



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO  
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLÁN**

**Manual de selección e integración de bombas  
centrífugas ANSI en aplicaciones para la industria  
química**

**T E S I S**

Que para optar por el título de:

**Ingeniera Química**

**P R E S E N T A  
Chávez Alcántara María Fernanda**

**ASESOR DE TESIS:  
Dr. Ortega Díaz Arturo**

**Cuautitlán Izcalli, Estado de México, 2021**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# Contenido

<b>NOMENCLATURA</b>	I
<b>INTRODUCCIÓN</b>	V
<b>OBJETIVOS</b>	VI
<b>OBJETIVO GENERAL</b>	VI
<b>OBJETIVOS PARTICULARES DE LA INVESTIGACIÓN</b>	VI
<b>CAPÍTULO 1</b>	6
<b>FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS TIPO ANSI</b>	6
<b>1.1 DEFINICIÓN Y FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA</b>	6
<b>1.2 TIPOS DE ENERGÍA PRESENTES EN EL TRANSPORTE DE UN FLUIDO</b>	7
<b>1.3 PRINCIPIO DE BERNOULLI</b>	8
<b>1.4 SECUENCIA DE LA GRADUACIÓN DE VELOCIDAD DEL FLUIDO EN EL IMPULSOR DE LA BOMBA CENTRÍFUGA</b>	10
<b>1.5 MÁQUINAS DE VELOCIDAD</b>	11
<b>1.6 TIPOS DE BOMBAS</b>	13
<b>1.7 PARTES CRÍTICAS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA</b>	22
<b>1.7.1 IMPULSORES</b>	22
<b>1.7.1.1 TIPOS DE IMPULSORES</b>	22
<b>1.7.2 MOTORES</b>	24
<b>1.7.2.1 ¿CÓMO SELECCIONAR MOTORES PARA ÁREAS PELIGROSAS?</b>	25
<b>1.7.2.1.1 CLASE I</b>	26
<b>1.7.2.1.2 CLASE II</b>	29
<b>1.7.2.1.3 CLASE III</b>	30
<b>1.7.3 CARACTERÍSTICAS COMERCIALES PARA SELECCIÓN DEL MOTOR DE UNA BOMBA</b>	33
<b>1.7.4 ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS</b>	<b>Error! Bookmark not defined.</b>

1.7.4.1 SELLOS MECÁNICOS	37
1.7.5 ACOPLAMIENTO BOMBA-ACCIONADOR	38
1.7.5.1 FLEXIBILIDAD DE CUATRO VÍAS	40
1.7.5.2 ACOPLAMIENTOS PARA ALTO PAR Y ALTA VELOCIDAD	41
1.7.5.3 LA IMPORTANCIA DEL TAMAÑO	43
1.8. CONCLUSIONES	44
<b>CAPÍTULO 2 SISTEMA DE BOMBEO</b>	45
2.1 TRANSFERENCIA DE LÍQUIDO	45
2.2 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA	47
2.2.1 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN UNA TUBERÍA	47
2.2.2 MÉTODO DE CÁLCULO	48
2.2.2.1 COEFICIENTE DE RESISTENCIA, K	48
2.3. CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL A LA SUCCIÓN	55
2.4 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL A LA DESCARGA	56
2.5 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL DEL SISTEMA	57
2.6 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO NETA POSITIVA A LA SUCCIÓN: NPSHA (AVAILABLE NET POSITIVE SUCTION HEAD) DISPONIBLE POR EL SISTEMA Y NPSHR (REQUIRED POSITIVE SUCTION HEAD) REQUERIDO POR LA BOMBA	58
2.6.2 IMPORTANCIA DEL NPSH	59
2.6.2 NPSHR REQUERIDO: UNA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA	59
2.6.3 ¿QUÉ PASA CUANDO NPSHR ES MAYOR QUE EL NPSHA?	59
2.6.4 LOS EFECTOS DE LA PRESIÓN DE VAPOR EN EL RENDIMIENTO DE LA BOMBA	60
2.6.4.1 TIPOS DE CAVITACIÓN	62
2.6.4.1.1 COMO PREVENIR LA CAVITACIÓN	64
2.7 CONCLUSIONES	71

<b>CAPÍTULO 3 SELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA</b>	72
<b>3.1 CURVAS DE COMPORTAMIENTO PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS TIPO ANSI</b>	72
<b>3.1.1 TÉRMINOS BÁSICOS: CURVA DE COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA, BEP Y CURVAS DEL SISTEMA DE BOMBEO</b>	73
<b>3.1.2.2 OTROS ELEMENTOS DE CURVA DE LA BOMBA</b>	75
<b>3.2 LEYES DE AFINIDAD</b>	77
<b>3.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA</b>	80
<b>3.4 RECOMENDACIONES PARA UBICACIÓN DE TUBERÍA DE BOMBEO (CUSTODIO L. B., 2003)</b>	84
<b>3.4.1 DISEÑO DE TUBERÍAS PARA DRENAR TANQUES Y SUMIDEROS</b>	84
<b>3.4.1.1 LEYES DE INMERSIÓN</b>	89
<b>3.5 CONCLUSIONES</b>	93
<b>CAPÍTULO 4 Solución de problemas</b>	94
<b>4.1 INDICADORES PARA SOLUCIONAR PROBLEMAS, SEGÚN LO RECOMENDADO POR LOS USUARIOS DE BOMBAS ANSI Y EL PERSONAL DE PLANTAS DE PROCESO</b>	94
<b>4.2 VALORACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DEL PROCESO CON BASE EN SEIS SIGMA (SIX SIGMA)</b>	95
<b>4.3 GUÍA INTEGRAL PARA SOLUCIÓN DE PROBLEMAS A LA SUCCIÓN HORIZONTAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS</b>	97
<b>4.3 CONCLUSIONES</b>	118
<b>CAPÍTULO 5</b>	119
<b>APLICACIÓN EN LA INDUSTRIA QUÍMICA</b>	119
<b>5.1 CASOS PRÁCTICOS</b>	119
<b>5.1.1 BOMBEO DE PULPA SALINA CON VELOCIDAD VARIABLE PARA PRODUCCIÓN DE NITRATO DE POTASIO (2 PUNTOS DE OPERACIÓN)</b>	119
<b>5.1.2 BOMBEO DE GASOLINA</b>	125
<b>5.1.3 BOMBEO DE ÁCIDO SULFÚRICO</b>	137

<b>5.2 CONCLUSIONES</b>	152
Conclusiones generales	153
<b>Referencias</b>	155
<b>Terminología</b>	159

## NOMENCLATURA

- $A$  Sección de la sección transversal de tubería,  $ft^2$ .
- $BHP$  Potencia al freno,  $hp$ .
- $D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$ .
- $d$  Diámetro interior de la tubería,  $in$ .
- $f$  Factor de fricción en la fórmula  $h_L = fLv^2/D2g_n$  consultado en el gráfico (A-42, Crane); considerando la rugosidad relativa en acero comercial
- $f_{motor}$  Frecuencia de suministro para el motor,  $Hz$
- $f_T$  Factor de fricción para tubería comercial reportado en CRANE, tabla A-24
- $g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 ft/s^2$ .
- $H$  Columna de líquido total del sistema,  $ft$ .
- $h_d$  Columna de líquido total a la descarga,  $ft$ .
- $h_{fd}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas por fricción en la tubería de descarga,  $ft$ .
- $h_{fs}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas por fricción en la tubería de succión,  $ft$ .
- $h_i$  Columna de entrada, o las pérdidas expresadas en pies que ocurren en la garganta de succión de la bomba hasta e incluyendo el ojo del impulsor,  $ft$

$h_L$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en tuberías, *ft*

$h_{pd}$  Columna de líquido equivalente a la presión en la superficie del líquido en el tanque de descarga, *ft*.

$h_{ps}$  Columna de líquido equivalente a la presión sobre la superficie del líquido en el tanque de succión, *ft*.

$h_{psa}$  Columna de líquido equivalente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido en el tanque de succión, *ft*.

$h_s$  Columna de líquido total a la succión, *ft*.

$h_{sd}$  Columna de líquido estática a la descarga, *ft*.

$h_{ss}$  Columna de líquido estática a la succión, *ft*.

$h_{sv}$  Columna de líquido equivalente al margen de presión sobre la presión de vapor, NPSH, *ft*.

$h_{vpa}$  Columna de líquido equivalente a la presión de vapor, a temperatura de bombeo, *ft*.

$K$  Coeficiente de resistencia.

$L$  Distancia, *ft*.

$L_T$  Longitud de tramo recto, *ft*.

$N$  Velocidad del motor de la bomba, *rpm*.



$N_{Polos}$  Número de polos de la bomba.

$NPSH$  Net Positive Suction Head, Columna de líquido Neta Positiva a la Succión, *ft.*

$NPSH_A$  Columna de líquido Neta Positiva a la Succión, disponible por el sistema, *ft.*

$NPSH_R$  Columna de líquido Neta Positiva a la Succión, requerida por la bomba, *ft.*

$P$  Presión manométrica, *lb/in<sup>2</sup>g (psig).*

$p$  Presión, *lb/in<sup>2</sup>.*

$Q$  Flujo volumétrico, *gpm.*

$Re$  Número de Reynolds.

$RPM$  Revoluciones por minuto, *rpm*

$sg$  Peso específico de líquidos a la temperatura de trabajo respecto al agua en temperatura ambiente (15°C, 60°F) (Densidad relativa)

$TDH$  Columna dinámica total, *ft.*

$v$  Velocidad media de flujo, *ft/s.*

$Z$  Altura o elevación sobre el nivel de referencia, *ft.*

### **Letras griegas**

#### **Beta**

$\beta$  Relación de diámetros.

## Épsilon

$\epsilon$  Rugosidad absoluta o altura efectiva de las irregularidades de las paredes de las tuberías, *ft.*

## Mu

$\mu$  Viscosidad del fluido, *cp.*

## Rho

$\rho$  Densidad del fluido, *lb/ft<sup>3</sup>.*

## Subíndices para diámetros

(1) ... indica el diámetro menor

(2) ... indica el diámetro mayor

## Subíndices

*s* Succión

*d* Descarga

## INTRODUCCIÓN

El manejo de fluidos comenzó 2000 años antes de Cristo, con un grupo de Egipcios que diseñaron y construyeron el primer prototipo de bomba, conocido como shaduf o cigoñal con el propósito de extraer agua de los ríos, el cuál constaba de una varilla larga suspendida con la función de palanca junto con un contrapeso de piedras o madera y un recipiente para transportar el agua.



**FIGURA 1.1** Shaduf o cigoñal egipcio.

Con el paso del tiempo, se fueron desarrollando nuevos modelos de bombas y sistemas para satisfacer las necesidades de la humanidad relacionadas al transporte de fluidos, considerando sus propiedades físicoquímicas y condiciones de operación.

Por lo que en el presente trabajo se explica que es una bomba, sus componentes principales, principios de funcionamiento como son la Ley de la Conservación de la Energía y el Principio de Bernoulli, el proceso y características a considerar para su selección, además de recomendaciones para su instalación y causas de las fallas más usuales que puede presentar. Sin embargo, para poder describir detalladamente su funcionamiento y al saber que se tiene una amplia variedad de bombas, se optó por elegir el tipo más utilizado en la industria, es decir las bombas centrífugas tipo ANSI, utilizadas en una extensa gama de aplicaciones industriales y residenciales. Siendo un manual de selección e integración de bombas centrífugas ANSI en aplicaciones para la industria química como apoyo para los lectores que busquen nuevas fuentes de información y una visión diferente de la infinidad de características que implican el elegir una bomba centrífuga en vez de otra.

# OBJETIVOS

## OBJETIVO GENERAL

Elaborar un manual de selección de bombas centrífugas ANSI que pueda servir como material didáctico auxiliar a la asignatura de “Flujo de Fluidos” de carrera de Ingeniería Química.

## OBJETIVOS PARTICULARES DE LA INVESTIGACIÓN

- Aplicar los conocimientos adquiridos en las asignaturas de Flujo de Fluidos y Laboratorio Experimental Multidisciplinario II para elaborar una secuencia de selección de bombas centrífugas.
- Indicar los conocimientos fundamentales para la correcta integración de una bomba centrífuga en un proceso.
- Dar a conocer las recomendaciones y buenas prácticas de instalación y operación de bombeo.
- Exponer algunas aplicaciones de las bombas ANSI en la solución de necesidades de bombeo críticas.

# CAPÍTULO 1

## FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS TIPO ANSI

*En este capítulo se presentan brevemente los principios básicos del funcionamiento de las bombas centrífugas con base en el estándar ANSI (American National Standard Institute); así como la secuencia de la graduación de velocidad del fluido en el impulsor, con la finalidad de explicar la adición de energía al fluido a través de los álabes del impulsor. Además se presentan los cortes transversales de algunos tipos de bombas centrífugas y la descripción de sus componentes principales.*

### 1.1 DEFINICIÓN Y FUNDAMENTOS DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA

Una bomba es un dispositivo mecánico cuya función es suministrar la energía requerida para transportar un fluido desde una posición a otra, a través de ductos o tuberías. Para entender los fundamentos de funcionamiento se debe considerar, en principio, la “Ley de la Conservación de Energía” de acuerdo a la primera ley de la termodinámica. Con importantes aportaciones de científicos e investigadores, como es el caso de Daniel Bernoulli, matemático holandés-suizo del siglo XVIII quien aplicó esta ley en la mecánica de fluidos, formulando el “Principio de Benoulli”, fundamento que explica como y por qué las bombas pueden impulsar a los fluidos. [3]

## 1.2 TIPOS DE ENERGÍA PRESENTES EN EL TRANSPORTE DE UN FLUIDO

La energía total de un elemento de fluido, en cualquier punto sobre un plano horizontal de referencia, es igual a la suma de la energía potencial, energía mecánica y energía cinética.

$$\text{Energía total} = \text{Energía potencial} + \text{Energía mecánica} + \text{Energía cinética}$$

A continuación se hace una breve descripción de los tres tipos de energía:

- **Energía potencial**

Es la energía contenida en un elemento de fluido, resultante de la elevación de este elemento con respecto a un plano de referencia.

- **Energía mecánica**

Es la energía contenida en un elemento de fluido, resultante de la presión que se ejerce sobre este elemento.

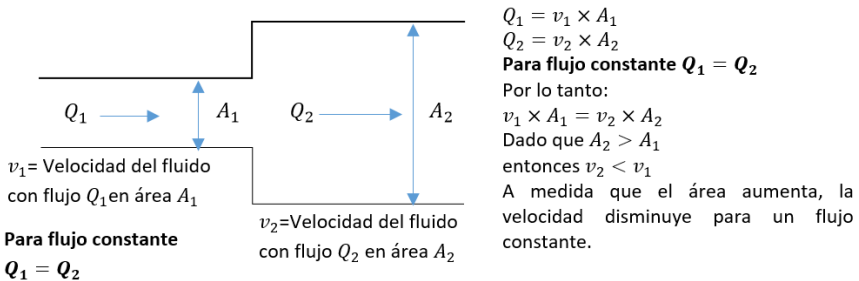
- **Energía cinética**

Es la energía contenida en un elemento de fluido, resultante de la variación de velocidad debido al cambio de diámetro en la tubería, o en algún accesorio instalado en la misma.

Relación de la velocidad con el flujo volumétrico;

$$Q = v \times A \quad 1.1$$

Ilustrando la anterior relación en la **FIGURA 1.2**



**FIGURA 1.2** Con un flujo constante ( $Q$ ), la velocidad ( $v$ ) cambia en función de la sección transversal.

### 1.3 PRINCIPIO DE BERNOULLI

El teorema de Bernoulli es una aplicación de la ley de conservación de energía al flujo de fluidos en un conducto o tubería, donde se describe que la energía total en cualquier punto de una tubería, es la suma de los tres tipos de energía descritos anteriormente;

En flujo de fluidos, es práctica común, expresar la energía de un fluido (en un punto determinado), como una columna del mismo, cuya altura es equivalente a la cantidad de energía en ese punto.

Del principio de Bernoulli se tiene que:

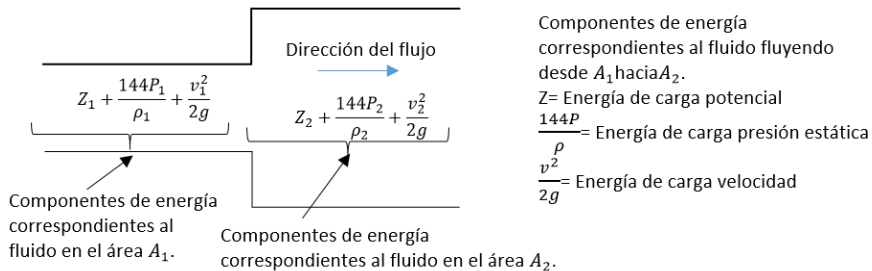
Columna de fluido total = Columna de fluido (energía potencial) + Columna de fluido (energía mecánica)+ Columna de fluido (energía cinética)

$$H = Z + \frac{144P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} \quad 1.2$$

Dada la Ley de la Conservación de la Energía, el Principio de Bernoulli establece que la energía total en un fluido que fluye a lo largo de una tubería es la misma en cualquier par de puntos de esa corriente (fluido ideal). Por lo tanto;

$$Z_1 + \frac{144P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.3$$

Ilustrando la relación anterior en la **FIGURA 1.3**;



**FIGURA 1.3** Ilustración del principio de Bernoulli.

En la práctica se supone una diferencia mínima entre los niveles del fluido, teniendo así  $Z_1=Z_2$ . Simplificando el principio de Bernoulli:

$$\frac{144P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{144P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.4$$

De la **FIGURA 1.2**, se determinó que la velocidad del fluido cambia inversamente proporcional al área y así, el componente de energía de la columna de fluido (velocidad) cambia en consecuencia. En este ejemplo,  $A_2$  es mayor al  $A_1$ , con una disminución correspondiente en la velocidad y la energía de columna de fluido (velocidad). Por lo tanto, con base en el Principio de Bernoulli y la Ley de la Conservación de la Energía, si la energía de columna de velocidad ( $v^2/2g$ ) disminuye, entonces la energía de columna de presión (P) debe aumentar.

