end{aligned}$$

5.2.3. NÚMERO DE REVOLUCIONES ADMISIBLE MÁXIMO.- Si el diámetro D_1 es el óptimo, la condición para que no haya cavitación en la bomba es:

$$\begin{aligned}
 \text{NPSH}_r &\geq s \frac{\sqrt[3]{(q_1 n^2)^2}}{2g} \\
 n_{\text{admisible máximo}} &= \frac{\sqrt[4]{\left\{ \frac{2g (\text{NPSH}_r)}{s} \right\}^3}}{\sqrt{q_1}} =
 \end{aligned}$$

$$= \sqrt[4]{\left(\frac{2g}{s}\right)^3} \frac{\sqrt[4]{(\text{NPSH}_r)^3}}{\sqrt{q_1}} = \frac{\sqrt[4]{\left(\frac{2g}{s}\right)^3}}{\sqrt{q_1}} \sqrt[4]{\left(\frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g}\right)^3} \equiv \frac{k_C}{\sqrt{q_1}} \sqrt[4]{\left(\frac{p_E - p_v}{\gamma}\right)^3}$$

En la que:

q_1 viene dado en m^3/seg , NPSH_r en metros, p en kg/cm^2 y g en kg/dm^3 k_C es una constante propia de cada bomba, o coeficiente crítico de cavitación,

$$k_C = \sqrt[4]{\left(\frac{20g}{s}\right)^3}$$

Que junto con s caracterizan las cualidades de cavitación de la bomba, es decir, el grado de predisposición de la misma cuando disminuye la presión absoluta a la entrada.

Cuanto mayor sea el valor de k_C y menor el de s , tanto menor será la posibilidad de que la bomba entre en cavitación. Para las bombas centrífugas corrientes, $800 < k_C < 1200$, según la forma que tenga la entrada, mayor en las bombas axiales (hélices), y disminuyendo con el número específico de revoluciones, mientras que, $0,025 < s < 0,015$.

Para rodets especiales, que poseen altas cualidades de anticavitación con ensanchamiento de la parte de entrada del rodete, se tiene que, $2000 < k_C < 2200$ y $0,008 < s < 0,007$.

La exactitud de los cálculos de la cavitación, es decir, el cálculo de $n_{m\acute{a}x}$ ó p_E (mínima) depende de la precisión en la selección de los valores numéricos de k_C y s .

5.3. VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ASPIRACIÓN n_a

De igual forma que la velocidad específica N_q de una bomba indica el tipo de bomba (forma del rodete) la velocidad específica de succión n_a proporciona una idea de las características de aspiración del rodete, definiéndose en la forma:

$$n_a = \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt[4]{(NPSH_r)^3}} \eta_{m\acute{a}x}$$

Para el caso particular de un rodete de doble aspiración, el valor del caudal q a considerar es la mitad del total.

Un valor conservador de la velocidad específica de aspiración es 8.000; sin embargo, para caudales elevados se suele tomar un valor no superior a 6.000, aunque algunos fabricantes americanos sitúan este valor en 10.000.

La velocidad específica de aspiración indica el grado de inestabilidad potencial de la bomba a cargas reducidas.

En el punto de rendimiento máximo de la bomba no existe ningún fenómeno de recirculación a la entrada del rodete y el $NPSH_r$ de la bomba se mantiene invariable. Sin embargo, a medida que el caudal de la bomba se reduce, y

nos alejamos de las condiciones de funcionamiento óptimo (máximo rendimiento) aparecen fenómenos de recirculación en el ojo del rodete que conllevan una cavitación incipiente que pueden originar daños en la bomba.

A la hora de analizar una bomba es preciso ver la posición del punto de funcionamiento respecto al punto de máximo rendimiento y qué tipo de campo de regulación de caudal se ha de exigir.

En el caso hipotético de que el caudal coincida prácticamente con el caudal de máximo rendimiento y permanezca invariable, el valor de la velocidad específica de succión de esta bomba carecería de importancia, ya que en estas condiciones de funcionamiento nunca aparecerán problemas de cavitación siempre que se mantenga que el NPSHd sea superior al NPSHr de la bomba.

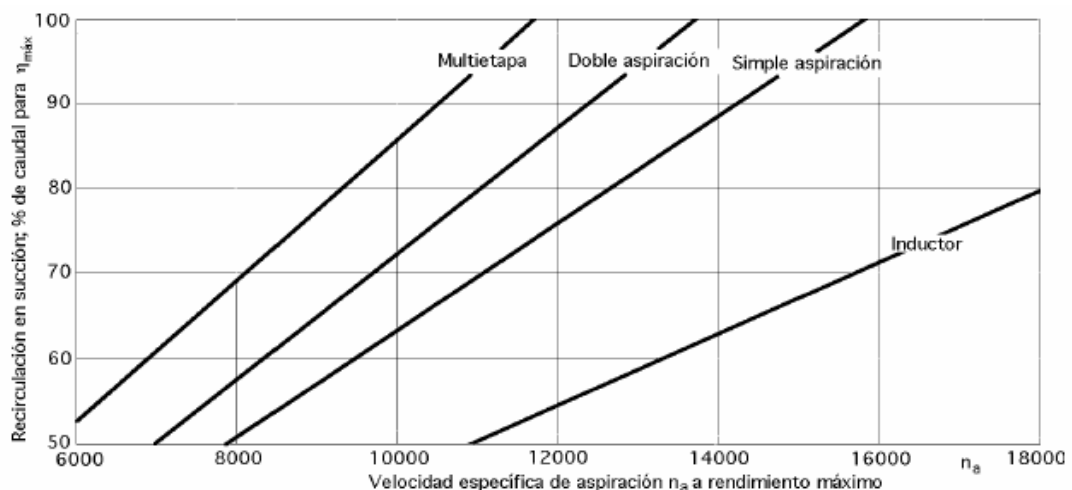


Fig. 56 Velocidad específica de succión y caudal frente a diversas configuraciones del rodete

Existen gráficos como el indicado en la figura, en los que se relacionan la velocidad específica de aspiración (abscisas) y el porcentaje del caudal de máximo rendimiento para el que aparece recirculación en la aspiración (ordenadas), frente a distintos tipos de rodetes.

Así, por ejemplo, si se dispone de una bomba de simple aspiración de $n_a = 11.000$ que sobrepasa los límites menos conservadores, no se dudaría en rechazarla; pero suponiendo que el caudal de funcionamiento fuese el 85% del de máximo rendimiento y el caudal mínimo no inferior al 70% del de máximo rendimiento, según la gráfica, esta bomba sería totalmente válida para el servicio que se persigue, por lo que el análisis del parámetro n_a no se debe realizar de forma aislada sino teniendo en cuenta otros factores propios de la bomba y de la regulación del sistema; se observa cómo las características de estabilidad mejoran sensiblemente para bombas a las que se les instala un inductor en la aspiración.

5.4. CAUDAL MÍNIMO IMPULSADO POR UNA BOMBA CENTRÍFUGA

El caudal mínimo de funcionamiento continuo de la bomba viene prefijado por el constructor, por debajo del cual la máquina no debe operar; es función de los NPSH disponible y requerido, de la presión de vapor del líquido y de los esfuerzos que aparecen sobre el impulsor debido a una asimétrica distribución de presiones.

A medida que el caudal disminuye, el rendimiento de la bomba también disminuye, lo que se traduce en un aumento de la temperatura del líquido, por refrigeración insuficiente y, por lo tanto, de su presión de vapor, por lo que el $NPSH_d$ será inferior. El caudal mínimo es aquel para el que el $NPSH_d$ disminuido a causa del aumento de temperatura, sea igual al $NPSH_r$ por la bomba.

5.4.1. Temperatura del líquido.- El incremento de temperatura ΔT del líquido que atraviesa la bomba se determina por la diferencia entre la potencia absorbida en el eje de la bomba y la potencia hidráulica, despreciando las pérdidas por rozamiento en cojinetes y órganos del cierre, que se transforma en calor que es absorbido por el líquido que circula por la bomba.

El incremento de temperatura es:

$$\Delta T = \frac{H_{man}}{427 c_{pF}} \left(\frac{100}{\eta_{man}} - 1 \right)$$

En la que c_{pF} es el calor específico del líquido bombeado en Kcal/kg°C, y H_{man} en m.

El incremento de temperatura depende de las condiciones de aspiración y se determina por el incremento máximo admisible de la presión de vapor antes de la evaporación del líquido; el límite de esta condición se verifica, como

sabemos, cuando hay equilibrio entre la presión de vapor p_v y la presión de aspiración p_E .

Si la diferencia entre la presión de vapor y la presión de aspiración diese lugar a un incremento de temperatura superior a 8°C se recomienda considerar este valor. Si no se conoce el valor exacto de la altura manométrica correspondiente al caudal mínimo, se toma en primera aproximación la altura total (a válvula cerrada, caudal cero).

En bombas de flujo mixto y axiales (velocidad específica n_a superior a 4.500), la potencia aumenta a medida que se cierra la válvula de descarga, todo lo contrario a lo que ocurre con las bombas centrífugas normales en las que el motor, diseñado para trabajar en condiciones normales, se puede enfrentar con una carga de hasta dos veces la nominal cuando se arranca la bomba a válvula cerrada, por lo que siempre este tipo de bombas se arranca a válvula parcialmente abierta.

5.5. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN

Una bomba centrífuga puede dar una presión en la brida de impulsión considerable pero apenas es capaz de producir una succión en la brida de aspiración, por lo que es necesario hacer llegar previamente líquido hasta la brida de entrada y además inundarla para que pueda empezar a trabajar. El

cebado de la bomba es el llenado completo de la misma con el líquido que se va a bombear, operación previa a la puesta en marcha del motor.

Si la bomba está siempre sumergida en el líquido (caso de una bomba vertical sumergida), estará siempre cebada y lista para entrar en funcionamiento.

Si el líquido es capaz de llegar a la brida de aspiración por su propio peso, debido a que el depósito de alimentación está a más altura que la bomba, el cebado es sencillo puesto que bastará con abrir la válvula de aspiración y la válvula de una pequeña línea de purga en la impulsión, que deje escapar el aire que va siendo empujado por el líquido entrante. Cuando el líquido comienza a salir por la línea de purga, la bomba estará cebada y se cierra esta válvula.

Para el caso en que el depósito se encuentre por debajo del eje de la bomba, conseguir el cebado puede ser complicado, por lo que el llevar a cabo una solución dependerá de las posibilidades que ofrezca el sistema de trabajo, el cual se puede realizar de varias formas, como:

- Mediante un llenado directo a través de manguera, caldera, etc.
- Mediante un depósito auxiliar de carga, que sólo se utilizará para realizar el cebado.

- Mediante conexión directa desde el tanque de impulsión, solución que sólo será satisfactoria para los casos en los que el depósito de impulsión contenga algo de líquido (by-pass).
- Mediante el uso de un eyector que cree vacío en el interior de la bomba, con lo que el líquido se verá atraído hacia la brida de aspiración por una diferencia de presiones.

El cebado adecuado previo a la puesta en marcha es esencial, ya que sin el cebado la bomba no solamente no funcionará, sino que además puede llegar a sufrir averías al girar en vacío y no existirá líquido a impulsar, puesto que es éste mismo el que refrigera y lubrica el rodete.

Una vez arrancada la bomba, ésta puede trabajar en carga o en aspiración según que el nivel del depósito de aspiración esté por encima o por debajo de la misma. Esta diferencia de niveles representa la altura manométrica de aspiración que puede ser positiva o negativa.