El principio de Bernoulli establece además que, en un fluido ideal, una disminución en la velocidad resultará simultáneamente en un aumento de la presión, y viceversa. Mostrando más adelante en las **FIGURAS 1.4-1.6** la secuencia por la que pasa el fluido dentro del impulsor de la bomba centrífuga para la obtención de la presión necesaria para su elevación en relación con un plano de referencia.

Sin olvidar que en un fluido real se tienen pérdidas por fricción y si no se agrega o se extrae energía de un sistema de bombeo, la altura de columna total H, aumentará o disminuirá las pérdidas de energía, debiendo incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, se puede establecer un balance de energía para dos puntos en un fluido fluyendo por una tubería. [10]

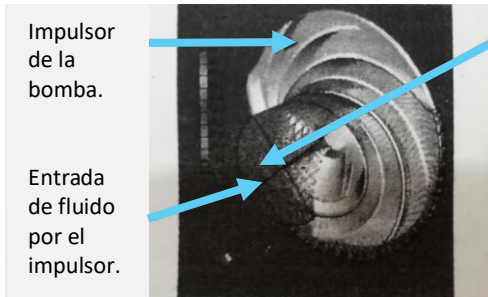
Se debe considerar que la pérdida de energía por fricción en la tubería del punto 1 al punto 2 es  $h_L$  (ft); esto a veces se conoce como la pérdida de la columna de líquido en pies. La ecuación se puede escribir de la siguiente manera:

$$Z_1 + \frac{144P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{144P_2}{\rho_1} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \quad 1.5$$

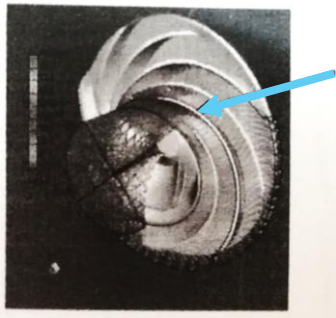
Destacando que todas las fórmulas prácticas para el flujo de fluidos se derivan del teorema de Bernoulli, con modificaciones para tener en cuenta las pérdidas debidas a la fricción.



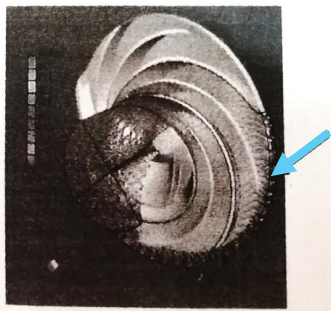
## 1.4 SECUENCIA DE LA GRADUACIÓN DE VELOCIDAD DEL FLUIDO EN EL IMPULSOR DE LA BOMBA CENTRÍFUGA



**FIGURA 1.4** Etapa 1. El fluido llega al impulsor de la bomba centrífuga con cierta velocidad según lo determinado por el sistema de succión. A medida que el fluido ingresa en el impulsor, las paletas giratorias lo capturan y aumentan la velocidad al fluido.



**FIGURA 1.5** Etapa 2. El fluido se captura dentro del alojamiento del impulsor/bomba, y continúa aumentando la velocidad del fluido, correspondiente a la velocidad periférica creciente del impulsor.



**FIGURA 1.6** Etapa 3. El fluido alcanza su máxima velocidad a medida que alcanza el diámetro exterior del impulsor de la bomba. En este punto, toda la energía de velocidad aumentada disponible del impulsor giratorio se ha transmitido al fluido. Aumentando la energía de columna de fluido (velocidad).

[3]

## 1.5 MÁQUINAS DE VELOCIDAD

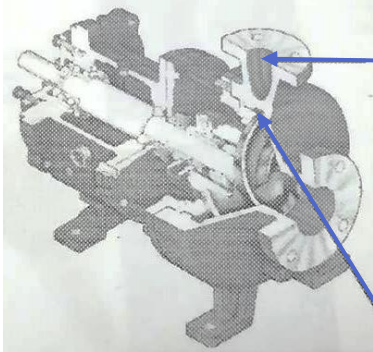
Una bomba centrífuga es esencialmente una máquina de velocidad. El impulsor de la bomba es un componente giratorio que aumenta la velocidad del fluido dentro de los límites de la carcasa.

Como se puede ver en las **FIGURAS 1.4-1.6**, el impulsor de la bomba gira a una cierta velocidad, determinada por la velocidad de la flecha del motor a la entrada, y transfiere esta energía de velocidad al fluido dentro de la bomba.

En la etapa 3 de la **FIGURA 1.6**, la bomba centrífuga ha terminado de convertir la energía de trabajo de rotación mecánica cuando el impulsor ha agregado toda la velocidad disponible al fluido. El fluido entonces, tiene más energía ahora que al ingresar al impulsor. Por tanto, ha aumentado la energía de columna del fluido debido a una mayor velocidad del mismo. El componente ( $v^2/2g$ ) que es la velocidad de la columna de fluido de la ecuación de energía total ahora ha aumentado.

La **FIGURA 1.7** ilustra que el siguiente paso para el fluido es salir de la bomba y entrar a la tubería del sistema. Es en este punto que el fluido pasará de un espacio relativamente confinado dentro de la bomba (un área más pequeña con velocidad relativamente alta) a una región de área aumentada, lo que resulta en una disminución de velocidad. La disminución de la velocidad del fluido al salir de la descarga de la bomba disminuirá el componente velocidad de la columna de fluido ( $v^2/2g$ ) de la ecuación de energía total. Sin embargo, recordando que la ley de la conservación de la energía, establece que la energía no se puede crear o destruir con la velocidad reducida en la tubería, el componente velocidad de columna de fluido de la energía total ha disminuido, lo que significa que algunos otros componentes de la energía deben aumentar. Para todos los propósitos, a medida que el fluido sale del impulsor de la bomba hacia una zona de menor velocidad, se tiene poco o ningún cambio en la diferencia de elevación estática del fluido. Esto significa que el componente estático de energía potencial de la columna de fluido está esencialmente descargado inmediatamente antes de salir de la bomba. Por lo tanto, para mantener la conservación de la energía el único componente

energético que se tiene es el componente de presión. Es en este punto del sistema de bombeo que la energía de velocidad del fluido se transforma en energía de presión que se puede ver en un manómetro en forma de presión incrementada.



**FIGURA 1.7** Relación entre velocidad y presión del fluido.  
(Goulds Pumps, ITT Corp.)

Así es como una bomba centrífuga bombea. Su energía se añade al fluido a través de una mayor velocidad y, la cual es convertida a energía de presión a medida que el fluido sale por la bomba. Una bomba centrífuga no genera o agrega presión sino velocidad. Esta distinción se debe hacer para diferenciar una bomba centrífuga de una bomba de tipo de desplazamiento positivo, que de hecho imparte su energía agregando presión al fluido en lugar de agregar velocidad. Reconociendo que, a medida que el fluido abandona la bomba centrífuga, todavía se tiene una velocidad de fluido que ingresa al sistema, por lo que no toda la energía de velocidad incrementada que imparte el impulsor de la bomba centrífuga se transformará en energía de presión. Es por eso que simplemente observando las lecturas del medidor de presión no se conocerá la cabeza total de la bomba. Todavía debemos considerar los componentes de la velocidad en el fluido.

Una bomba centrífuga es una máquina de velocidad que incrementa la velocidad del fluido y por lo tanto, su energía a través de ésta, la cual es convertida en energía de presión al salir de la bomba.

A medida que el fluido sale de la bomba, el área de la sección transversal aumenta, la velocidad del fluido disminuye y, por lo tanto, disminuye el componente  $(v^2/2g)$ . Con la reducción  $(v^2/2g)$  y con base en la ley de conservación de la energía, se establece que la presión debe aumentar.

Se determina entonces con el análisis anterior, una definición diferente para la bomba centrífuga como máquina cinética que convierte energía mecánica en energía hidráulica a través de la actividad centrífuga.

## 1.6 TIPOS DE BOMBAS

Una fuente general de terminología, definiciones, reglas y estándares para una bomba, son los Estándares del Instituto de Hidráulica (HI), aprobados por el American National Standards Institute (ANSI) como estándares nacionales en EUA. Las bombas se dividen según lo define el HI, en dos tipos fundamentales en función de la forma en que transmiten energía a los fluidos bombeados: desplazamiento cinético o positivo. En el desplazamiento cinético, una fuerza centrífuga del elemento giratorio, llamada impulsor, "impulsa" energía cinética al fluido, moviendo éste de la succión de la bomba a la descarga de la misma. Por otro lado, el desplazamiento positivo utiliza la acción recíproca de uno o varios pistones, o la acción de apretar engranajes, lóbulos u otros cuerpos móviles, para desplazar el medio de un área a otra (es decir, mover el fluido de la succión a la descarga). A veces se usan los términos "entrada" (para la succión) y "salida" (para la descarga). El fluido bombeado suele ser líquido; sin embargo, muchos diseños pueden manejar sólidos en forma de suspensión, gas arrastrado o disuelto, pulpa de papel, lodos, alquitranes y otras sustancias exóticas que, al menos por su aspecto, no se parecen a los líquidos. Sin embargo, un comportamiento líquido general debe ser exhibido por el fluido para ser bombeado. En otras palabras, el fluido debe tener una resistencia mínima a los esfuerzos de tracción (Nelik, Centrifugal and Rotary Pumps, Fundamentals with Applications, 1999).

El HI clasifica las bombas por tipo, no por aplicación. Sin embargo, el usuario, en última instancia, debe ocuparse de aplicaciones prácticas específicas. A menudo, la selección de las bombas se desarrolla según la experiencia personal y la preferencia por un tipo particular de éstas, y esta preferencia se refleja en cada tipo de industria. Por ejemplo, las bombas de alimentación de calderas suelen ser de tipo barril difusor de múltiples etapas, especialmente para las aplicaciones de energía media y alta (más de 1000 hp), aunque las bombas de voluta en configuraciones de una o varias etapas, con carcasas divididas radial o axialmente, también se han aplicado con éxito para esta aplicación.

## Tipos de bombas centrífugas

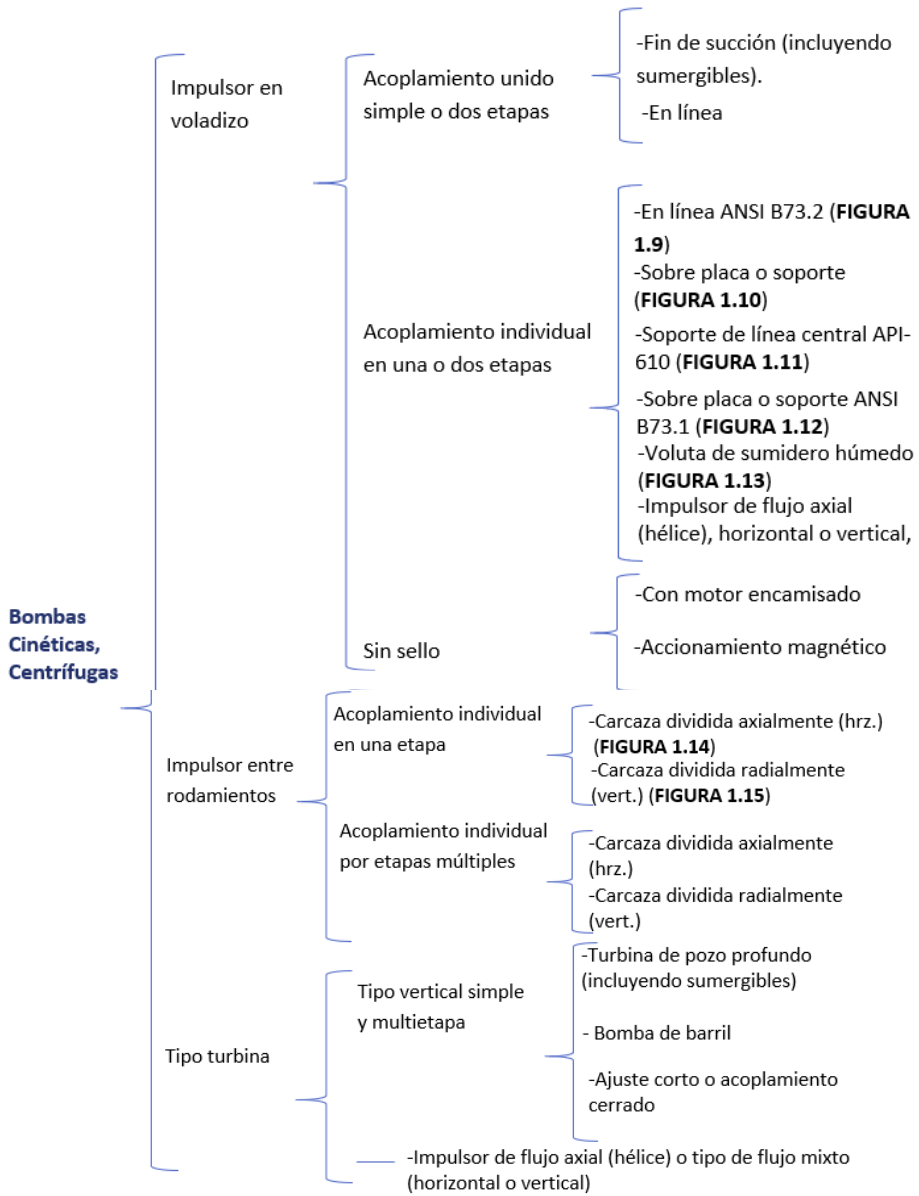
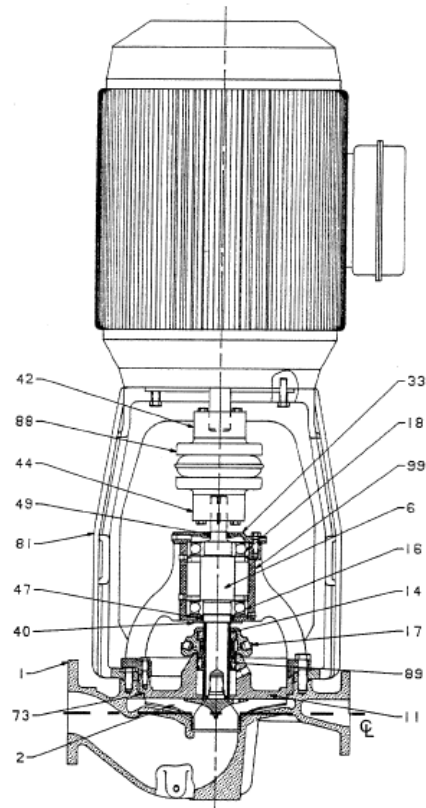


FIGURA 1.8. Tipos de bombas centrífugas, (Hydraulic Institute, Centrefugal and Rotary Pumps) [2]

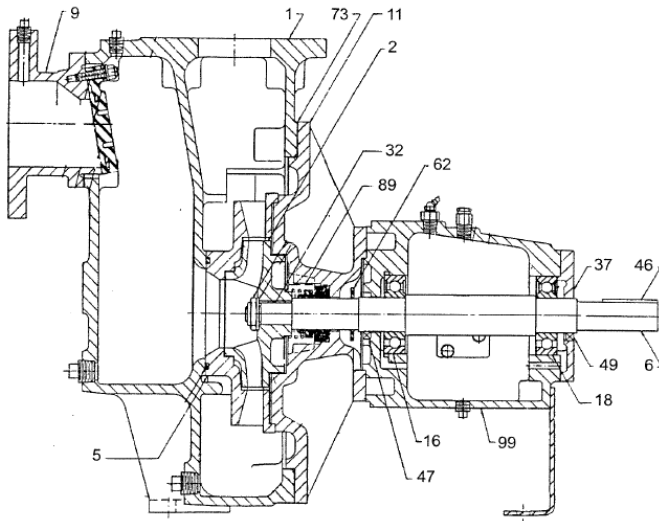
En línea ANSI B73.2



- |                                     |  |
|-------------------------------------|--|
| 1-Carcasa                           | 42-Mitad de cople en el lado del motor   |
| 2-Impulsor                          | 44-Mitad de cople en el lado de la bomba |
| 6-Flecha de la bomba                | 47-Sello de rodamientos interiores       |
| 11-Cubierta de la cámara de sello   | 49-Sello de rodamientos exteriores       |
| 14-Manga de la flecha               | 73-Empaque                               |
| 16- Rodamiento interior             | 81-Pedestal                              |
| 17-Brida                            | 88-Espaciador de acoplamiento            |
| 18- Rodamiento exterior             | 89-Sello                                 |
| 33-Cojinete de rodamientos externos | 99-Carcasa de rodamientos                |
| 40-Roldana deflectora               |  |

FIGURA 1.9 Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- en línea- acoplamiento elástico. [2]

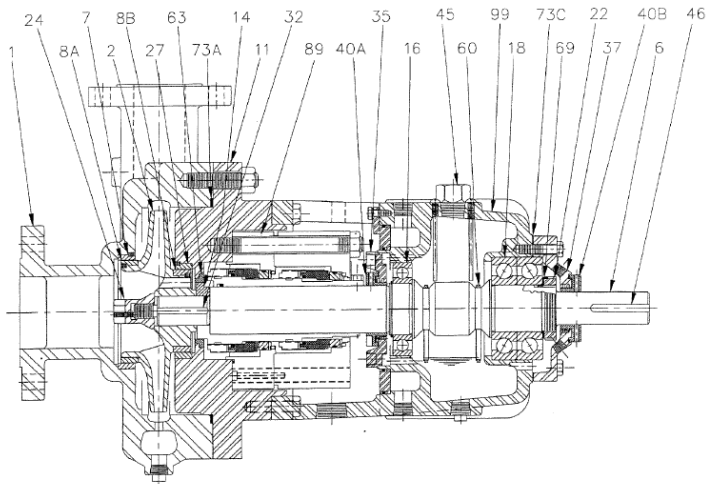
**Sobre placa o soporte**



- |                                   |                                    |
|-----------------------------------|------------------------------------|
| 1-Carcasa                         | 37-Cubierta del rodamiento externo |
| 2-Impulsor                        | 40-Roldana deflectora              |
| 5-Difusor                         | 46- Chaveta del acoplamiento       |
| 6-Flecha                          | 47-Sello de rodamientos internos   |
| 9-Cubierta de succión             | 49-Sello de rodamientos externos   |
| 11-Cubierta de la cámara de sello | 73-Empaque                         |
| 16-Rodamiento interno             | 89-Sello                           |
| 18-Rodamiento externo             | 99-Carcasa del rodamiento          |
| 32-Chaveta del impulsor           |                                    |

**FIGURA 1.10** Impulsor en voladizo- acoplamiento individual de una etapa- sobre soporte- autocebante. [2]

## Soporte de línea central API-610

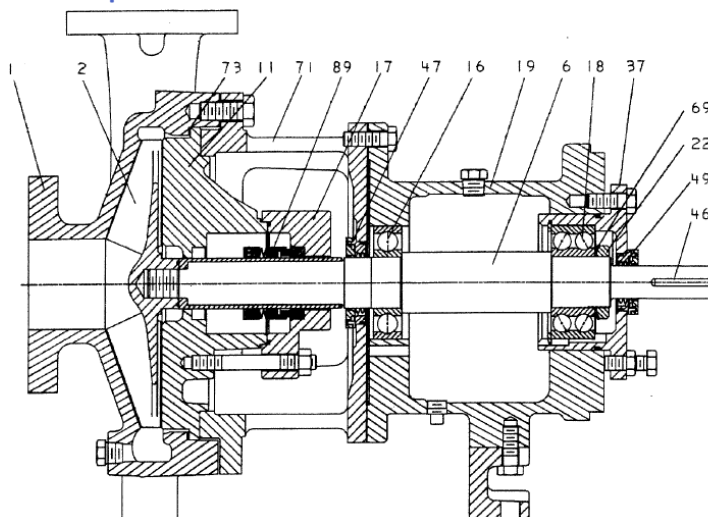


- |  |  |
|--|--|
| 1-Carcasa  | 35-Cubierta del rodamiento interno                   |
| 2-Impulsor                                       | 37-Cubierta del rodamiento externo                   |
| 6-Flecha   | 40A-Deflector interior                               |
| 7- Anillo de revestimiento                       | 40B-Deflector exterior                               |
| 8A-Anillo del impulsor                           | 45-Tapón respirador                                  |
| 8B-Anillo del buje del impulsor                  | 46-Chaveta del acoplamiento                          |
| 11-Cubierta                                      | 60-Anillo de aceite                                  |
| 14-Manga de flecha                               | 63-Cubierta del buje/ cojinete / Rondana             |
| 16-Rodamiento interno                            | 73A-Junta de la carcasa                              |
| 18-Rodamiento externo                            | 73C- Junta, cubierta externa, carcasa del rodamiento |
| 22-Contratuercas, rodamiento                     | 89-Sello   |
| 24-Tuerca del impulsor                           | 99-Carcasa del rodamiento                            |
| 27-Anillo en la cubierta de la caja de estoperos |  |
| 32-Chaveta del impulsor                          |  |

**FIGURA 1.11** Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- soporte de la línea central- API 610. [2]



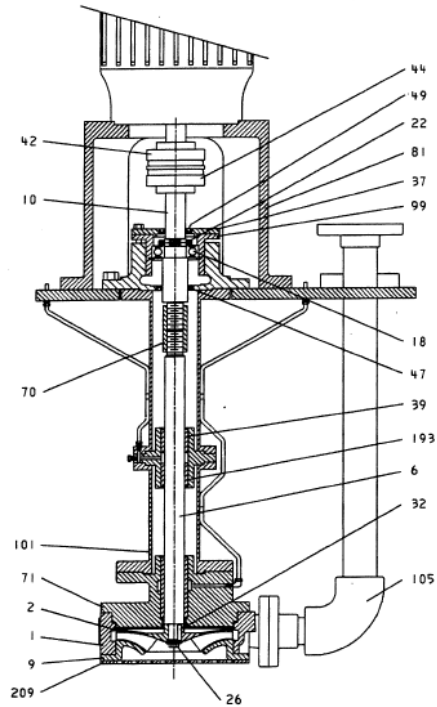
## Sobre placa o soporte ANSI B73.1



- |                                     |                                    |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| 1-Carcasa                           | 37-Cubierta del rodamiento externo |
| 2-Impulsor                          | 46-Chaveta del acoplamiento        |
| 6-Flecha                            | 47-Sello de rodamientos internos   |
| 11-Cubierta de la cámara de sellado | 49-Sello de rodamientos externos   |
| 16-Rodamiento interno               | 69-Arandela/rondana                |
| 17-Brida                            | 71-Adaptador/ conector             |
| 18-Rodamiento externo               | 73-Empaque                         |
| 19-Montura/ Soporte                 | 89-Sello                           |
| 22-Contratuercas, rodamiento        |                                    |

**FIGURA 1.12** Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- sobre soporte- ANSI B73.1. [2]

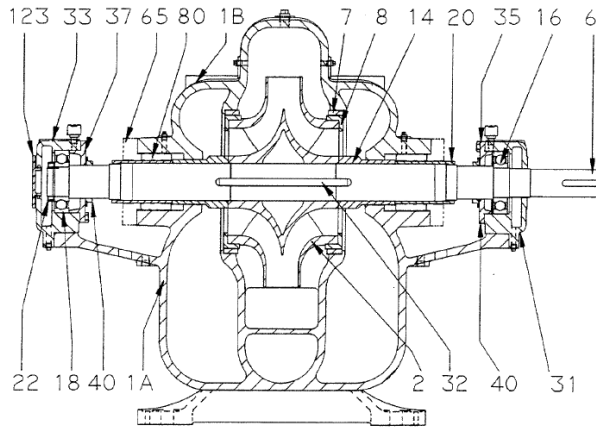
## Voluta de sumidero húmedo



- |   |   |
|---|---|
| 1-Carcasa                               | 44- Mitad de cople en el lado de la bomba |
| 2-Impulsor                              | 47-Sello de rodamientos internos          |
| 6-Flecha                                | 49-Sello de rodamientos externos          |
| 9-Cubierta de succión                   | 70-Acoplamiento de ejes                   |
| 10-Extremo de flecha                    | 71-Adaptador/ Conector                    |
| 18-Rodamiento externo                   | 81-Pedestal                               |
| 22-Contratuerca, rodamiento             | 99-Carcasa/Caja de rodamientos            |
| 26-Tornillo del impulsor                | 101-Tubo de columna                       |
| 32-Chaveta del impulsor                 | 105-Codo de descarga                      |
| 37-Cubierta del rodamiento externo      | 193-Soporte de rodamientos                |
| 39-Camisa del cojinete                  | 209-Filtro                                |
| 42- Mitad de cople en el lado del motor |   |

**FIGURA 1.13** Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa-voluta de sumidero húmedo. [2]

## Carcaza dividida axialmente (hrz.)



1A-Carcaza, mitad inferior  
1B-Carcaza, mitad superior

2-Impulsor

6-Flecha

7-Anillo de revestimiento

8- Chaveta del impulsor

14-Manga de la flecha

16-Rodamiento interno

18-Rodamiento externo

20-Tornillo de la camisa del eje

22-Contratuercas

31- Cubierta del rodamiento interno

32- Chaveta del impulsor

33- Cubierta del rodamiento externo

35-Cubierta del rodamiento interno

37-Cubierta del rodamiento externo

40-Roldana deflectora

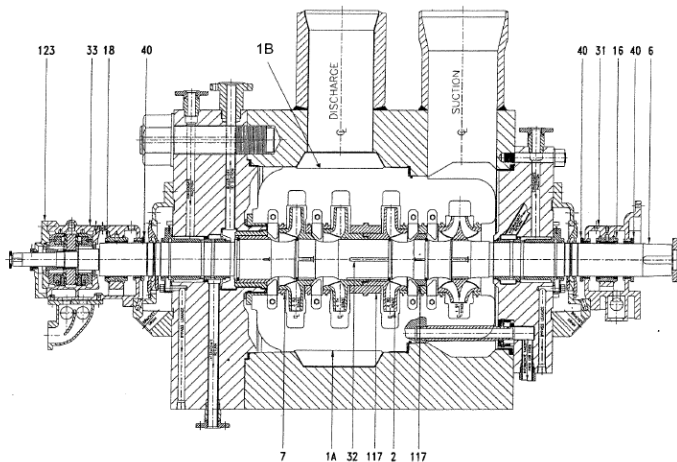
65-Sello mecánico, elemento estacionario

80-Sello, elemento mecánico rotativo

123- Cubierta del rodamiento

**FIGURA 1.14** Impulsor entre rodamientos-acoplamiento individual- una etapa-carcaza dividida axialmente (horizontal). [2]

## Carcaza dividida radialmente (vert.)



- |                                     |   |
|-------------------------------------|---|
| 1A-Carcasa, mitad inferior          | 32-Chaveta del impulsor                 |
| 1B-Carcasa, mitad superior          | 33-Cubierta del rodamiento externo      |
| 2-Impulsor                          | 40-Roldana deflectora                   |
| 6-Flecha                            | 117-Buje/ Cojinete, reductor de presión |
| 7-Anillo de revestimiento           | 123-Cubierta del rodamiento             |
| 16-Rodamiento interno               |   |
| 18-Rodamiento externo               |   |
| 31- Cubierta del rodamiento interno |   |

**FIGURA 1.15** Impulsor entre rodamientos- acoplamiento individual- división radial (vertical) en multietapa- doble carcasa. [2]

## 1.7 PARTES CRÍTICAS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

### 1.7.1 IMPULSORES

El impulsor de la bomba recibe el líquido bombeado y le imparte velocidad con la ayuda del motor eléctrico. La mayoría de los impulsores de bomba convencionales reciben el fluido a través de su ojo, en el centro o el diámetro interior del mismo. Hay impulsores de una sola succión, e impulsores de doble succión con dos ojos, uno en cada lado. Estos están mayormente especificados para aplicaciones de bajo *NPSH* porque el área del ojo se duplica (puede recibir el doble de fluido con una energía cinética más baja). Los impulsores de doble succión se encuentran principalmente en bombas de caja dividida donde el eje pasa completamente a través del impulsor. Pero también se pueden encontrar montadas en el extremo del eje en algunos diseños de bombas especiales.

#### 1.7.1.1 TIPOS DE IMPULSORES

##### 1) Totalmente abiertos

La mayoría de los impulsores totalmente abiertos se encuentran en las bombas de flujo axial. Los impulsores abiertos tienen las paletas libres en ambos lados. Son estructuralmente débiles. Por lo general, se usan en bombas de pequeño diámetro y de bajo costo y bombas que manejan sólidos suspendidos.

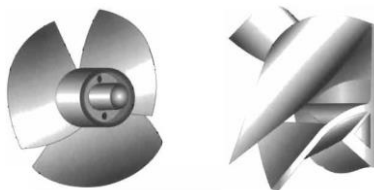


FIGURA 1.16 Impulsor totalmente abierto.

##### 2) Semi-abierto, Semi-cerrado

Un impulsor semi-abierto tiene álabes expuestos en un lado y cerrados por el otro, con una placa de soporte o una cubierta que le agrega resistencia mecánica. Estos tipos de impulsores se utilizan generalmente para líquidos con un pequeño porcentaje de partículas sólidas, como los sedimentos del

fondo de un tanque o río, o cristales mezclados con el líquido. Ofrecen mayor eficiencia y menor  $NPSH_R$  que los impulsores abiertos.



**FIGURA 1.17** Impulsor semiabierto/ semicerrado.

El rendimiento de estos impulsores se rige por el espacio libre limitado o la tolerancia entre el borde delantero de los álabes y la pared interna de la carcasa de la bomba. El ajuste de esta distancia se realiza al girar el carrier, lo que a su vez genera el movimiento axial del impulsor.

Este tipo de impulsores como los abiertos pueden manejar altos niveles de aire y vapores arrastrados (hasta un 10%, dependiendo del claro del impulsor contra la cubierta) en comparación con los impulsores cerrados.

### 3) Totalmente cerrado

Las paletas se encuentran entre los dos discos, todo en un solo bastidor. Se utilizan en bombas grandes con altas eficiencias y bajo  $NPSH_R$ . Pueden operar en servicio de sólidos suspendidos sin obstrucción, pero presentarán altas tasas de desgaste. Las bombas centrífugas con impulsor cerrado son las bombas más utilizadas para el manejo de líquidos transparentes. Dependen de anillos de desgaste de espacio libre cercano en el impulsor y en la carcasa de la bomba. Los anillos de desgaste separan la presión de entrada de la presión dentro de la bomba, reducen las cargas axiales y ayudan a mantener la eficiencia de la bomba. El impulsor cerrado es un diseño más complicado y costoso, no solo por el impulsor, sino que también se necesitan anillos de desgaste adicionales. [8,9,11]



FIGURA 1.18 Impulsor totalmente cerrado.

## 1.7.2 MOTORES

Un motor eléctrico es una máquina que convierte la energía eléctrica en energía mecánica. En otras palabras, los dispositivos que producen una fuerza de rotación se les conoce como motor. El principio de funcionamiento de este depende principalmente de la interacción entre el campo magnético y eléctrico. Estos motores cuentan con diferentes números de polos, 2, 4, 6 u 8. [20]

### ¿Qué son los polos de un motor eléctrico?

Los polos son el número de juegos de bobinados electromagnéticos de tres vías que tiene un motor. En el motor trifásico, existen 3 electroimanes separados formados por un solo juego de bobinados de tres vías. Por lo tanto, hay un conjunto de polos electromagnéticos Norte-Sur formados.

### ¿Cómo reconocer el número de polos en un motor eléctrico?

En la placa de identificación, se muestra una lista de RPM (revoluciones por minuto). Con esa información se puede calcular el número de polos;

$$N_{Polos} = (120 \cdot f_{motor}) / N$$

$N_{Polos}$  Número de polos del motor de la bomba

$f_{motor}$  Frecuencia de suministro para el motor,  $Hz$

$N$  Velocidad del motor de la bomba,  $rpm$

El cálculo resultará en un número no entero porque la placa de identificación mostrará un número ligeramente inferior a su velocidad síncrona nominal, por lo que solo redondeará el número hasta el siguiente número entero.

#### **I. Suministro trifásico de 50Hz**

2 polos = 3,000 RPM (la placa de identificación mostrará alrededor de 2,910 RPM)

4 polos = 1,500 RPM (~1,450)

6 polos = 1,000 RPM (~970 RPM)

8 polos = 750 RPM (~720 RPM)

#### **II. Para un suministro trifásico de 60Hz, (utilizada en México)**

2 polos = 3,600 RPM (la placa de identificación mostrará alrededor de 3,500 RPM)

4 polos = 1,800 RPM (~1,740)

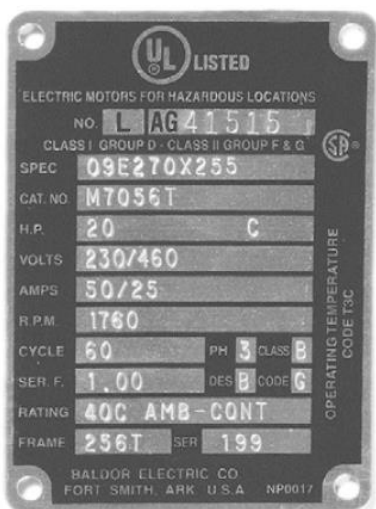
6 polos = 1,200 RPM (~1,160 RPM)

8 polos = 900 RPM (~870 RPM)

### **1.7.2.1 ¿CÓMO SELECCIONAR MOTORES PARA ÁREAS PELIGROSAS?**

Un área peligrosa se define como “cualquier zona donde pueda existir el riesgo de incendio o explosión debido a sustancias inflamables como gases, vapores, líquidos, fibras y partículas, polvo combustible, etc.” El hecho de fallar en la especificación del motor adecuado para su uso en un área peligrosa puede tener consecuencias graves, pérdida de producción, daños materiales considerables e incluso la pérdida de vidas humanas. La selección del motor adecuado requiere una comprensión de las designaciones de clase, grupo y división de Underwriters Laboratories (UL) y National Electrical Code (NEC), así como las letras del código T. [12, 28]





**FIGURA 1.19** La placa de identificación de Underwriters Laboratories (UL) se encuentra en todos los motores aprobados para su uso en áreas peligrosas de la División 1. Además de los datos normales del motor, tales como caballos de fuerza, velocidad, voltaje, amperaje, letra del código NEMA, etc., también muestra la(s) clase(s) y grupo(s) específicos para los que está aprobado el motor. En el ejemplo mostrado, el motor está homologado para Clase I Grupo D y

Clase II Grupos F y G. También se indica el código T.