A la diferencia de niveles neta se deben restar las pérdidas por rozamiento en tuberías y válvulas que haya entre depósito y bomba cuando la carga es positiva o sumarlas cuando la carga sea negativa.

La NPSH en metros de líquido, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido que se está bombeando en ese mismo punto a la temperatura de succión. Este concepto es de gran importancia a la hora de elegir una bomba para que

pueda manejar líquidos en ebullición o próximos a ella, así como líquidos altamente volátiles.

Una NPSH inadecuada (carga de succión demasiado baja) conduce a la aparición de bolsas de líquido vaporizado que ocasionan el fenómeno de la cavitación, influyendo en la buena marcha de la bomba. Cuando una tubería de aspiración tiene insuficiente NPSHd, para una selección óptima de la bomba existen algunos métodos para aumentarla, o reducir la NPSHr , o ambas cosas a la vez.

5.5.1. AUMENTO DE LA NPSHd

Se puede mejorar en las siguientes situaciones:

- **Si el líquido está caliente**, se puede enfriar intercalando un refrigerante en la tubería, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye. También se puede conseguir aspirando el líquido en algún punto de la corriente en que esté a temperatura más baja.
- **Aumentando la altura mínima del líquido en el tanque o elevando éste**, que en principio parece la solución más sencilla, salvo que no resulte posible porque el nivel inferior del líquido sea fijo, como en un río, estanque o lago, o porque la altura a la que hay que subir el nivel del líquido sea totalmente impracticable, o porque el costo sea excesivo. A menudo el elevar el nivel del líquido unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa, más eficiente, un ahorro tanto en

el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento, que compensarán los costes adicionales.

- **El bajar la bomba** permite seleccionar una de velocidad específica más alta, menos costosa y más eficiente. Una variante sería emplear una bomba vertical con el impulsor bajo el nivel del suelo.
- **Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración** se reducen las pérdidas de carga.
- **Si entre el nivel inferior y la bomba se intercala otra bomba** que trasiega el caudal aspirado al tiempo que proporciona una altura diferencial pequeña, (justo la necesaria para aumentar el NPSHd en la brida de aspiración de la bomba problema), y que tenga un NPSHr bajo, (inferior al NPSHd), el NPSHd de la tubería de aspiración de la bomba principal se mejora; a la bomba intercalada se la denomina **bomba booster**.

Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles más altas producen ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como una mayor eficiencia y, a menudo, un menor número de etapas, que dan mayor fiabilidad. La bomba booster puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

- **Reduciendo las pérdidas por fricción en la tubería de aspiración**, que se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía.

5.5.2. REDUCCIÓN DE LA NPSHr

- **Verificando un pulido en el tubo de aspiración**, así como en el ojo del rodete.
- **Mediante la utilización de inductores**, (no aconsejables cuando se trasvasan líquidos que transportan sólidos erosivos, "slurry", etc.).

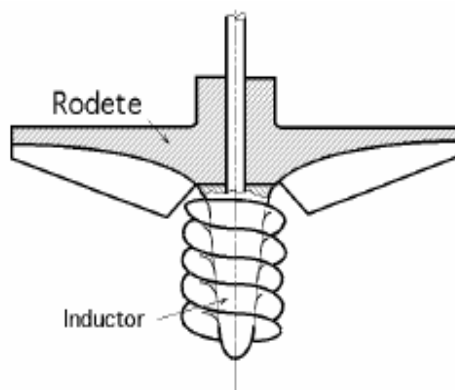


Fig.57 Inductor

- **Se puede elegir una bomba sobredimensionada a un régimen bajo de revoluciones**, dado que la NPSHr (proporcional al cuadrado de la velocidad c_1) se reduce a medida que disminuye el caudal; esta solución tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables, ya que la cavitación produce unas oscilaciones de presión que si no se cortan dañarán la bomba. El líquido debe entrar en la bomba en condiciones lo más alejadas posibles de su presión de vaporización. La entrada al ojo del rodete fuerza la velocidad del líquido, lo que origina una depresión (torbellino), y si se está cerca de la vaporización, la caída de presión produce burbujas de vapor que al entrar en el rodete originan cavitación;

en estas circunstancias el rodete se ve sometido a una intensa vibración que lo destruirá si no se para.

Para evitar la cavitación hay que disponer siempre de una línea de aspiración amplia, evitando los codos y válvulas innecesarias, vigilando la temperatura de entrada a la bomba del líquido. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de reducir la temperatura.

- ***En bombas de velocidad específica alta se puede aumentar el diámetro del rodete***, solución que reduce la NPSHr porque disminuye la velocidad de entrada c_1 al impulsor. Una velocidad baja puede tener muy poca influencia en el rendimiento de la bomba, (el rendimiento máximo se tiene para c_1 mínima), o cerca del mismo, pero al funcionar con capacidad parcial puede ocasionar un funcionamiento ruidoso, borbotos hidráulicos y desgastes prematuros.
- ***En aquellas situaciones en que el tubo de aspiración sea demasiado largo***, se recurre a rodetes en los que mediante un *by-pass* se produce una recirculación del líquido a bombear, que permite trabajar con valores del NPSHr relativamente pequeños.
- ***Empleando velocidades de la bomba más bajas***, ya que una vez que se ha seleccionado un valor razonable de la velocidad específica de aspiración, cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será la

NPSHr . El problema es que, para el mismo servicio, una bomba de baja velocidad es más costosa y menos eficiente que otra de alta velocidad, por lo que la baja velocidad de la bomba rara vez es la más económica.

- ***Empleando un impulsor de doble succión***, solución que es la más deseable, en particular para grandes caudales.

6. ANÁLISIS ECONÓMICO EN LA SELECCIÓN DE BOMBAS

6.1. Selección de las bombas para reducir costos de energía

Las especificaciones anticuadas o con muchas restricciones pueden impedir a los ingenieros la selección de bombas eficientes en energía. Una guía basada en la velocidad específica de la bomba indica el tipo que se puede seleccionar.

Se pueden lograr considerables ahorros de energía en los sistemas de bombas. Por su puesto, en lo primero que se deben buscar esos ahorros es en el diseño del sistema. Sin embargo incluso después de haber reducido al mínimo los requisitos hidráulicos del sistema y determinado las condiciones hidráulicas, se debe tratar de hacer la selección de la bomba mas eficiente para el sistema.

La mayoría de los ingenieros se atienen a la eficiencia que menciona el fabricante ,sin embargo esto no será suficiente porque las especificaciones del usuario tales como la velocidad de funcionamiento, numero de etapas o pasos y configuración del impulsor pueden impedir que el fabricante ofrezca la bomba mas eficiente.

Aunque la tecnología de las bombas ha mejorado en forma considerable en las últimas décadas, todavía hay muchas especificaciones basadas en los datos antiguos. Estas especificaciones pueden llevar a la selección de bomba ineficiente en términos del consumo de corriente eléctrica en una época en que un ahorro de 1 HP puede justificar una inversión de algunos cuantos pesos.

Para tener mínimos costos en los sistemas de bombeo no basta el costo inicial. Hay que evaluar todo el sistema, incluso los requisitos de gasto (caudal), de capacidad variable y de materiales.

Hay muchas formas de desperdiciar energía, sin saberlo, en los sistemas de bombeo, para darnos cuenta lo primero que debemos hacer es determinar lo que cuesta la energía y averiguar como se puede ahorrar caballaje si se invierte en una bomba más eficiente.

6.2. Estimación De Costos De Bombas Centrifugas

La correlación del costo de las bombas centrifugas con su tamaño o capacidad es difícil porque un fabricante puede tener una bomba en existencia, de tamaño y precio dados, y la puede adaptar para trabajar con una variedad de combinaciones de capacidad y carga producida.

Se puede evitar la dificultad al correlacionar el costo de la bomba con el valor máximo del parámetro S de tamaño que puede manejar una bomba de un precio particular.

$$S = Q (H)^{1/2}$$

En donde Q es la capacidad de diseño, gpm o m³/s y H es la carga requerida en ft-lb. /lb. o en J/Kg.

El costo de la bomba (Cp) que incluya la placa de base y el acoplamiento para unidad motriz, pero no esta, se calcula con:

$$C_p = C_B F_T F_M$$

Las correlaciones para el costo básico de la bomba (C_B) y los factores (F_T) del costo por tipo de diseño se presenta en una tabla I. Los factores para los materiales de construcción (F_M) aparecen en la tabla II.

Factor de costo para el tipo de bomba de la tabla I.

$$F_T = \exp [b_1 + b_2 (\ln S) + b_3 (\ln S)^2]$$

Tabla I. Correlación del costo de las bombas centrifugas

| TIPO | b1 | b2 | b3 |
|---------------------------------|---------|---------|---------|
| Una etapa, 1750 rpm, VSC | 5,1029 | -1,2217 | 0,0771 |
| Una etapa, 3550 rpm, HSC | 0,0632 | 0,2744 | -0,0253 |
| Una etapa, 1750 rpm, HSC | 2,029 | -0,2371 | 0,0102 |
| Dos etapas, 3550 rpm, HSC | 13,7321 | -2,8304 | 0,1542 |
| Etapas múltiples, 3550 rpm, HSC | 9,8849 | -1,6164 | 0,0834 |

Tabla II. Factores de costo de materiales de construcción

| Material | Factor de costo F_M |
|----------------------------------|---|
| Acero fundido | 1,35 |
| Accesorio de 304 o 316 | 1,15 |
| Acero inoxidable 304 o 316 | 2 |
| Aleación de Gould No. 20 fundida | 2 |
| Níquel | 3,5 |
| Monel | 3,3 |
| ISO B | 4,95 |
| ISO C | 4,6 |
| Titanio | 9,7 |
| Hatelloy C | 2,95 |
| Hierro dúctil | 1,15 |
| Bronce | 1,9 |

TAMAÑO Y COSTO DEL MOTOR ELÉCTRICO

Para determinar el costo de unidad motriz de una bomba, se debe determinar el caballaje al freno requerido, el cual se calcula con las siguientes formulas:

$$P_B = \rho QH / (33000 \eta_p)$$

En donde P_B es el caballaje al freno, ρ es la densidad del líquido en lb. /GAL, Q el flujo en gpm, H carga producida en ft-lb./ft y η_p la eficiencia de la bomba. Se necesita el valor del caballaje al freno requerido a fin de determinar el tamaño nominal de la unidad motriz (motor eléctrico) y la potencia consumida por la bomba. El costo de los motores eléctricos se correlaciono con los tamaños nominales de los motores en caballos (1hp=745.7 watts). La correlación y coeficientes en la tabla III son para tres tipos de motores: abierto a prueba de goteo, totalmente enfriado por ventilador y a prueba de explosión, y para tres velocidades: 3600, 1800, 1200 rpm.

Para obtener mejor correlaciones, fue necesario dividir la gama o intervalos de caballajes en dos o tres subintervalos con diferentes coeficientes para cada uno.

Debido a que los motores eléctricos son de tamaños discretos, el tamaño que se debe usar tabla III es el caballaje disponible que es igual o mayor caballaje que el caballaje al freno (bhp) requerido.