### 1.7.2.1.1 CLASE I

Contempla gases, vapores o líquidos que son explosivos o que representan una amenaza como mezclas inflamables. Un ejemplo familiar es la gasolina, explosivo como un vapor e inflamable como un líquido además de otros mostrados en la Tabla 1.1 con su temperatura de ignición. Algunas aplicaciones comunes son;

- Áreas de pintura con spray y acabado
- Plantas de servicio de gas
- Plantas de refinación de petróleo
- Lugares de distribución de petróleo
- Instalaciones de limpieza en seco
- Tanques de inmersión que contienen fluidos combustibles o inflamables
- Instalaciones de extracción de solventes
- Áreas de anestesia para inmovilización
- Instalaciones de proceso que fabrican o utilizan nitrocelulosa (también de clase II)
- Hangares para aviones y áreas de servicio de combustible
- Estaciones de servicio

**Tabla 1.1 Clase I, sustancias y atmósferas**

Sustancia o Atmósfera	Temperatura mínima de ignición
<b>Grupo A</b>	
Acetileno	305°C (581°F)
<b>Grupo B</b>	
Butadieno	420°C (788°F)
Óxido de etileno	570°C (1058°F)
Hidrogeno	500°C (932°F)
<b>Grupo C</b>	
Acetaldehído	175°C (347°F)
Ciclopropano	498°C (928°F)
Éter dietílico	180°C (356°F)
Etileno	450°C (842°F)
Isopreno, dimetilhidracina asimétrica	395°C (743°F)
(UDMH) 1,1-dimetilhidracina	249°C (480°F)
<b>Grupo D</b>	
Acetona	465°C (869°F)
Acrilonitrilo	481°C (898°F)
Amoniaco	651°C (1204°F)
Benceno	498°C (928°F)
Butano	287°C (550°F)
1-butanol (alcohol butílico)	343°C (650°F)
2-butanol (alcohol butílico secundario)	405°C (761°F)

n-butil acetato	425°C (797°F)
Acetato de isobutilo	421°C (790°F)
Etano	472°C (882°F)
Etanol (alcohol etílico)	363°C (685°F)
Etilacetano	426°C (800°F)
Dicloruro de etileno	413°C (775°F)
Gasolina	280°C (536°F)
Heptano	204°C (399°F)
Hexano	225°C (437°F)
Metano (gas natural)	537°C (999°F)
Metanol (alcohol metílico)	464°C (867°F)
3-metil-1-butanol (alcohol isoamílico)	350°C (662°F)
Metiletilcentona	404°C (759°F)
Metil isobutil cetona	448°C (759°F)
2-metil-1-propanol (alcohol isobutílico)	415°C (780°F)
2-metil-2-propanol (alcohol butílico terciario)	478°C (892°F)
Octano	206°C (403°F)
Nafta de petróleo	288°C (550°F)
1-pentanol (alcohol amílico)	300°C (572°F)
Propano	450°C (842°F)
1-propanol (alcohol propílico)	412°C (775°F)

2-propanol (alcohol isopropílico)	399°C (750°F)
Propileno	455°C (851°F)
Estireno	490°C (914°F)
Acetato de vinilo	402°C (756°F)
Cloruro de vinilo	472°C (882°F)
p-xileno	528°C (984°F)

### 1.7.2.1.2 CLASE II

Se relaciona con el polvo que en cantidad suficiente crea mezclas explosivas, así como el que es conductor de electricidad. Un buen ejemplo es la harina de trigo. Como una masa compacta, la harina se quema o arde; pero cuando se distribuye finamente en el aire, es altamente explosiva. También se incluyen en esta clase los polvos metálicos y no metálicos conductores de electricidad, como el aluminio en polvo, el magnesio, y el carbón pulverizado. Los polvos de aluminio y magnesio pueden arder violentamente incluso cuando no están suspendidos en el aire; y cuando lo están son altamente explosivos, algunos ejemplos adicionales se muestran en la Tabla 1.2. Con aplicaciones comunes de los motores clase II como;

- Molinos para harina
- Elevadores e instalaciones de manejo de granos
- Plantas de bomberos y áreas de almacenamiento
- Áreas de fabricación y almacenamiento de aluminio, magnesio y almidón
- Instalaciones de fabricación y manipulación de carbón
- Plantas de confitería
- Plantas de fabricación de azúcar y cacao pulverizado
- Plantas de embalaje y almacenamiento
- Plantas de molienda y almacenamiento de especias

**Tabla 1.2 Clase II sustancias**

<b>Grupo</b>	<b>Definición general</b>	<b>Ejemplos</b>
<b>E</b>	Polvos metálicos	Polvos de aluminio, magnesio, sus aleaciones comerciales y otros metales de características igualmente peligrosas.
<b>F</b>	Polvos no metálicos conductores de electricidad	Polvo de carbón pulverizado, coque pulverizado, sustancias negras y similares.
<b>G</b>	Polvos no conductores de electricidad	Polvo de grano, azúcar pulverizada, almidón pulverizado, papas deshidratadas en polvo, cacao pulverizado, especias pulverizadas, huevo en polvo, leche deshidratada, harina de trucha, harina de frijoles y semillas, heno seco y otros productos que emiten polvo combustible al secarse o manipularse y otras sustancias similares.

### 1.7.2.1.3 CLASE III

La Clase III cubre las fibras fácilmente inflamables (Tabla 1.3). Estos materiales son a menudo más pesados y se depositan con mayor rapidez que las partículas finas, pero son inflamables y tienen el potencial de crear condiciones de riesgo cuando se encuentran cerca de equipos eléctricos. Sin embargo para la Clase III normalmente no se considera tener motores anti explosión. Algunas áreas comunes de Clase III incluyen fábricas textiles, plantas de procesamiento de lino y cualquier otra instalación donde haya grandes cantidades de aserrín.

**Tabla 1.3 Clase III, sustancias (grupos no asignados)**

<b>Fibras inflamables o voladuras</b>	
Rayón	Algodón
Aserrín	Sisal
Henequén	Islote
Yute	Cáñamo
Remolque (Tow)	Fibra de cacao
Roble	Residuos embalados kapok
Musgo español	Excelsior
(y otros materiales de naturaleza similar)	

### Significado de designar grupos

Las designaciones de los grupos de la A a la G están dispuestas en orden descendente de acuerdo con el rigor de los requisitos de diseño del motor; el grupo A necesita los trayectos de llama más largos y los ajustes más herméticos.

### Códigos T del motor en un área peligrosa

El código T identifica la máxima temperatura absoluta de la superficie del motor que será desarrollada bajo todas las condiciones de funcionamiento, incluyendo sobrecarga y desgaste del motor. La designación del código T del motor debe estar correlacionada con la temperatura mínima de ignición (MIT) de las sustancias en el entorno de funcionamiento del motor.

La presencia de acetona o gasolina, por ejemplo, afectará la selección del motor, La acetona tiene un MIT de 465°C y la tabla 1.4 indica un motor T1 (temperatura máxima de superficie de 450°C) lo cual sería aceptable para operar en un ambiente de acetona.

La gasolina, sin embargo, tiene un MIT de 280°C. Para el funcionamiento en un entorno que contenga gasolina, debe especificarse nada menos que un

motor T2A, diseñado para desarrollar una temperatura de superficie no superior a 280°C (Tabla 1.4). Aunque los códigos T y las temperaturas de ignición se asignan de forma conservadora y se basan en los procedimientos de ensayo del “caso más desfavorable”, debe proporcionarse un margen de seguridad adicional especificando un motor T2B o superior, diseñado para desarrollar una temperatura superficial máxima de 260°C.

**Tabla 1.4 Códigos T y sus temperaturas asociadas**

<b>Número T</b>	<b>Temperatura máxima de superficie del motor</b>	
	<b>°C</b>	<b>°F</b>
<b>T1</b>	450	842
<b>T2</b>	300	572
<b>T2A</b>	280	536
<b>T2B</b>	260	500
<b>T2C</b>	230	446
<b>T2D</b>	215	419
<b>T3</b>	200	392
<b>T3A</b>	180	356
<b>T3B</b>	165	329
<b>T3C</b>	160	320
<b>T4</b>	135	275
<b>T4A</b>	120	248
<b>T5</b>	100	212
<b>T6</b>	85	185

### 1.7.3 CARACTERÍSTICAS COMERCIALES PARA SELECCIÓN DEL MOTOR DE UNA BOMBA

- Aplicaciones recomendadas
- Especificaciones, (potencia, factor de servicio, número de polos, frecuencia, voltaje, cumplimiento de eficiencia en función de normas, aislamiento, diseño, código T, con o sin variador de frecuencia, etc.)
- Descripción de:
  - Carcasa y escudos
  - Rotor
  - Estator
  - Aislamiento
  - Ventilación
  - Rodamientos
  - Lubricación
  - Caja de conexiones
  - Resistencia a la corrosión
  - Modificable y personalizado [27]

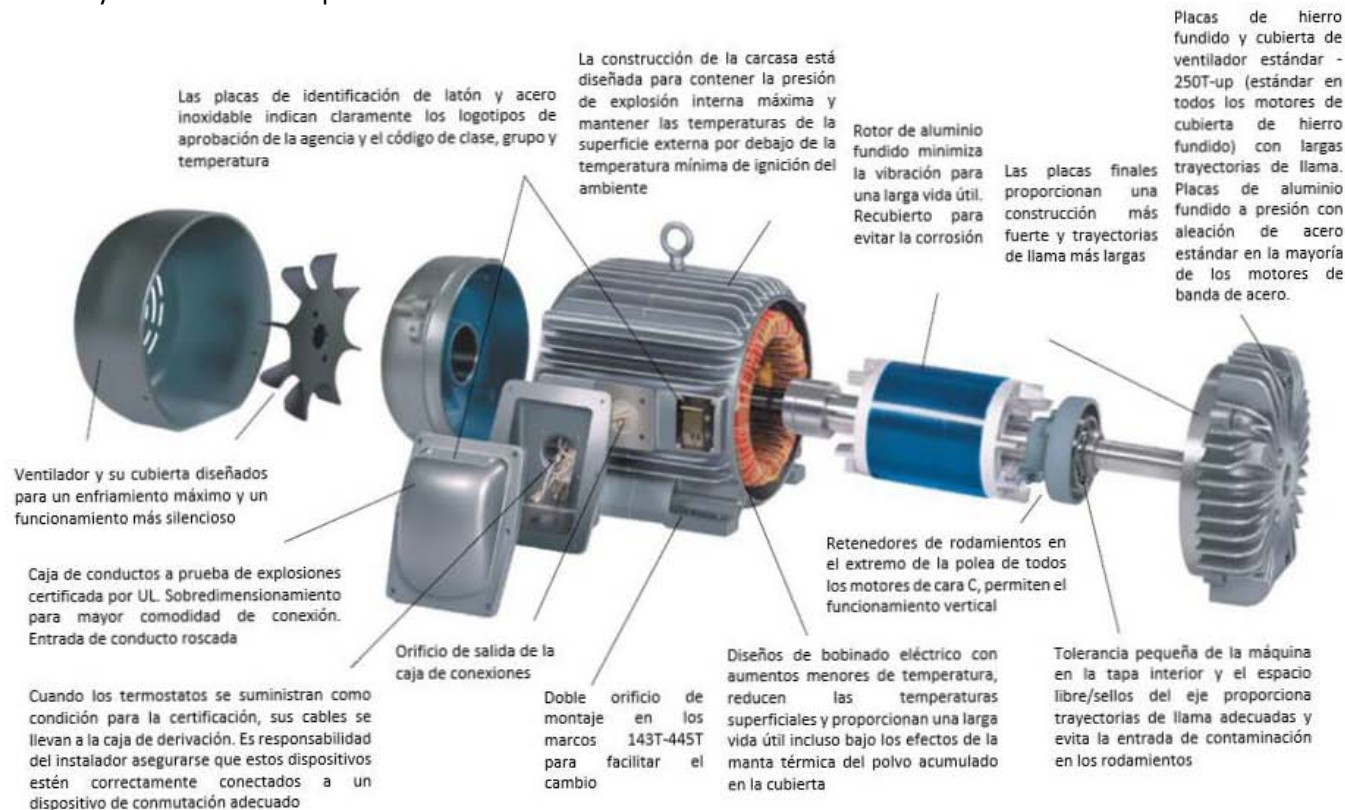
Se pueden visualizar las partes anteriores junto con su función en la **FIGURA 1.20** [4]

**NOTA:** Los motores se rigen por la normas de National Electrical Manufacturers Association (NEMA), quien define estándares para productos eléctricos con referencia a nomenclatura, dimensiones, composición, construcción, tolerancias, seguridad, características del funcionamiento, pruebas, el servicio para el que esta diseñado, etc. [23]





**FIGURA 1.20** Motores a prueba de explosión. [4]  
 Fiabilidad y rendimiento en aplicaciones de la división 1



#### 1.7.4 ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS (FERNÁNDEZ, 2004)

La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la misma.

El estopero es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques.

Prácticamente en todos los estoperos se tendrá que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba.

Por esta razón, los empaques deben ajustarse debidamente y ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a la que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba.

Debido a la misma presión, se origina en la flecha una fricción considerable junto con un aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse lubricación y enfriamiento.

Ello se logra mediante la introducción de una pieza que no se deforma llamada *jaula de sello*, la cual tiene una forma acanalada y se le hace llegar desde la misma carcasa, o desde una fuente externa un líquido de enfriamiento.

La presión de los empaques se efectúa por medio del *prensaestopas*, una pieza metálica que se mueve por medio de tornillos. (FIGURA 1.21). [15]

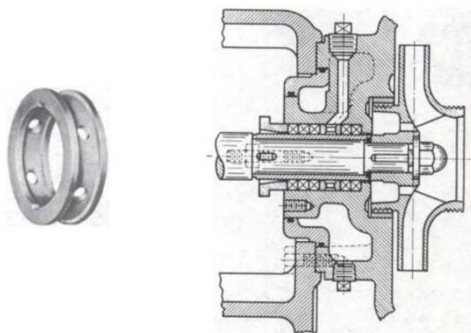


FIGURA 1.21 Jaula de sello.

Los materiales usados como empaques en las bombas centrífugas pueden ser diversos, pero los más usados son:

1. **Empaque de asbesto**, este es comparativamente suave y aconsejable para agua fría y agua a temperatura no muy elevada. Es comúnmente utilizado en forma de anillos cuadrados de asbesto grafitado.

2. Para presiones y temperaturas más altas pueden usarse **anillos de empaque de una mezcla de fibras de asbesto y plomo o bien plásticos**, con el mismo plomo, cobre o aluminio. Sin embargo, estos empaques se usan para otros líquidos diferentes del agua en procesos industriales químicos o de refinación.
3. Para sustancias químicas se utilizan **empaques de fibras sintéticas**, como el teflón, que dan excelentes resultados.

Todos ellos van introducidos como anillos en la caja de empaque, quedando en medio la junta de sello, FIGURA 1.22.

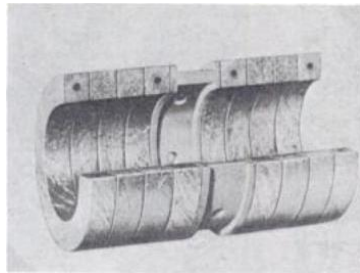


FIGURA 1.22 Empaque de fibras sintéticas con jaula.

#### 1.7.4.1 SELLOS MECÁNICOS

En aquellos casos en que se usa el empaque convencional y prensaestopas debe dejarse un pequeño goteo, ya que de otra manera el calor y fricción generado sobre la flecha es muy grande, dañándola y haciendo que el motor demande más potencia.

Sin embargo, hay ocasiones en que se desea que no se produzca ninguna fuga, o bien cuando el líquido ataca a los empaques haciendo que su cambio sea frecuente. En estos casos se usa un sello mecánico que consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcasa, mientras que la otra gira con la flecha.

Los materiales de ambas superficies en forma de anillos son diferentes (generalmente una es de carbón o teflón y la otra de acero inoxidable).

El apriete de una superficie contra otra se regula por medio de un resorte. En los demás puntos por donde podría existir una fuga se ponen anillos y juntas

de material adecuado, con lo cual se logra que el flujo que se escapa sea reducido prácticamente a nada.

Existe una gran cantidad de diseños de diferentes fabricantes y dos tipos básicos, el sello interior dentro de la caja de empaques, y el sello externo.

Además, el sello mecánico desbalanceado y el balanceado, entendiéndose por ello que la presión que ejerce el líquido sobre ambas caras debe ser la misma.

En la FIGURA 1.23 se ilustran los sellos mecánicos.