Tabla IV. Correlación para el costo de motores eléctricos

Costo descontado de motor de 60 Hz con voltaje y aislamiento estándar.

$$C_M = \exp. [a_1 + a_2 (\ln p) + a_3 (\ln p)^2]$$

| | No. 1 | No.2 | No.3 | Limite de HP |
|---|--------|----------|----------|--------------|
| Abierto a prueba de goteo 3600 rpm | 4,8314 | 0,096666 | 0,1096 | 1-7,5 |
| | 4,1514 | 0,5347 | 0,05252 | 7,5-250 |
| | 4,2432 | 1,032541 | -0,03595 | 250-700 |
| 1800 rpm | 4,7075 | -0,01511 | 0,22888 | 1-7,5 |
| | 4,5212 | 0,47242 | 0,0482 | 7,5-250 |
| | 7,4044 | -0,06464 | 0,05448 | 250-600 |
| 1200rpm | 4,9298 | 0,30118 | 0,1263 | 1-7,5 |
| | 5,0999 | 0,35861 | 0,06052 | 7,5-250 |
| | 4,6163 | 0,88531 | -0,02188 | 250-500 |
| Totalmente encerrado enfriado por ventilador 3600 rpm | 5,1058 | 0,03316 | 0,15374 | 1-7,5 |
| | 3,8544 | 0,83311 | 0,02399 | 7,5-250 |
| | 5,3182 | 1,0847 | -0,05695 | 250-400 |
| 1800 rpm | 4,9687 | -0,0093 | 0,22616 | 7,5-250 |
| | 4,5347 | 0,57065 | 0,04609 | |
| | | | | |
| 1200 rpm | 5,1532 | 0,28931 | 0,14357 | 1-7,5 |
| | 5,3858 | 0,31004 | 0,07406 | 7,5-350 |
| | | | | |
| A prueba de explosión 3600 rpm | 5,3934 | -0,0033 | 0,15475 | 1-7,5 |
| | 4,4442 | 0,6082 | 0,05202 | 7,5-200 |
| | | | | |
| 1800 rpm | 5,2851 | 0,00048 | 0,19949 | 1-7,5 |
| | 4,8178 | 0,51086 | 0,05293 | 7,5-250 |
| | | | | |
| 1200 rpm | 5,4166 | 0,31216 | 0,10573 | 1-7,5 |
| | 5,5655 | 0,31284 | 0,07212 | 7,5-200 |

CONCLUSIONES







La selección de bombas centrífugas en el diseño de tuberías simples es un proceso en el cual la persona que va a seleccionar la bomba debe cumplir con un mínimo de conocimientos que son fundamentales y que se deben tener claros tales como los conceptos de lo que es una bomba hidráulica y mas aun para este caso las de tipo centrífugas, de que se componen, como funcionan, sus características y condiciones de uso; dentro de estas características una de las mas importantes son sus curvas la cual nos suministra la información sobre la capacidad de la bomba, eficiencia, el NPSH y la potencia requerida para el Funcionamiento. Por otro lado es importante tener claro el sistema donde se va a trabajar, los factores medioambientales, el isométrico del sistema o la red hidráulica para poder identificar los requerimientos necesarios, de tal manera que este funcione adecuadamente bajo buenas condiciones de diseño.

Otro factor importante al seleccionar una bombas centrífugas es el consumo de energía por parte de los motores debido a que un mal diseño no solo nos puede aumentar el costo inicial sino que también va a influir en el consumo energético durante el tiempo de opresión de la bomba.

Haciendo uso de varias investigaciones en la industria moderna nos dimos cuenta que la mayoría de las empresas utilizan software para seleccionar bombas, la mayoría de ellos proporcionados por los fabricantes y distribuidores. Estos son muy fáciles de usar solo requieren de información acerca de los requerimientos necesarios para el sistema tales como caudal, presión, NPSH, entre otros. El resultado es la información sobre la bomba mas adecuada para cumplir con dichos requerimientos.

En muchos casos las personas únicamente suministran los requerimientos del sistema a diseñar a los fabricantes o distribuidores para que sean ellos los encargados de seleccionar la bomba mas adecuada y así dejar toda la responsabilidad a estos en caso de que la bomba no cumpla con los requerimientos establecidos.

BIBLIOGRAFÍA

-  KENNETH, Mc Naughton, Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento.1ra edición. McGraw Hill, México, 1988.
-  VIEJO ZUBICARAY, Manuel. Bombas Teoría, Diseño y Aplicaciones.2da edición. Editorial Limusa, México, 1996.
-  SALDARRIAGA V. Juan, “Hidráulica de tuberías,” 1ra ed., McGraw Hill, Bogotá, 1994.
-  HANSEN Arthur G, “Mecánica de Fluidos,” 1ra ed., Editorial Limusa, México, 1974.
-  STREETER Víctor L.; Wylie E. Benjamín, “Mecánica de Fluidos,” 3ra ed., McGraw Hill, México, 1988.
-  MUNSON Bruce R.; Young Donald F.; Okiishi Theodore H., “Fundamentos de Mecánica de Fluidos,” 1ra ed., Limusa Wiley, Mexico, 1999.

ANEXOS

SÍNTOMA NO. 1 LA BOMBA NO ENVÍA LÍQUIDO

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. La bomba no está cebada.
2. La tubería no está completamente llena de líquido
3. Insuficiente NPSH disponible.
4. Bolsa de aire en la línea de succión.
5. Tubería de succión insuficientemente sumergida.
6. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
7. Filtro de succión sucio.
8. Obstrucción en la línea de succión.
9. Impulsor sucio.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Velocidad de la bomba muy baja.
2. Sentido de giro inverso.
3. Diámetro del impulsor más pequeño del especificado.

4. Cabeza estática mayor que la cabeza de apagada (altura del líquido que la bomba resiste en la succión).
5. Cabeza total del sistema mayor que la del diseño.
6. La operación en paralelo de las bombas no es adecuada.
7. Viscosidad del líquido diferente a la de diseño.