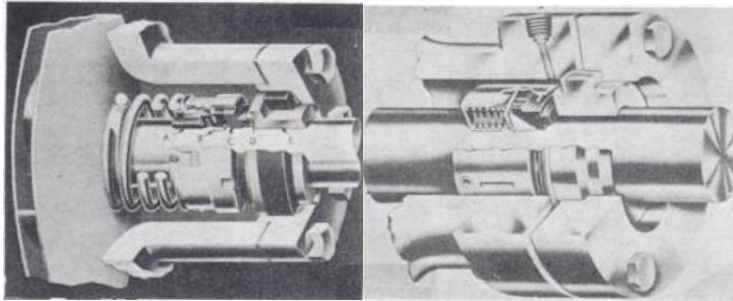


FIGURA 1.23 Sellos mecánicos.

### 1.7.5 ACOPLAMIENTO BOMBA-ACCIONADOR

Después de invertir el dinero para la adquisición de una bomba nueva y el motor para hacerla funcionar, la siguiente gran decisión es cómo conectarlos de manera tal que maximice su eficiencia y las proteja del desgaste y abrasión normal.

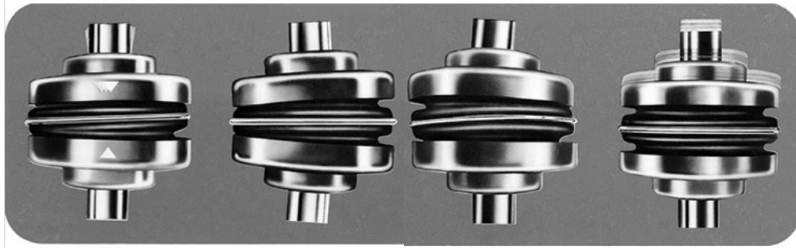
Cabe destacar que las bombas no solo son accionadas por motores eléctricos, aunque es lo más común. Algunas bombas son impulsadas por motores de combustión interna, o con turbinas o motores hidráulicos. Además, no siempre las bombas y los accionadores tienen un acoplamiento directo. Algunas bombas están acopladas a través de poleas, transmisiones de cadena, cajas de engranajes u otro tipo de transmisiones.

Acoplar los ejes de accionamiento sería sencillo si estuvieran perfectamente alineados, si las máquinas no vibraran y los ejes no se movieran. Sin embargo para la transmisión de potencia, se requiere un acoplamiento flexible que pueda adaptarse a los defectos y a la dinámica inherente a la mayoría de los sistemas.

“Incluso si se pueden alinear los ejes perfectamente, se hace cuando el equipo no está en funcionamiento”, dijo Paul Konkol, gerente de marketing y desarrollo de negocios, acoplamientos industriales, de Altra Industrial Motion. “Una vez que las cosas empiezan a moverse, las temperaturas cambian, las condiciones de operación varían, los cimientos se asientan. Así que se necesita un acoplamiento correcto y con un tamaño adecuado para el buen funcionamiento de la bomba”.

La función básica de todos los acoplamientos es transmitir la potencia, adaptarse a la desalineación y compensar el movimiento axial (movimiento final de los ejes). Incluso, en ocasiones se le pide a un acoplamiento absorber golpes o vibraciones. La selección del acoplamiento depende de cuatro condiciones básicas de desalineación (**FIGURA 1.24**) o movimiento del eje.

- **Desalineación paralela** ocurre cuando las dos flechas no comparten el mismo eje de rotación. Sus caras finales pueden ser paralelas, pero sus ejes entales están desplazados lateralmente uno con respecto del otro.
- **Desalineación angular** se aplica cuando los ejes no son ni coaxiales ni paralelos. El ángulo al que puede ser simétrico o asimétrico.
- **Flotador final** ocurre cuando uno o ambos ejes muestran movimiento axial, entrando y saliendo. Un motor con cojinete liso, por ejemplo, “flota”, mientras el rotor busca el centro magnético del bobinado. La variación de temperatura también puede causar expansión térmica y variación en la posición de los ejes.
- **Flexibilidad torsional** es el movimiento torsional en planos perpendiculares al eje de transmisión. Esto se debe normalmente a golpes o vibraciones. Un acoplamiento elástico de torsión absorbe y amortigua estos movimientos.



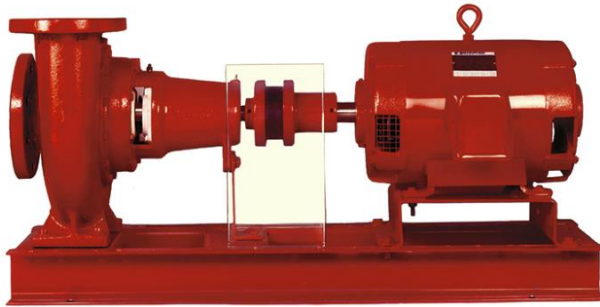
**FIGURA 1.24** Los cuatro tipos de desalineación de los acoplamientos.

La construcción básica de los acoplamientos más elásticos consiste de dos bridas o cubos, que se fijan a los ejes a los que se coplan, y un elemento de conexión que puede ser metálico (como en los acoplamientos de disco), o un cojinete de material elastómero como el caucho EPDM, neopreno, Hytrel o uretano, o una conexión mecánica (como en una junta en U o en un acoplamiento de engranes).

Para ser considerado flexible, un acoplamiento debe manejar desalineaciones paralelas y angulares. Los acoplamientos con flexibilidad de cuatro vías se adaptan al movimiento de flotación de los extremos como al movimiento de torsión.

#### 1.7.5.1 FLEXIBILIDAD DE CUATRO VÍAS

Un ejemplo de acoplamiento flexible de cuatro vías con buena maleabilidad torsional como se aprecia en la **FIGURA 1.25** es un elastomérico que funciona en cizallamiento (a diferencia de la compresión). La parte elastómera flexible puede deformarse o estirarse en el corte, desplazándose bajo una carga. La cantidad de desplazamiento torsional del elástomero es una medida del choque que puede ser absorbido. También se comprime fácilmente y se estira para manejar la flotación final.



**FIGURA 1.25** Este acoplamiento se utiliza para conectar una bomba centrífuga y un motor eléctrico. El elemento elastomérico compensa la desalineación y proporciona una excelente amortiguación de vibraciones y golpes con flexibilidad para proteger los equipos conectados.

La flexibilidad torsional permite que el acoplamiento de cizallamiento elastomérico amortigue la amplitud de las vibraciones, aislando un eje de los efectos del otro. La energía absorbida durante las cargas de choque se utiliza esencialmente para envolver el elastómero en una acción de torsión. Ya que la fuerza de la forma de choque del motor se reduce por la cantidad de energía gastada en enrollar el componente flexible, el eje de la bomba amortigua el choque. Esta energía se libera de nuevo en el sistema de accionamiento a medida que el acoplamiento se desenrolla.

No obstante, los acoplamientos de cizallamiento elastomérico pueden fallar bajo cargas de choque excesivas y desconectarán mecánicamente la bomba del motor para protegerla en caso de que se produzca un bloqueo o cualquier otra condición que genere un choque excesivo.

“Los acoplamientos que utilizan el material elastomérico en compresión no tienen la misma capacidad de desalineación o de amortiguación axial o torsional que cuando se utilizan en cizallamiento”, dijo Konkol. En compresión se aprieta la goma para transmitir el par, en lugar de girarla.

#### 1.7.5.2 ACOPLAMIENTOS PARA ALTO PAR Y ALTA VELOCIDAD

Mientras que los acoplamientos elastoméricos son populares para muchas aplicaciones generales de bombas industriales que funcionan hasta



115hp/100rpm, los límites de los materiales elastoméricos se superan en aplicaciones que requieren la transmisión de pares y velocidades más altas. Los acoplamientos metálicos de corona dentada, rejilla y disco son más rígidos a la torsión y ofrecen ventajas en estas aplicaciones.

“Los acoplamientos de engranes y de rejilla son excelentes con torques más altos, pero como en cualquier otra cosa, cuando se gana en un área de diseño, hay cosas que uno tiene que renunciar en otras áreas”, dijo Konkol. “En este caso, es amortiguación torsional. Son acoplamientos más rígidos, por lo que la vibración del movimiento va a ser transmitida a través de la bomba”.

**Los acoplamientos de engranes** están contruidos con un maguito que contiene dientes internos que encajan con los dientes al exterior. Son populares tanto para aplicaciones de alta velocidad, alta potencia como alto par y baja velocidad, funcionan bien en un acoplamiento que requiere rigidez torsional. El ajuste de los dientes en un acoplamiento de engranes permite la desalineación, pero el grado de compensación de la ésta depende del contorno de los dientes del engranaje y de la distancia entre ellos. Debido a su diseño, estos acoplamientos rígidos a la torsión pueden soportan cierta carga de choque, pero no pueden absorber cantidades significativas de la misma.

**Los acoplamientos de rejilla** están formados por dos bujes con bridas ranuradas conectados por un muelle de acero cónico en forma de rejilla. Al igual que los acoplamientos de engranajes, requieren lubricación, pero permiten flexibilidad y eficiencia a altas velocidades o a bajas velocidades con alto par. Los acoplamientos de rejilla pueden funcionar hasta 400hp/100rpm. Al ser más rígidas, sus capacidades de desalineación no son tan grandes como las de los acoplamientos elastoméricos, por lo que la alineación de los ejes del motor y de la bomba es más crítica.

**Los acoplamientos de disco** son extremadamente uniformes en su diseño y pueden girar a altas velocidades. Estos poseen un funcionamiento equilibrado y suave que, como los acoplamientos elastoméricos, no requieren lubricación.

Los acoplamientos de disco, sin embargo, son diseños bastante complejos y extremadamente sensibles a la desalineación y al movimiento axial. La flexión de un disco o componente metálico más allá de su límite de elasticidad puede causar fatiga, y el movimiento axial puede causar fallas. [6]

### 1.7.5.3 LA IMPORTANCIA DEL TAMAÑO

Al seleccionar el acoplamiento, los usuarios de la bomba deben tener cuidado con la trampa de “más es mejor”. El sobredimensionamiento de un acoplamiento puede resultar en una reducción de la flexibilidad necesaria o de la compensación de desalineación, y un acoplamiento que sea demasiado grande puede ejercer una presión adicional sobre las bombas y los motores que se acoplen. Por otro lado, un acoplamiento con demasiada capacidad de desalineación puede ser demasiado blando o complaciente, lo que puede causar vibración o una condición de desequilibrio en la rotación.

“Para equipos accionados por turbina a 3000rpm o más, es posible que desee un acoplamiento de disco”, dijo Konkol. “Para un par elevado, un acoplamiento de engranajes o de rejilla puede ser la elección correcta”.

“Se trata de colocar el acoplamiento adecuado en la aplicación correcta, de manera que el fabricante pueda ser un activo valioso en el proceso de selección. Esa base de conocimientos de ingeniería puede ser un verdadero servicio de valor añadido para el usuario”. [7]

La Tabla 1.5 resume las ventajas y desventajas entre los acoplamientos de acuerdo a su material y flexibilidad.

**Tabla 1.5 Acoplamientos de elastómeros vs metálicos**

	Flexible (Elastómero)	Flexible (Metálico)	Rígido (Metálico)
<i>Torque/Par</i>	Pobre	Bueno	Excelente
<i>Desalineación</i>	Excelente	Bueno	Pobre
<i>Amortiguación a las vibraciones</i>	Excelente	Bueno	Pobre
<i>Velocidad</i>	Bueno	Excelente	Excelente
<i>Lubricación</i>	Ninguna	Requerida	Ninguna
<i>Posicionamiento de precio</i>	Bajo	Medianamente alto (depende del tamaño y estilo o modelo)	Medianamente alto (depende del tamaño y estilo o modelo)

## 1.8. CONCLUSIONES

En una bomba centrífuga el fluido ingresa por el ojo del impulsor (este rota por la energía suministrada por el motor a través de la flecha) y al recorrer los álabes del mismo se le imprime un incremento de velocidad hasta el diámetro externo del impulsor, posteriormente pasa a un área mayor dentro de la voluta aumentando su presión y se descarga a una tubería de menor tamaño incrementando su velocidad.

Donde los componentes principales de la bomba centrífuga son el motor que provoca el movimiento mecánico del impulsor, el impulsor que imprime energía cinética al fluido, los estoperos, empaques y sellos mecánicos que evitan fugas de líquido fuera del impulsor y entradas de aire, teniendo una divergencia de materiales y diseños en función de las propiedades fisicoquímicas del fluido y las condiciones de operación de la bomba.

# CAPÍTULO 2 SISTEMA DE BOMBEO

*En este capítulo se explica la operación de bombeo como parte de un sistema. Por lo cual, se presentan secuencias de cálculo para determinar: las pérdidas de presión por fricción en las tuberías de succión y descarga; y el NPSH disponible del sistema.*

## 2.1 TRANSFERENCIA DE LÍQUIDO

Para entender verdaderamente una operación de bombeo, lo primero que se necesita es examinar cuidadosamente las especificaciones de cada sistema individual en donde una bomba es instalada (ver la FIGURA 2.1). Los principales elementos de un sistema de bombeo son:

- Tubería de succión
- Bomba
- Tubería de descarga

La energía suministrada a la bomba por el accionador se convierte en energía útil para mover el fluido y superar las pérdidas:

$$Energía_{Entrada} = Energía_{\text{útil}} + Pérdidas \quad 2.1$$

$$Eficiencia = Energía_{\text{útil}} / Energía_{Entrada} \quad 2.2$$

$$Pérdidas = Mecánica + Volumétrica + Hidráulica \quad 2.3$$



Rodamientos  
Acoplamiento  
Rozamiento



Fugas



Fricción  
Entrada/Salida  
Vórtices  
Separación

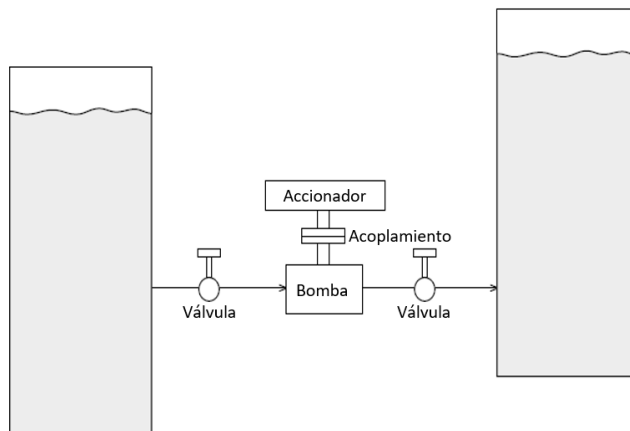
Desde el punto de vista del usuario de una bomba, hay dos variables importantes:

### Gasto y Presión

**El gasto o caudal** es una variable que indica el volumen del fluido que se requiere transportar (por ejemplo, transferir desde un tanque de almacenamiento grande a bidones más pequeños para su distribución y venta).

**La presión** indica cuanta resistencia hidráulica se requiere superar por el sistema de bombeo, para desplazar el fluido.

En un caso ideal con pérdidas nulas, toda la potencia suministrada sería para mover el fluido contra la presión dada. Se puede decir que toda la potencia disponible por el motor es utilizada. [21, 22]



**FIGURA 2.1.** Sistema de bombeo.

## 2.2 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA

### 2.2.1 PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN UNA TUBERÍA

Son las pérdidas de presión que se producen en un fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conduce; distinguiendo para su cálculo, las originadas en el tramo recto y las correspondientes a los accesorios y válvulas.

$$h_L = h_{L, \text{tramo recto}} + h_{L, \text{accesorios y válvulas}} \quad 2.6$$

Siendo

$h_L$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en tuberías,  $ft$

$h_{L, \text{tramo recto}}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción a lo largo de la tubería,  $ft$

$h_{L, \text{accesorios y válvulas}}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en los accesorios unidos a la tubería,  $ft$

$$h_L = \frac{f L_T v^2}{2 g_c D} \quad 2.7$$

Siendo

$h_L$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en tuberías,  $ft$

$L_T$  Longitud de tramo recto,  $ft$

$v$  Velocidad media de flujo,  $ft/s$

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 \text{ ft/s}^2$

$D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$

Donde se puede distinguir la energía cinética;

$$\text{Energía cinética} = \frac{v^2}{2 g_c} \quad 2.8$$

Siendo

$v$  Velocidad media de flujo,  $ft/s$

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 \text{ ft/s}^2$   
 Y el coeficiente de resistencia,

$$K = \frac{fL_T}{D} \quad 2.9$$

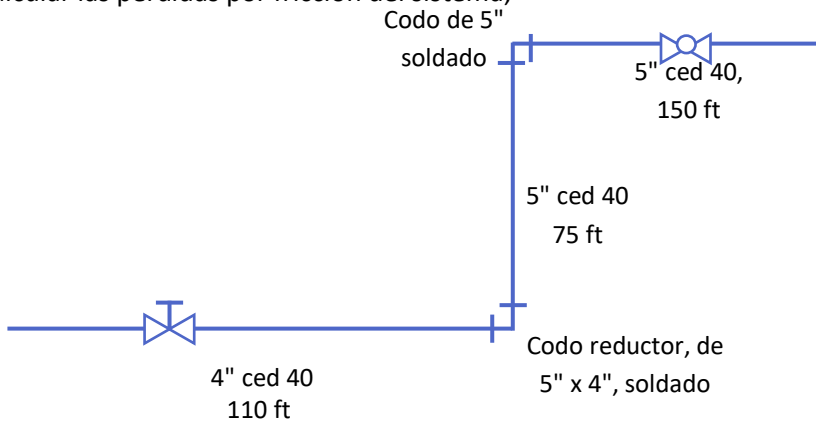
Siendo

- $K$  Coeficiente de resistencia.
- $f$  Factor de fricción consultado en el gráfico (A-42, Crane); considerando la rugosidad relativa en acero comercial
- $L_T$  Longitud de tramo recto,  $ft$
- $D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$

### 2.2.2 MÉTODO DE CÁLCULO

**Ejemplo 1;** en el sistema de tubería mostrado en el esquema, circula agua a  $15^\circ\text{C}$  ( $60^\circ\text{F}$ ), a razón de 1500 litros por minuto (400 gpm). [10]

Calcular las pérdidas por fricción del sistema;



**FIGURA 2.2.** Sistema para cálculo de pérdidas por fricción del ejemplo 1.

#### 2.2.2.1 COEFICIENTE DE RESISTENCIA, $K$

- 1) Hacer una lista con la longitud de tramo recto y los accesorios que corresponden a cada cédula. [10]

<b>Medida nominal de la tubería (in)</b>	<b>4"</b>	<b>5"</b>
Longitud de Tramo Recto, ft	110	225
Válvula de compuerta	1	
Válvula de globo		1
Codo de 90° soldado		1
Codo reductor soldado	1	

2) Calcular la velocidad;

Puesto que es agua en tuberías de acero cédula 40 se puede consultar su velocidad de acuerdo al caudal de 400 gpm. y su medida nominal;

Para la tubería de 4";

$$v_{Tubería\ 4",400gpm} = 10.08 \frac{ft}{s}$$

Para la tubería de 5";

$$v_{Tubería\ 5",400gpm} = 6.42 \frac{ft}{s}$$

3) Calcular Reynolds;

$$Re = 50.6 \frac{Q\rho}{d\mu} \quad \mathbf{2.10}$$

Donde la constante de 50.6 compensa las unidades utilizadas para que se cancelen y el numero de Reynolds resulte adimensional,

- $Re$  Número de Reynolds
- $Q$  Flujo volumétrico,  $gpm$
- $\rho$  Densidad del fluido,  $lb/ft^3$
- $d$  Diámetro interior de la tubería,  $in$
- $\mu$  Viscosidad del fluido,  $cp$

Para la tubería de 4";



La densidad del agua a 60°F, (A-11, Crane, Propiedades físicas del agua) es de  $62.371 \text{ lb/ft}^3$ .

El diámetro interno de la tubería acero al carbón cédula 40, 4", (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías) es de 4.026in.

La viscosidad del agua a 60°F, (A-5, Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo) es de 1.1 cp.

Sustituyendo;

$$Re = 50.6 \frac{(400 \text{ gpm})(62.371 \text{ lb/ft}^3)}{(4.026\text{in})(1.1\text{cp})} = 2.85 \times 10^5 \therefore \text{Flujo turbulento}$$

Para la tubería de 5";

El diámetro interno de la tubería acero al carbón cédula 40, 5", (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías) es de 5.047in.

Sustituyendo;

$$Re = 50.6 \frac{(400 \text{ gpm})(62.371 \text{ lb/ft}^3)}{(5.047\text{in})(1.1\text{cp})} = 2.27 \times 10^5$$

$\therefore \text{Es un regimen de flujo turbulento}$

- 4) Calcular  $\epsilon/D$ , (rugosidad absoluta para acero comercial es 0.00015, A-42, Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total, Crane);

Para la tubería de 4";

$$\frac{\epsilon}{D} = \text{Rugosidad absoluta} \quad \mathbf{2.11}$$

Siendo

$\epsilon$  Rugosidad absoluta o altura efectiva de las irregularidades de las paredes de las tuberías,  $ft$

$D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{4in}{1} \left| \frac{1ft}{12in} \right.} = 0.00045$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42, Crane); con esa rugosidad relativa en acero comercial, se obtiene un factor de fricción;

$$f = 0.016$$

Para la tubería de 5";

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{5in}{1} \left| \frac{1ft}{12in} \right.} = 0.00036$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42); con esa rugosidad relativa en acero comercial, se obtiene un factor de fricción;

$$f = 0.0155$$

Recordando que el coeficiente de resistencia es equivalente a;

$$K = \frac{fL_T}{D} \tag{2.9}$$

Siendo

$K$  Coeficiente de resistencia.

$f$  Factor de fricción consultado en el gráfico (A-42, Crane); considerando la rugosidad relativa en acero comercial

$L_T$  Longitud de tramo recto,  $ft$

$D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$

Entonces la ecuación de las pérdidas de presión por fricción se expresa como sigue:

$$h_L = \frac{fL_T v^2}{2g_c D} \tag{2.7}$$

Siendo

$h_L$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en tuberías,  $ft$

$L_T$  Longitud de tramo recto,  $ft$

$v$  Velocidad media de flujo,  $ft/s$

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 ft/s^2$

$D$  Diámetro interior de la tubería,  $ft$

Consultando el coeficiente correspondiente para cada accesorio, (Tabla A-24, Tabla del Factor "K", Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios).

5) Calcular la energía cinética;

Para la tubería de 4";

$$\frac{v_{4"}^2}{2g_c} = \frac{(10.08 ft/s)^2}{2 \left( 32.2 \frac{ft}{s^2} \right)} = 1.5777ft$$

Siendo

$v$  Velocidad media de flujo,  $ft/s$

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 ft/s^2$

Para la tubería de 5";

$$\frac{v_{5"}^2}{2g_c} = \frac{(6.42 ft/s)^2}{2 \left( 32.2 \frac{ft}{s^2} \right)} = 0.64ft$$

Siendo

$v$  Velocidad media de flujo,  $ft/s$

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 ft/s^2$

6) Las pérdidas de presión por fricción;

Para el codo reductor de 4" y 5" se debe considerar que el K de un codo estándar de 90° por el Crane, A-24 Tabla de Factor K, será equivalente a;

$$K_{\text{Codo estándar de } 90^\circ} = 30f_T$$

Encontrando el factor de fricción en la tabla A-24 Tabla de Factor K, Factores de Fricción para tuberías comerciales;

$$f_T|_{4"} = 0.017$$

$$f_T|_{5"} = 0.016$$

Por lo que el cálculo de las pérdidas por fricción para el codo reductor de 4" y 5" son como sigue:

Sabiendo que;

$$\beta = \frac{d_1}{d_2} = \frac{4.026\text{in}}{5.047\text{in}} = 0.7977$$

$\beta$  Relación de diámetros

$d$  Diámetro interior de la tubería, *in*

$$h_{L(\text{codo reductor } 4" \times 5")} = (30f_T|_{4"} \cdot \frac{v_{4"}^2}{2g_c} +$$

$$30f_T|_{5"} \cdot \frac{v_{5"}^2}{2g_c}) / 2$$

$h_{L,\text{accesorios y válvulas}}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en los accesorios unidos a la tubería, *ft*

$f_T$  Factor de fricción para tubería comercial reportado en CRANE, tabla A-24

$v$  Velocidad media de flujo, *ft/s*

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 \text{ ft/s}^2$

Sustituyendo;

$$h_{L(\text{codo reductor } 4" \times 5")} = \frac{[(30 \cdot 0.017 \cdot 1.5777\text{ft}) + (30 \cdot 0.016 \cdot 0.64\text{ft})]}{2}$$

$$= 0.5559\text{ft}$$

Para la tubería de 4";

Considerando;

$$K_{V\acute{a}lvula\ de\ compuerta} = 8f_T|_{4''}$$

$$h_{L4''} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \Big|_{Tramo\ recto} + 8f_T|_{4''} \right] \frac{v_4''^2}{2g_c}$$

Siendo

$K$  Coeficiente de resistencia

$f_T$  Factor de fricción para tubería comercial reportado en CRANE, tabla A-24

$f$  Factor de fricción consultado en el gráfico (A-42, Crane); considerando la rugosidad relativa en acero comercial

$D$  Diámetro interior de la tubería, ft

$L_T$  Longitud de tramo recto, ft

$g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2\ ft/s^2$

Sustituyendo;

$$h_{L4''} = \left[ 0.016 \cdot \frac{110ft}{\left( \frac{4.026in}{1} \Big|_{12in} \right) \Big|_{Tramo\ recto}} + (8 \cdot 0.017) \right] (1.5777ft)$$

$$= 8.4910ft$$

Para la tubería de 5";

Considerando;

$$K_{V\acute{a}lvula\ de\ globo\ abierta} = 340f_T$$

$$K_{Codo\ est\acute{a}ndar\ de\ 90^\circ} = 30f_T$$

$$h_{L5''} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \Big|_{Tramo\ recto} + 340f_T|_{5''} + 30f_T|_{5''} \right] \frac{v_5''^2}{2g_c}$$

Siendo

$K$  Coeficiente de resistencia

- $f_T$  Factor de fricción para tubería comercial reportado en CRANE, tabla A-24
- $f$  Factor de fricción consultado en el gráfico (A-42, Crane); considerando la rugosidad relativa en acero comercial
- $D$  Diámetro interior de la tubería, ft
- $L_T$  Longitud de tramo recto, ft
- $g_c$  Aceleración de la gravedad,  $32.2 \text{ ft/s}^2$
- Sustituyendo;

$$h_{L5"} = \left[ 0.0155 \cdot \frac{225 \text{ft}}{\left( \frac{5.047 \text{in}}{1} \right) \left( \frac{1 \text{ft}}{12 \text{in}} \right)} \right]_{\text{Tramo recto}} + (340 \cdot 0.016) + (30 \cdot 0.016) (0.64 \text{ft}) = 9.8033 \text{ft}$$

Por lo que las pérdidas totales serán;

$$h_{L,\text{total}} = h_{L4"} + h_{L5"} + h_{L(\text{codo reductor } 4" \times 5")} = \mathbf{18.8502 \text{ ft}}$$

### 2.3. CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL A LA SUCCIÓN

La columna de líquido total a la succión  $h_s$  es la ganancia de nivel en pies que tendría el fluido a la entrada de la bomba.

$$h_s = h_{ss} + h_{ps} - h_{fs} \quad \mathbf{2.12}$$

**La columna de líquido estática de succión,  $h_{ss}$ ,** es la altura de la columna de líquido, tomando como referencias: la superficie del líquido en el tanque de succión y la boquilla de succión de la bomba, siendo positiva si el recipiente está por encima de la bomba y negativa si está por debajo de la bomba.

**La columna de líquido equivalente a la presión sobre la superficie del líquido en el tanque de succión** puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$h_{ps} = 2.31 \cdot \frac{P \text{ (psig)}}{sg} \quad 2.13$$

**La columna de líquido equivalente a las pérdidas de presión por fricción en la tubería de succión,  $h_{fs}$ ,** se determina calculando las pérdidas por fricción, considerando la tubería y los accesorios en la línea de succión de la bomba.

## 2.4 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL A LA DESCARGA

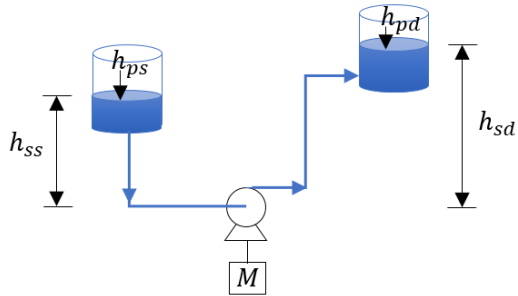
La columna de líquido total en la descarga  $h_d$  es la ganancia de nivel en pies que tendría el fluido a la salida de la bomba.

$$h_d = h_{sd} + h_{pd} + h_{fd} \quad 2.14$$

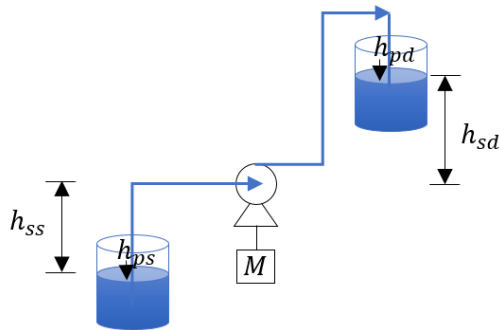
**La columna de líquido estática a la descarga,  $h_{sd}$ ,** es la altura de la columna de líquido, tomando como referencias: la superficie del líquido en el tanque de descarga y la boquilla de descarga de la bomba.

**La columna de líquido equivalente a la presión sobre la superficie del líquido en el tanque de descarga** es calculada con la siguiente ecuación:

$$h_{pd} = 2.31 \cdot \frac{P_{Descarga} \text{ (psig)}}{sg} \quad 2.15$$



**FIGURA 2.3.** Ejemplo 1, columna de líquido estática y a la equivalente a la presión sobre la superficie del líquido en el tanque, a la succión y descarga.



**FIGURA 2.4.** Ejemplo 2, columna de líquido estática y a la equivalente a la presión sobre la superficie del líquido en el tanque, a la succión y descarga.

**La columna de líquido equivalente a las pérdidas por fricción en la tubería de descarga,  $h_{fd}$ ,** se determina calculando las pérdidas por fricción con el método presentado anteriormente, considerando la tubería y los accesorios en la línea de descarga de la bomba.

## 2.5 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO TOTAL DEL SISTEMA

La columna de líquido total del sistema es determinada con la siguiente ecuación:

$$H = h_d - h_s \quad 2.16$$



Siendo

$h_d$  Columna de líquido total a la descarga,  $ft$

$h_s$  Columna de líquido total a la succión,  $ft$

## 2.6 CÁLCULO DE LA COLUMNA DE LÍQUIDO NETA POSITIVA A LA SUCCIÓN: NPSHA (AVAILABLE NET POSITIVE SUCTION HEAD) DISPONIBLE POR EL SISTEMA Y NPSHR (REQUIRED POSITIVE SUCTION HEAD) REQUERIDO POR LA BOMBA

El  $NPSH_A$  es calculado con:

$$NPSH_A = h_{sv} = h_{psa} + h_{ss} - h_{fs} - h_{vpa} = h_s - h_{vpa} \quad \mathbf{2.17}$$

Donde

$h_{sv}$  Columna de líquido equivalente al margen de presión sobre la presión de vapor, NPSH,  $ft$

$h_{psa}$  Columna de líquido equivalente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido en el tanque de succión,  $ft$

$h_{ss}$  Columna de líquido estática a la succión,  $ft$

$h_{fs}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas por fricción en la tubería de succión,  $ft$

$h_{vpa}$  Columna de líquido equivalente a la presión de vapor, a temperatura de bombeo,  $ft$

$h_s$  Columna de líquido total a la succión,  $ft$

**La columna de líquido equivalente a la presión de vapor a la temperatura de bombeo  $h_{vpa}$  se obtiene con la siguiente ecuación:**

$$h_{vpa} = 2.31 \cdot \frac{P_{Vapor\ del\ fluido\ a\ bombear\ (psia)}}{sg} \quad \mathbf{2.18}$$

Siendo

$sg$  Peso específico de líquidos a la temperatura de trabajo respecto al agua en temperatura ambiente (15°C, 60°F) (Densidad relativa)

Dado que la presión de vapor siempre es expresada en la escala absoluta, la presión sobre la superficie del líquido en el tanque de succión también debe

estar en términos absolutos, (psia). La presión manométrica se convierte a presión absoluta sumando la presión atmosférica.

$$P_{ABS} = P_{ATM} + P_{MAN} \quad 2.19$$

Para bombas centrífugas, los valores de *NPSH* son expresados en unidades de energía específica (altura de columna equivalente), como pies o metros.

Los valores de *NPSH* no son presiones manométricas ni absolutas. La “g” en psig. significa que la presión se mide por arriba de la presión atmosférica. La “a” en psia. significa que la presión se mide por arriba del cero absoluto, un perfecto vacío. *NPSH* es una medición de presión por encima de la presión de vapor, por lo que las unidades de *NPSH* (en el sistema inglés) son ft.

### 2.6.2 IMPORTANCIA DEL NPSH

*NPSH* es un parámetro sumamente importante en todos los sistemas de bombeo. Se estima que el 80% de los problemas de bombeo son debido a condiciones inadecuadas de succión, y muchos de ellos están relacionados a *NPSH*. (O bien el sistema no proporciona la cabeza neta de succión positiva que se anticipó, o la bomba requiere más de lo anticipado). Por lo tanto, es probable que la mayoría de los problemas de bombeo sean por *NPSH*. [30]

### 2.6.2 NPSHR REQUERIDO: UNA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA

Las letras *NPSH<sub>R</sub>* representan el *NPSH* requerido por la bomba. Esta característica se debe determinar por prueba.

Una manera fácil de entender el *NPSH<sub>R</sub>* es llamarlo la presión mínima necesaria para mantener el fluido bombeado en estado líquido.

Para un correcto funcionamiento de la bomba, es necesario que *NPSH<sub>A</sub>* > *NPSH<sub>R</sub>*. El sistema debe proporcionar más *NPSH* que el requerido por la bomba.

### 2.6.3 ¿QUÉ PASA CUANDO NPSHR ES MAYOR QUE EL NPSHA?

Una complicación resultante cuando *NPSH<sub>R</sub>* es mayor a *NPSH<sub>A</sub>* es la cavitación. Si en cualquier momento la presión estática en el líquido cae por debajo de la

presión de vapor, una porción del líquido se vaporizará. A esta formación y posterior colapso o implosión de burbujas de vapor se le llama cavitación. Tal formación de gas en una tubería de succión (considerando válvulas, codos, etc.) o dentro de una bomba, puede causar una reducción en la capacidad de la bomba, incluso puede dañar la bomba. A medida que el líquido fluye hacia cualquier bomba, hay una reducción de presión. En una bomba centrífuga, el líquido se acelera en el ojo del impulsor, provocando una reducción en presión. Los alabes del impulsor se deslizan dentro del líquido, creando zonas de menor presión.