SÍNTOMA NO. 2 CAPACIDAD INSUFICIENTE DE LA BOMBA

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. .La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Insuficiente NPSH disponible.
3. Excesiva cantidad de aire o gas en el líquido.
4. Bolsa de aire en la línea de succión.
5. Fuga de aire en la línea de succión.
6. El aire entra a la bomba a través de empaquetaduras o sellos mecánicos.
7. Aire en el líquido de sellado.
8. Tubería de succión insuficientemente sumergida.
9. Formación de vórtice en la succión.
10. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
11. Filtro de succión sucio.
12. Obstrucción en la línea de succión.

13. Pérdidas excesivas por fricción en la línea de succión.
14. Impulsor sucio.
15. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).
16. Dos codos en la línea de succión a 90° uno del otro creando remolino y prerotación.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Velocidad de la bomba muy baja.
2. Sentido de giro inverso.
3. Mal montaje del impulsor de doble succión.
4. Instrumentos descalibrados.
5. Diámetro del Impulsor más pequeño del especificado.
6. Pérdida de fricción en la descarga mayor que la calculada.
7. Cabeza total del sistema mayor que la del diseño.
8. Viscosidad del líquido diferente a la del diseño.
9. Desgaste excesivo de los internos.

PROBLEMAS MECANICOS

1. Materia orgánica en los impulsores.
2. Inadecuado material de los empaques de la carcaza.
3. Inadecuada instalación del empaque.

SÍNTOMA NO. 3 PRESIÓN INSUFICIENTE DE LA BOMBA

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. Excesiva cantidad de aire o gas en el líquido.
2. Fuga de aire en la línea de succión.
3. El aire entra a la bomba a través de empaquetaduras o sellos mecánicos.
4. Aire en el líquido de sellado.
5. Tubería de succión insuficientemente sumergida.
6. Formación de vórtice en la succión.
7. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
8. Filtro de succión sucio.
9. Obstrucción en la línea de succión.
10. Pérdidas excesivas por fricción en la línea de succión.
11. Impulsor sucio.
12. Dos codos en la línea de succión a 90° uno del otro creando remolino y prerotación.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Velocidad de la bomba muy baja.
2. Sentido de giro inverso.
3. Mal montaje del impulsor de doble succión.
4. Instrumentos descalibrados.
5. Diámetro del Impulsor más pequeño del especificado.

6. Operación de la bomba a flujo demasiado alto (para bombas de baja velocidad específica).
7. Gravedad específica del líquido difiere de las condiciones de diseño.
8. Viscosidad del líquido diferente a la del diseño.
9. Desgaste excesivo de los internos.

PROBLEMAS MECANICOS

1. Materia orgánica en los impulsores.
2. Inadecuado material de los empaques de la carcasa.
3. Inadecuada instalación del empaque.

SÍNTOMA NO. 4 LA BOMBA PIERDE CAPACIDAD DESPUÉS DE LA ARRANCADA

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Excesiva cantidad de aire o gas en el líquido.
3. Fuga de aire en la línea de succión.
4. El aire entra a la bomba a través de empaquetaduras o sellos mecánicos.
5. Aire en el líquido de sellado.
6. Tubería de agua de sello obstruida.

7. Mal montaje del sello.
8. Tubería de succión insuficientemente sumergida.
9. Formación de vórtice en la succión.

SÍNTOMA NO. 5 LA BOMBA REQUIERE POTENCIA EXCESIVA

CAUSAS:

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Velocidad de la bomba muy alta.
2. Sentido de giro inverso.
3. Mal montaje del impulsor de doble succión.
4. Instrumentos descalibrados.
5. Diámetro del Impulsor más grande del especificado.
6. Cabeza total del sistema mayor que la del diseño.
7. Cabeza total del sistema menor que la del diseño.
8. Operación de la bomba a flujo demasiado alto (para bombas de baja velocidad específica).
9. Gravedad específica del líquido difiere de las condiciones de diseño.
10. Viscosidad del líquido diferente a la del diseño.
11. Desgaste excesivo de los internos.

PROBLEMAS MECANICOS

1. Materia orgánica en los impulsores.
2. Desalineamiento.
3. Partes rotatorias rozan contra las estacionarias.

PROBLEMAS MECÁNICOS ÁREAS DE SELLO

1. Tipo incorrecto de empaque para las condiciones de operación.
2. Instalación del empaque del sello inadecuada.
3. Brida demasiado ajustada, impide flujo de líquido.

SÍNTOMA NO. 6 LA BOMBA VIBRA O EMITE RUIDOS A TODO LOS FLUJOS

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Impulsor sucio.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Tolerancia demasiado pequeña entre el impulsor y la voluta o el difusor.
2. Alteración en la succión (desbalanceo entre la presión en la superficie del líquido y la presión de vapor y la brida de succión).

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Materia orgánica en los impulsores.
2. Desalineamiento.
3. Insuficiente rigidez de la fundación (base).
4. Tornillos de anclaje flojos.
5. Tornillos de la bomba o del motor flojo.
6. Grauting no adecuado.
7. Excesivas fuerzas de la tubería en las boquillas de las bombas.
8. Juntas de expansión mal montadas.
9. Arrancada de la bomba sin un adecuado calentamiento.
10. Superficie de los montajes de los internos no están perpendiculares con respecto al eje.
11. Pandeo del eje.
12. Rotor desbalanceado.
13. Partes flojas en el eje.
14. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.
15. Operación de la bomba cerca a la velocidad crítica.

SÍNTOMA NO. 6 LA BOMBA VIBRA O EMITE RUIDOS A TODO LOS FLUJOS

PROBLEMAS MECANICOS

1. Luz del eje demasiado larga o diámetro del eje demasiado pequeño.
2. Resonancia entre la velocidad de operación y las frecuencias naturales de la base, baseplate o tubería.
3. Partes rotatorias rozan contra las estacionarias.
4. Acoples faltos de lubricación.