Si un margen de presión suficiente, sobre la presión de vapor, no se proporciona a la entrada de la bomba, parte del líquido se evaporará en el borde delantero del alabe.

Algunos efectos posibles por cavitación de la bomba incluyen ruido (suena como si canicas o rocas se estuvieran moviendo a través de la bomba), pérdida de capacidad o columna y daños del equipo. Este último no es causado por la formación de burbujas. El daño se produce en partes de la bomba donde las burbujas colapsan o “implosionan”. Cuando las burbujas colapsan en una superficie dura, esto crea una alta presión, pueden llegar a eliminar el metal de la pared interna de la carcasa y dejar marcas que aparecen como golpes de un martillo de bola grande.

#### 2.6.4 LOS EFECTOS DE LA PRESIÓN DE VAPOR EN EL RENDIMIENTO DE LA BOMBA

Cuando la cavitación ocurre en una bomba, su eficiencia se reduce. También puede causar oleadas repentinas de flujo y presión en la boquilla de descarga. El cálculo de la  $NPSH_R$  (energía mínima requerida por la bomba) se basa en la compresión de la presión absoluta de vapor de líquido.

Los efectos de la cavitación son el ruido y la vibración. Si la bomba funciona en condiciones de cavitación durante un tiempo suficiente, puede ocurrir lo siguiente:

- Marcas de picaduras en los alabes del impulsor y en la pared interna de la carcasa de la bomba.

- Fallo prematuro de los rodamientos.
- Rotura del eje y otras fallas por fatiga en la bomba.
- Falla prematura del sello mecánico.
- Problemas con los empaques de las bombas.
- Problemas con la alineación.
- Problemas con los impulsores y bandas de desgaste.
- Problemas con la eficiencia de la bomba.
- Problemas con fugas y emisiones fugitivas.

Estos problemas pueden ser causados por:

- Una reducción de la presión en la boquilla de succión.
- Un aumento de la temperatura del líquido bombeado.
- Un aumento en la velocidad o flujo del fluido.
- Separación y reducción del flujo debido a un cambio en la viscosidad del líquido.
- Condiciones de flujo no deseadas causadas por obstrucciones o codos afilados en la tubería de succión.
- La bomba es inadecuada para el sistema.

El objetivo debe ser resolver los problemas de cavitación aumentando la presión externa sobre el fluido o disminuyendo su presión de vapor. La presión externa puede ser incrementada por:

- Aumentar la presión en la succión de la bomba.
- Reducir las pérdidas de energía (fricción) en la entrada de la bomba.
- Usar una bomba más grande.

La presión de vapor del fluido disminuye por:

- Disminuir la temperatura del fluido.

A veces, la simple extracción del aire aspirado que ventila la bomba tendrá el mismo efecto.

### 2.6.4.1 TIPOS DE CAVITACIÓN

1. Cavitación por vaporización, también llamada cavitación con  $NPSH_A$  inadecuada.
2. Cavitación de recirculación interna.
3. Síndrome del paso del álabe, cavitación.
4. Cavitación por aspiración de aire.
5. Cavitación de turbulencias. [11]

#### I. Cavitación por vaporización

La cavitación por vaporización representa aproximadamente el 70% de toda la cavitación. A veces se le llama “Cavitación clásica”. ¿A qué temperatura hierve el agua?, bueno, esto depende de la presión. El agua hervirá si la temperatura es lo suficientemente alta y si la presión es lo suficientemente baja.

Según el Principio de Bernoulli, cuando la velocidad sube, la presión baja. Una bomba centrífuga funciona por aceleración e imparte velocidad al líquido en el ojo del impulsor. Bajo las condiciones adecuadas, el líquido puede hervir o vaporizarse en el ojo del impulsor. Cuando esto sucede decimos que la bomba está sufriendo de cavitación por vaporización.

Una buena sugerencia para prevenir la cavitación por vaporización es:

$$NPSH_A > NPSH_R + 3ft \text{ más como margen de seguridad}$$

Siendo

$NPSH_A$  Columna de líquido Neta Positiva a la Succión, disponible por el sistema,  $ft$ .

$NPSH_R$  Columna de líquido Neta Positiva a la Succión, requerida por la bomba,  $ft$ .

Recordando que;

$$NPSH_A = h_{sv} = h_{spa} + h_{ss} - h_{fs} - h_{vpa} - h_i = h_s - h_{vpa}$$

Donde

$h_{sv}$  Columna de líquido equivalente al margen de presión sobre la presión de vapor, NPSH, *ft*

$h_{psa}$  Columna de líquido equivalente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido en el tanque de succión, *ft*

$h_{ss}$  Columna de líquido estática a la succión, *ft*

$h_{fs}$  Columna de líquido equivalente a las pérdidas por fricción en la tubería de succión, *ft*

$h_{vpa}$  Columna de líquido equivalente a la presión de vapor, a temperatura de bombeo, *ft*

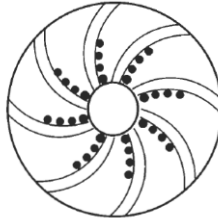
$h_s$  Columna de líquido total a la succión, *ft*

$h_i$  Columna de entrada, o las pérdidas expresadas en pies que ocurren en la garganta de succión de la bomba hasta e incluyendo el ojo del impulsor

Estas pérdidas no se registrarían en un manómetro de succión. Pueden ser insignificantes, o de hasta 2 pies de altura. Algunos fabricantes de bombas los tienen en cuenta en sus nuevas bombas, y otros no. Si no se conoce el  $h_i$ , se puede llamar factor de seguridad de 2 pies.

Por lo tanto, si se requiere incrementar el  $NPSH_A$ , será necesario aumentar  $h_{spa}$  y  $h_{ss}$  en caso de ser positivo este último término, puesto que agregan energía al fluido, o disminuir  $h_{fs}$ ,  $h_{vpa}$  y  $h_i$ , debido a que le sustraen energía del fluido.

Con la bomba desmontada en el taller, el daño de la cavitación por vaporización se ve detrás de las aletas del impulsor hacia el ojo del impulsor, como se ilustra a continuación (FIGURA 2.5).



**FIGURA 2.5.** Daño de la cavitación por vaporización de las aletas hacia el ojo del impulsor.

#### 2.6.4.1.1 COMO PREVENIR LA CAVITACIÓN

La regla general es;

$$NPSH_A > NPSH_R + 3ft \text{ más como margen de seguridad}$$

##### Para aumentar el $NPSH_A$

1. Subir el nivel en el recipiente de succión. Esto aumenta la  $h_{SS}$ .
2. Elevar el recipiente de succión. Esto aumenta la  $h_{SS}$ .
3. Bajar la bomba. Esto aumenta la  $h_{SS}$ .
4. Reducir la fricción en la tubería de succión. Esta es probablemente la manera más efectiva de tratar la cavitación. Esto reduce el  $h_{fS}$ .
  - Utilice un tubo de succión de mayor diámetro.
  - Cambio a tubería con menor fricción. Por ejemplo, cambiar las tuberías de hierro fundido por tuberías de PVC o incluso de acero inoxidable de grado alimentario.
  - Acercar la bomba al recipiente de succión.
  - Si es posible, convertir las válvulas de globo en válvulas de compuerta.
  - Convertir las válvulas de mariposa de cuarto de vuelta en válvulas de bola.

- Asegurarse de que todas las válvulas de bola tengan el diseño de puerto completo.
  - Asegurarse de que todas las válvulas de succión estén totalmente abiertas.
  - Reducir el número de codos. Si un sistema está diseñado con 9 o más codos en la tubería de succión, es seguro que algunos de estos codos se auto cancelan. Si es así, entonces algunos codos pueden ser eliminados.
  - Convertir 2 ó 3 codos ajustados en una “S” flexible.
  - Convertir codo segmentado de 90° y codos de radio corto en codos de radio largo.
  - Mantener limpia la tubería de succión dentro de los diámetros y libre de incrustaciones.
  - Cambiar los filtros y/o coladeras con mayor frecuencia.
  - Asegurarse de que todas las juntas de la tubería y los sellos del anillo estén perfectamente centradas dentro de las caras de la brida.
5. Reducir la temperatura del fluido en el recipiente de succión. Esto disminuye la  $h_{vpa}$ .
  6. Presurizar el recipiente de succión. Esto aumenta la  $h_{psa}$ .

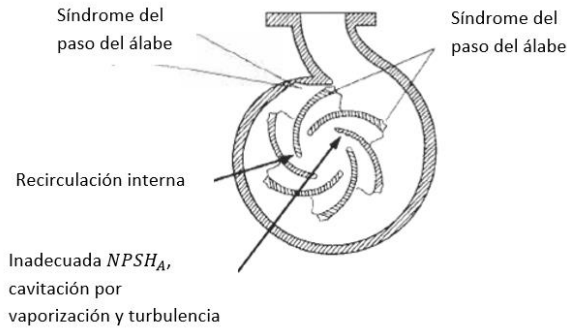
### Para reducir el $NPSH_R$ de la bomba

1. Usar una bomba con una brida de succión más grande. Esto baja el  $h_i$ . Un ejemplo de esto sería cambiar una bomba de 3x4x10 por una de 4x6x10.
2. Abrir la máquina y aumentar el diámetro interior del ojo de los impulsores cerrados. Esto reduce el  $h_i$ .
3. Usar una bomba más grande o más lenta. Esto reduce el  $h_i$  y el  $h_{fs}$ .
4. Utilizar una pequeña bomba de refuerzo para alimentar la bomba principal. Esto aumenta la columna artificial  $h_{psa}$ .
5. Usar bombas de menor capacidad en paralelo. Esto reduce el  $h_i$  y el  $h_{fs}$ .



6. Usar un impulsor de doble succión. Convertir una bomba centrífuga de succión final en un diseño horizontal de caja partida.
7. Utilizar un inductor de impulsor.

Como se puede observar, algunas de estas soluciones a la cavitación, son muy prácticas, y otras no.



**FIGURA 2.6.** Lugares comunes en la parte interna de la bomba donde puede ocurrir la cavitación.

Sin olvidar las características más importantes del resto de los tipos de cavitación como se muestran en la TABLA 2.1.

**TABLA 2.1. Tipos de cavitación**

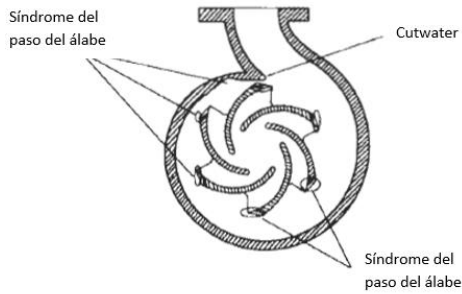
<b>TIPO</b>	<b>CAUSA</b>	<b>EXPLICACIÓN</b>	<b>ALGUNAS SOLUCIONES</b>
<i>Recirculación interna</i>	<i>Operación/Diseño/Mantenimiento</i>	<p>La recirculación interna (el líquido está restringido y es forzado a recircular desde las zonas de alta presión en la bomba hacia las zonas de baja presión a través del impulsor) resulta usualmente en la descarga de la bomba, válvula estrangulada, filtro obstruido, cabezal presurizado, válvula de control instalada al revés.</p> <p>Este tipo de cavitación se origina en dos fuentes. Primero, el líquido está circulando dentro de la voluta de la bomba a la velocidad del motor y se sobrecalienta rápidamente. Segundo, el líquido es forzado a pasar a través de estrechas tolerancias a muy alta velocidad. (Estas estrechas tolerancias se dan a través de las bandas de desgaste en los impulsores cerrados, y entre los bordes de ataque del impulsor y la carcasa de la voluta en los impulsores abiertos). El calor y la alta velocidad hacen que el líquido se evapore.</p>	<p>Para corregir esta condición con un impulsor abierto, es necesario realizar un ajuste del impulsor para corregir la tolerancia estricta entre los alabes y la voluta.</p> <p>Esta condición no se puede corregir en bombas con un impulsor cerrado. Necesita relajar el flujo de descarga restringido en la bomba. El problema podría ser un filtro de descarga restringido en la bomba, una válvula de descarga cerrada, un cabezal sobre presurizado (contrapresión de la bomba), o una válvula de retención instalada hacia atrás, o el funcionamiento de la bomba en o cerca de la columna de cierre. Tal vez un motor de velocidad variable podría ayudar bajo ciertas condiciones.</p>

*Síndrome del paso del  
álabe*

<p>Diseño/Mantenimiento</p>	<p>Impulsor sobredimensionado (las puntas de los alabes pasan muy cerca del cut water en la carcasa de la bomba), refacciones inadecuadas, reparación o reconstrucción con especificaciones y medidas incorrectas.</p>	<p>El espacio libre entre los extremos de los alabes de impulsor y el cutwater de la voluta debe ser del 4% del diámetro del impulsor (<b>FIGURA 2.7</b>).</p>
-----------------------------	--	--

<p>Diseño /Operación/ Mantenimiento</p>	<p>En cuanto a diseño, tubería de succión inadecuada, flujo demasiado rápido. Torque inadecuado de la brida, funcionamiento a la derecha del BEP.</p>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Apriete de todas las caras de las bridas y juntas.</li><li>2. Apriete de todos los anillos de empaquetadura de la bomba y todas las empaquetaduras del vástago de la válvula en la tubería de succión.</li><li>3. Mantener la velocidad del fluido en la tubería de succión a menos de 8ft/s. Puede ser necesario aumentar el diámetro de la tubería.</li><li>4. Considerar el uso de sellos mecánicos dobles con un fluido de barrera de circulación forzada (no inducido con un anillo de bombeo) entre ambos juegos de caras:<ul style="list-style-type: none"><li>▪ Bombas verticales.</li><li>▪ Bombas de elevación y bombas en condiciones de elevación por succión.</li></ul></li></ol>
---	---	---

		<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Bombas de vacío.</li> <li>▪ Bombas que funcionaban a la derecha de su BEP.</li> </ul>
Diseño	Diseño inadecuado del sistema de succión (recipiente, tuberías, conexiones, accesorios).	Ajustes en la tubería y recipientes con apoyo de las leyes de inmersión (Ver Capítulo 3, punto 3.7).



**FIGURA 2.7.** Cavitación por síndrome del paso del álabe.

## 2.7 CONCLUSIONES

Para definir si la bomba es capaz de desplazar el fluido el recorrido solicitado se debe considerar calcular

- Las pérdidas por fricción debido al contacto entre el fluido y estructura de la tubería.
- La columna de líquido total del sistema (H), que representa la altura mínima la que se debe transportar el fluido, al restar de la columna a la descarga, la columna a la succión ya que al tener el recipiente de alimentación a una altura mayor respecto al nivel de la bomba con tubería de la cedula requerida beneficiara a la bomba al tener una alta columna de líquido estática de succión y aumentara la velocidad del fluido antes de entrar en la bomba.
- El  $NPSH_A$  es la columna del fluido o presión disponible del sistema para bombearlo en estado líquido, es decir, mantenerlo por encima de su presión de vapor.
- El  $NPSH_R$  que significa la presión mínima necesaria para mantener el fluido bombeado en estado líquido (este valor se encontrara en la curva de la bomba  $NPSH_R$ ).
- Entonces, se debe cuidar de conservar la regla:  $NPSH_A > NPSH_R$  para evitar problemas de cavitación en la bomba (formación de burbujas dentro del fluido).

# CAPÍTULO 3 SELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

*En este capítulo se presenta la manera de seleccionar una bomba centrífuga a partir de las curvas de comportamiento suministradas por diferentes fabricantes. Así como la integración del sistema de bombeo y las recomendaciones para su funcionamiento adecuado.*

## 3.1 CURVAS DE COMPORTAMIENTO PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS TIPO ANSI

En un proceso químico o petroquímico, es primordial elegir la bomba centrífuga correcta, ya que esto permite maximizar su rendimiento a largo plazo. La bomba incorrecta no solo funcionará de manera ineficiente, sino que puede fallar prematuramente porque no es la indicada para las condiciones del proceso. [19]

La selección de la mejor bomba para un proceso, comienza con el análisis sobre las curvas de comportamiento de la bomba, que indican cómo funcionará ésta a diferentes caudales y columnas de líquido,  $H$ . La interpretación adecuada de estos datos es la única forma de tomar decisiones correctas sobre la elección de la bomba, el tamaño del motor, las estrategias de consumo de energía y otros factores. Antes de utilizar una curva de bomba, se debe recopilar la siguiente información para un sistema de bombeo dado:

- **Caudal o gasto** requerido, gpm.
- Diámetros de tubería apropiados y componentes del sistema de bombeo, in.
- La columna de líquido total del sistema, ft.

### 3.1.1 TÉRMINOS BÁSICOS: CURVA DE COMPORTAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA, BEP Y CURVAS DEL SISTEMA DE BOMBEO

Una curva de comportamiento de una bomba denota caudal en el eje horizontal y altura total de la columna de líquido en el eje vertical. La curva comienza en el punto de caudal cero y máxima altura de columna; y desciende gradualmente hasta llegar al punto de desvío o caudal máximo de la bomba. [19]

El "punto óptimo" o el mejor punto de eficiencia (BEP) de la bomba está localizado aproximadamente al centro de la curva. La bomba es más eficiente y tiene su mayor tiempo de vida cuando puede trabajar cerca de su BEP, según lo determinado por el fabricante. Típicamente, el área en la curva entre 70 y 120 por ciento de la BEP se conoce como la región de operación preferida (POR) para la bomba.