PROBLEMAS MECÁNICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje axial acusado por desgaste excesivo de los internos o falla de los mismos, o, si se usa, excesivo desgaste del elemento de balanceo.
2. Grasa o aceite erróneos.
3. Excesiva grasa o aceite en las cajas de rodamientos.
4. Falta de lubricación.
5. Instalación inadecuada de la chumacera antifricción, como daño en la instalación, montaje incorrecto o del tipo inadecuado.
6. Entrada de suciedad a los rodamientos.
7. Humedad contaminando el lubricante.
8. Excesivo enfriamiento de los rodamientos

SÍNTOMA NO. 7 LA BOMBA VIBRA O EMITE RUIDOS A BAJOS FLUJOS.

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Insuficiente NPSH disponible.
3. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).
4. Selección de la bomba con velocidad específica de succión demasiado alta.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Selección del impulsor con coeficiente anormal de la cabeza alta.
2. Operación de la bomba con válvula de descarga y cerrada sin abertura del bypass.
3. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.
4. Operación de la bomba a flujo demasiado bajo (para bombas de alta velocidad específica).
5. La operación en paralelo de las bombas no es la adecuada.

PROBLEMAS MECÁNICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje radial en bombas de voluta simple.

SÍNTOMA NO. 8 LA BOMBA VIBRA O EMITE RUIDOS A ALTOS FLUJOS

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Insuficiente NPSH disponible.
3. Tubería de succión insuficientemente sumergida.
4. Formación de vórtice en la succión.
5. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
6. Filtro de succión sucio.
7. Obstrucción en la línea de succión.
8. Pérdidas excesivas por fricción en la línea de succión.
9. Impulsor sucio.
10. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).
11. Dos codos en la línea de succión a 90° uno del otro creando remolino y prerotación.

OTROS PROBLEMAS HIDRÁULICOS

1. Cabeza total del sistema menor que la del diseño.
2. Operación de la bomba a flujo demasiado alto (para bombas de baja velocidad específica).
3. Desgaste excesivo de los internos.

SÍNTOMA NO. 9 EL EJE OSCILA AXIALMENTE

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).
2. Dos codos en la línea de succión a 90° uno del otro creando remolino y prerotación.
3. Selección de la bomba con velocidad específica de succión demasiado alta.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Selección del impulsor con coeficiente anormal de la cabeza alta.
2. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.
3. Operación de la bomba a flujo demasiado bajo (para bombas de alta velocidad específica).

4. La operación en paralelo de las bombas no es la adecuada.

PROBLEMAS MECANICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje radial en bombas de voluta simple.

SÍNTOMA NO. 10 LOS ALABES DEL IMPULSOR ESTÁN EROSIONADOS EN EL LADO VISIBLE

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. La tubería no está completamente llena de líquido.
2. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
3. Filtro de succión sucio.
4. Obstrucción en la línea de succión.
5. Pérdidas excesivas por fricción en la línea de succión.
6. Impulsor sucio.
7. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Desgaste excesivo de los internos.

**SÍNTOMA NO. 11 LOS ALABES DEL IMPULSOR ESTÁN
EROSIONADOS EN EL LADO VISIBLE**

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.
2. Codo de succión en plano paralelo al del eje (para bombas de doble succión).
3. Selección de la bomba con velocidad específica de succión demasiado alta.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.

**SÍNTOMA NO. 12 LOS ALABES DEL IMPULSOR ESTÁN
EROSIONADOS CERCA A LA DESCARG**

CAUSAS:

OTROS PROBLEMAS HIDRÁULICOS

1. Tolerancia demasiado pequeña entre el impulsor y la voluta o el difusor

**SÍNTOMA NO. 13 LOS ALABES DEL IMPULSOR ESTÁN
EROSIONADOS CERCA A LOS REFUERZOS DE LA DESCARGA**

CAUSAS:

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Selección del impulsor con coeficiente anormal de la cabeza alta.
2. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.

**SÍNTOMA NO. 14 LOS REFUERZOS DEL IMPULSOR ESTÁN
FRACCIONADOS**

CAUSAS:

OTROS PROBLEMAS HIDRÁULICOS

1. Selección del impulsor con coeficiente anormal de la cabeza alta.
2. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.

SÍNTOMA NO. 15 LA BOMBA SE SOBRECALIENTA.

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. La bomba no está cebada.
2. Insuficiente NPSH disponible.

3. Válvula de succión cerrada parcial o totalmente.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Operación de la bomba con válvula de descarga y cerrada sin abertura del bypass.
2. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.
3. La operación en paralelo de las bombas no es la adecuada.
4. Obstrucción en la línea de balanceo.
5. Alteración en la succión (desbalanceo entre la presión en la superficie del líquido y la presión de vapor y la brida de succión).

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Desalineamiento.
2. Excesivas fuerzas de la tubería en las boquillas de las bombas.
3. Juntas de expansión mal montadas.
4. Arrancada de la bomba sin un adecuado calentamiento.
5. Superficie de los montajes de los internos no están perpendiculares con respecto al eje.
6. Pandeo del eje.
7. Rotor desbalanceado.

SÍNTOMA NO. 15 LA BOMBA SE SOBRECALIENTA.

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.
2. Operación de la bomba cerca a la velocidad crítica.
3. Luz del eje demasiado larga o diámetro del eje demasiado pequeño.
4. Resonancia entre la velocidad de operación y las frecuencias naturales de la base, baseplate o tubería.
5. Partes rotatorias rozan contra las estacionarias.
6. Incursión de partículas sólidas duras en las tolerancias.

PROBLEMAS MECANICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje radial en bombas de voluta simple.
2. Excesivo empuje axial acusado por desgaste excesivo de los internos o falla de los mismos, o, si se usa, excesivo desgaste del elemento de balanceo.
3. Instalación inadecuada de la chumacera antifricción, como daño en la instalación, montaje incorrecto o del tipo inadecuado.

**SÍNTOMA NO. 17 DESGASTE DE TOLERANCIAS INTERNAS
DEMASIADO RÁPIDO.**

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. Insuficiente NPSH disponible.

OTROS PROBLEMAS HIDRAULICOS

1. Operación de la bomba con válvula de descarga y cerrada sin abertura del bypass.
2. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.

PROBLEMAS MECANICOS

1. Desalineamiento.
2. Excesivas fuerzas de la tubería en las boquillas de las bombas.
3. Juntas de expansión mal montadas.
4. Arrancada de la bomba sin un adecuado calentamiento.
5. Superficie de los montajes de los internos no están perpendiculares con respecto al eje.
6. Pandeo del eje.
7. Rotor desbalanceado.
8. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.
9. Luz del eje demasiado larga o diámetro del eje demasiado pequeño.
10. Partes rotatorias rozan contra las estacionarias.

11. Incursión de partículas sólidas duras en las tolerancias.

12. Los materiales de la bomba no son los adecuados.

PROBLEMAS MECANICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje radial en bombas de voluta simple.

SÍNTOMA NO. 18 LA CARCAZA DE PARTICIÓN AXIAL ESTÁ ROTA A LO LARGO DE LA LÍNEA DE DIVISIÓN

CAUSAS:

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Inadecuado material de los empaques de la carcaza.

2. Inadecuada instalación del empaque.

3. Inadecuado apriete de los tornillos de la carcaza

SÍNTOMA NO. 19 JUNTAS INTERNAS ESTACIONARIAS ESTÁN ROTAS A LO LARGO DE LA LÍNEA DE PARTICIÓN.

CAUSAS:

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Superficie de los montajes de los internos no están perpendiculares con respecto al eje.

2. Inadecuado material de los empaques de la carcaza.
3. Inadecuada instalación del empaque.
4. Inadecuado apriete de los tornillos de la carcaza

SÍNTOMA NO. 20 LOS EMPAQUES TIENEN CORTA VIDA O FUGA EXCESIVA

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. Tubería de agua de sello obstruida.
2. Mal montaje del sello.

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Desalineamiento.
2. Pandeo del eje.
3. Rotor desbalanceado.
4. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.

PROBLEMAS MECANICOS AREAS DE SELLOS

1. Eje o camisa del eje con altos desgastes en los empaques.
2. Tipo incorrecto de empaque para las condiciones de operación..
Instalación del empaque del sello inadecuada.
3. Brida demasiada ajustada, impide flujo de líquido.

4. Tolerancia excesiva en la caja de empaquetaduras que hace que esta sea forzada al interior de la bomba.
5. Suciedad en el líquido de sello.
6. Falla en el enfriamiento de la caja de empaquetaduras.

SÍNTOMA NO. 21 LOS EMPAQUES SE AFLOJAN.

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCIÓN

1. Tubería de agua de sello obstruida.
2. Mal montaje del sello

SÍNTOMA NO. 22 SELLO MECÁNICO TIENE FUGA EXCESIVA

CAUSAS:

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Desalineamiento.
2. Pandeo del eje.
3. Rotor desbalanceado.
4. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.
5. Operación de la bomba cerca a la velocidad crítica.
6. Incursión de partículas sólidas duras en las tolerancias.

PROBLEMAS MECANICOS AREAS DE SELLOS

1. Tipo incorrecto de sello mecánico para las condiciones previstas.
2. Sello mecánico inadecuadamente instalado.

SÍNTOMA NO. 23 DAÑO POR PARTE DEL SELLO MECÁNICO

CAUSAS:

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Desalineamiento.
2. Pandeo del eje.
3. Rotor desbalanceado.
4. Eje descentrado por desgaste de las chumaceras.
5. Operación de la bomba cerca a la velocidad crítica.
6. Incursión de partículas sólidas duras en las tolerancias.

PROBLEMAS MECÁNICOS ÁREAS DE SELLOS

1. Tipo incorrecto de sello mecánico para las condiciones previstas.
2. Sello mecánico inadecuadamente instalado.

SÍNTOMA NO. 24 LOS RODAMIENTOS TIENEN CORTA VIDA

CAUSAS:

PROBLEMAS DE SUCCION

1. Insuficiente NPSH disponible.

OTROS PROBLEMAS HIDRÁULICOS

1. Operación de la bomba por debajo del flujo mínimo.
2. Desgaste excesivo de los internos.
3. Obstrucción en la línea de balanceo.

PROBLEMAS MECANICOS

1. Desalineamiento.
2. Excesivas fuerzas de la tubería en las boquillas de las bombas.
3. Juntas de expansión mal montadas.
4. Pandeo del eje.
5. Rotor desbalanceado.
6. Operación de la bomba cerca a la velocidad crítica.

SÍNTOMA NO. 24 LOS RODAMIENTOS TIENEN CORTA VIDA

PROBLEMAS MECÁNICOS CHUMACERAS

1. Excesivo empuje radial en bombas de voluta simple.
2. Excesivo empuje axial acusado por desgaste excesivo de los internos o falla de los mismos, o, si se usa, excesivo desgaste del elemento de balanceo.
3. Grasa o aceite erróneos.
4. Excesiva grasa o aceite en las cajas de rodamientos.
5. Falta de lubricación.
6. Instalación inadecuada de la chumacera antifricción, como daño en la instalación, montaje incorrecto o del tipo inadecuado.
7. Entrada de suciedad a los rodamientos.
8. Humedad contaminando el lubricante.
9. Excesivo enfriamiento de los rodamientos.

SÍNTOMA NO. 25 FALLA DEL ACOUPLE

CAUSAS:

PROBLEMAS MECÁNICOS

1. Desalineamiento.
2. Excesivas fuerzas de la tubería en las boquillas de las bombas.
3. Juntas de expansión mal montadas.
4. Pandeo del eje.
5. Acoples faltos de lubricación.