Una segunda curva, llamada curva del sistema (**FIGURA 3.1**), se utiliza en conjunto con la curva de la bomba y se puede sobreponer en el mismo gráfico. La curva del sistema representa la altura total de la columna de líquido del sistema en su aplicación específica a varios caudales.

La superposición de la curva del sistema en la curva de la bomba (**FIGURA 3.1**) indica cómo funcionará la bomba dado un caudal específico y diámetro del impulsor. El punto en el que la curva de la bomba y la curva del sistema se intersectan en el gráfico, indica el punto de funcionamiento real de la bomba en ese sistema en particular.



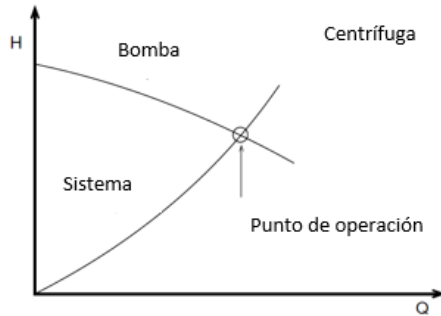


FIGURA 3.1. Intersección de la curva de la bomba y la del sistema.

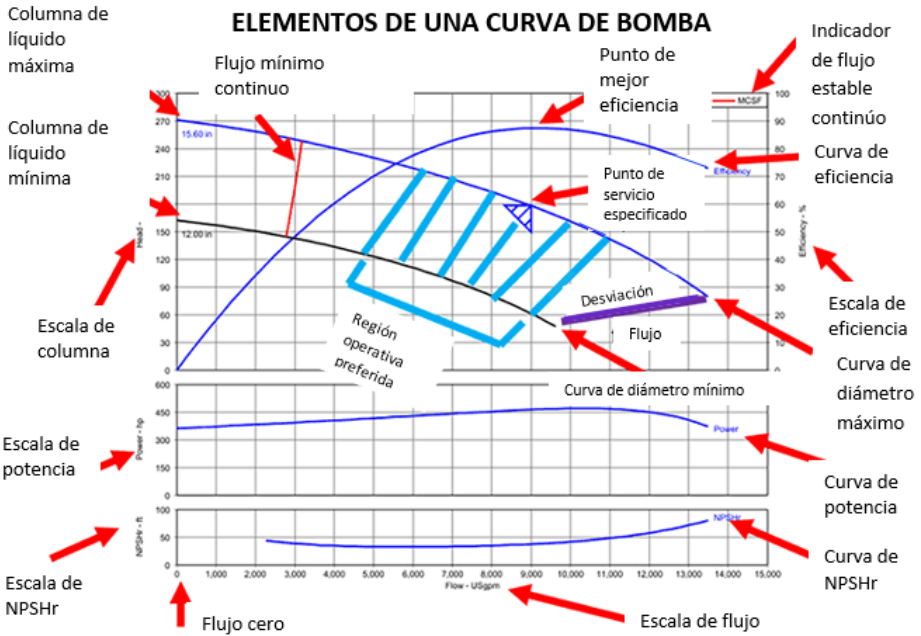


FIGURA 3.2. Curva de velocidad.

### Ejemplo 3.1.1

Para explicar el funcionamiento de la curva de velocidad, mostrada en la FIGURA 3.2, considerar el siguiente ejemplo:

- Un flujo de 9,000 gpm.

- Una altura total de columna de líquido de 180 ft.

Localizar 9,000 gpm en el eje “x” y seguir en ese flujo hasta que se interseque con 180 ft de columna en el eje “y”. El punto de intersección caería hacia el centro de la curva y probablemente estaría dentro del POR, por lo que la bomba sería una buena opción con una alta eficiencia.

El mismo gráfico puede representar cómo cambiará el rendimiento de la bomba si se reduce o amplía el diámetro del impulsor. El diámetro se expresa en pulgadas y tiene su curva respectiva. Un cambio en el diámetro del impulsor no afecta a la curva del sistema.

Se debe tener en cuenta que es posible cambiar el diámetro del impulsor, así como las condiciones del sistema, siempre y cuando el rendimiento de la bomba todavía se encuentre dentro de la región operativa preferida (Preferred Operating Region, POR). Existe un rango más amplio de la curva de la bomba identificada como la región permitida de funcionamiento (Allowable Operating Region, AOR), en la que aún puede ser favorable operar la bomba. Normalmente cae entre la línea de flujo mínimo continuo estable (Minimum Continuous Stable Flow, MCSF) y la línea de desviación. Si el rendimiento de la bomba cae fuera de esa zona, es preferible elegir otra bomba.

### 3.1.2.2 OTROS ELEMENTOS DE CURVA DE LA BOMBA

Además de trazar las curvas de la bomba y del sistema, es importante entender las curvas características de la bomba para realizar una selección adecuada de la misma.

#### Curva de eficiencia

Esta curva representa la eficiencia de la bomba en todo su rango de funcionamiento, expresada en porcentaje. La cual en el caso de las bombas centrífugas se refiere a la capacidad de convertir energía mecánica en energía hidráulica. [14]

## Líneas de eficiencia ISO

Las líneas de la Organización Internacional de Estandarización (ISO) son curvas concéntricamente elípticas que indican la misma eficiencia en la curva de una bomba. Estas muestran cómo cambian los niveles de eficiencia a lo largo de una curva de la bomba a medida que se aleja de su punto con mayor eficiencia (Best Efficiency Point, BEP) o si se reduce el diámetro del impulsor.

## Curva de potencia

La curva de potencia representa la columna que ||| la bomba impone al motor y esto ayuda para definir el tamaño adecuado del éste.

## Cabeza Neta Positiva de Succión Requerida (NPSH<sub>R</sub>, Net Positive Suction Head)

Como se mencionó en el capítulo 2, la cabeza neta positiva de succión requerida (NSPH<sub>R</sub>) indica la presión mínima necesaria para mantener el fluido bombeado en estado líquido. Se muestra en pies debajo de la curva de la bomba y es imprescindible conocer la cantidad correcta de NPSH<sub>R</sub> para evitar que la bomba cavite, vibre y falle prematuramente.

## Bombas de velocidad variable

Además de las bombas de una velocidad también se tienen de velocidad variable, presentando una curva como la siguiente:

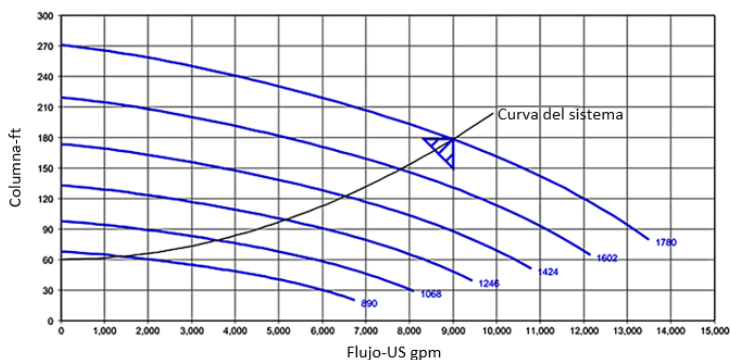


FIGURA 3.3 Curva de velocidad variable.

Como se indica en la **FIGURA 3.3**, las distintas velocidades se representan en rpm mediante curvas separadas. A medida que se reduce la velocidad, las curvas de la bomba de velocidad variable ayudan a predecir cuáles serán las reducciones correspondientes a los niveles de caudal y columna, basándose en sus puntos de intersección con la curva del sistema.

A lo largo de la curva del sistema, las reducciones continúan hasta que el caudal y la columna llegan a cero y se detienen las rpm de la bomba. También se pueden añadir curvas de sistema adicionales para ilustrar, por ejemplo, el impacto de varias válvulas abriendo y cerrando como en un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC). Considerando la dependencia del tipo de control de velocidad utilizado, la bomba puede funcionar en una curva de control diferente a la curva del sistema.

Los términos y consideraciones anteriores no pueden cubrir todos los escenarios que se pueden tener. Sin embargo, comprenderlos ayudará a proporcionar una base sólida para interpretar la curva de la bomba.

Esto, a su vez, fomentará la toma de decisiones acertadas al seleccionar y especificar las bombas centrífugas.

### 3.2 LEYES DE AFINIDAD

Las leyes de afinidad expresan la relación matemática entre las diversas variables que intervienen en el rendimiento de la bomba. Se aplican a todos los tipos de bombas de flujo centrífugo y axial. Son las siguientes:

$$Q_2 = (Q_1)(N_2/N_1) \quad \mathbf{3.01}$$
$$H_2 = (H_1)(N_2/N_1)^2 \quad \mathbf{3.02}$$
$$BHP_2 = (BHP_1)(N_2/N_1)^3 \quad \mathbf{3.03}$$

Donde

$Q$  Flujo volumétrico, *gpm*  
 $N$  Velocidad del motor de la bomba, *rpm*  
 $BHP$  Potencia al freno, *hp*

Con la velocidad constante,  $N$ :

$$Q_2 = (Q_1)(D_2/D_1) \quad \mathbf{3.04}$$

$$H_2 = (H_1)(D_2/D_1)^2 \quad \mathbf{3.05}$$

$$BHP_2 = (BHP_1)(D_2/D_1)^3 \quad \mathbf{3.06}$$

$D$  Diámetro interior de la tubería, *ft*  
 $H$  Columna de líquido total del sistema, *ft*

Cuando se conoce el rendimiento ( $Q_1$ ,  $H_1$  y  $BHP_1$ ) a alguna velocidad ( $N_1$ ) o diámetro ( $D_1$ ), las fórmulas pueden utilizarse para estimar el rendimiento ( $Q_2$ ,  $H_2$  y  $BHP_2$ ) a alguna otra velocidad ( $N_2$ ) o diámetro ( $D_2$ ). La eficiencia se mantiene casi constante para los cambios (hasta un 5%) en el diámetro del impulsor. Para compensar el desajuste hidráulico y las imperfecciones mecánicas, normalmente se aplican factores de corrección a los cortes del impulsor, ver FIGURA 3.4. La eficiencia de los impulsores cortados (dentro de un corte del 25%) suele caer unos dos puntos en el corte máximo. En las bombas con un alto contenido de  $N_s$ , el rendimiento de los impulsores cortados debe determinarse mediante pruebas de taller o consultar curvas del proveedor. [18]

### Ejemplo 3.2.1

Para ilustrar el uso de estas leyes, suponer que se tienen datos del rendimiento para una bomba en particular a 1750 rpm con varios diámetros de impulsor. Los datos de rendimiento se han determinado mediante pruebas reales realizadas por el fabricante. Asumiendo que el impulsor tiene un diámetro máximo de 13 in, pero que desea accionar la bomba a 2000 rpm.

Las leyes de afinidad enumeradas anteriormente se utilizarán para determinar el nuevo rendimiento, con  $N_1= 1750$  rpm y  $N_2= 2000$  rpm.

Primero se debe de leer la capacidad, columna y potencia al freno en varios puntos de la curva con diámetro de 13 in. Por ejemplo, un punto que podría estar cerca del BEP sería a 300 gpm, la columna es de 160 ft, y la potencia al freno es aproximadamente de 20 hp. De acuerdo con las leyes de afinidad a  $N= 2000$  rpm;

$$Q_2 = (300\text{gpm})(2000\text{rpm}/1750\text{rpm})$$

$$Q_2 = 343\text{gpm}$$

$$H_2 = (160\text{ft})(2000\text{rpm}/1750\text{rpm})^2$$

$$H_2 = 209\text{ft}$$

$$BHP_2 = (20\text{hp})(2000\text{rpm}/1750\text{rpm})^3$$

$$BHP_2 = 30\text{hp}$$

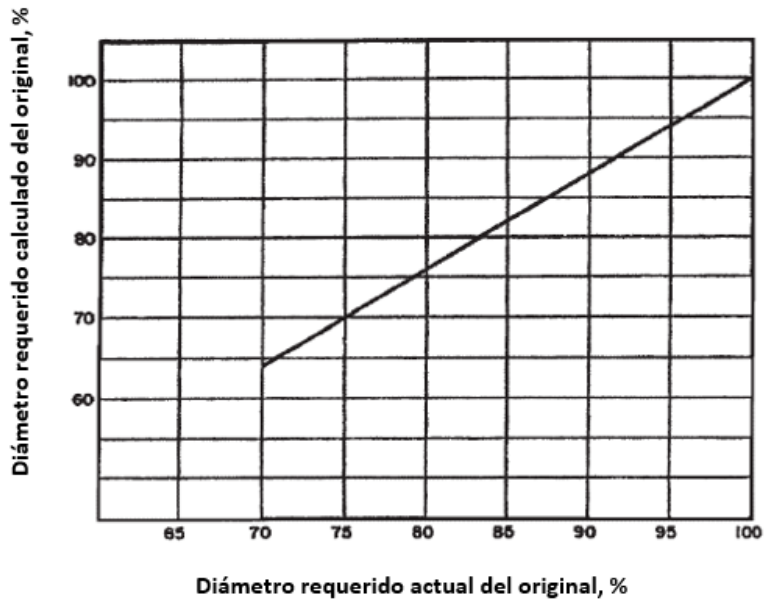


FIGURA 3.4 Corrección del ajuste del impulsor.

### 3.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para ejemplificar la función de las curvas de las bombas se tiene el siguiente problema;

#### Problema 3.3.1

En una planta tratadora de aguas se necesita bombear 60gpm, con una columna dinámica total (TDH) de 30 ft.

El requerimiento de la bomba se mando a un ingeniero químico en ventas para que buscara la bomba más adecuada y mandara la cotización de la misma, teniendo las siguientes dos opciones de bombas centrífugas;

¿Cuál de las dos bombas que propuso es la más adecuada para el sistema?

#### SOLUCIÓN

**Opción 1** Ubicando el flujo de 60gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de 6 1/4in ya que se tendría así una carga dinámica de 30ft. Posteriormente se traza una línea paralela al resto de las líneas de eficiencia para encontrar el 50.5% así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 3ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 0.9hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 9.5hp.

## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 1.5x1-6

Tipo de Impulsor, semiabierto

Velocidad, 1750 RPM

Tamaño de esfera máxima, 3/8 in

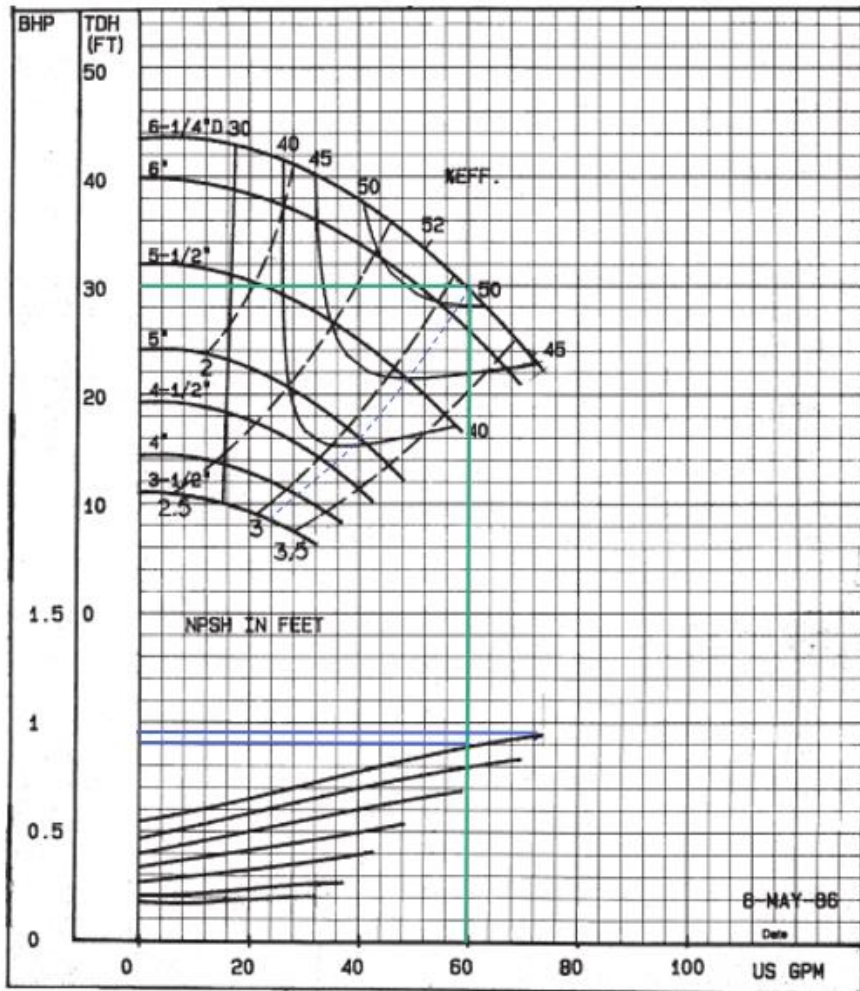


FIGURA 3.5 Curvas representativas de la bomba centrífuga 1.5X1-6.



## Opción 2

### CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Tipo de impulsor, semiabierto

Bomba 3x1.5-6

Tamaño de esfera máxima, 9/16in

Velocidad, 1750rpm

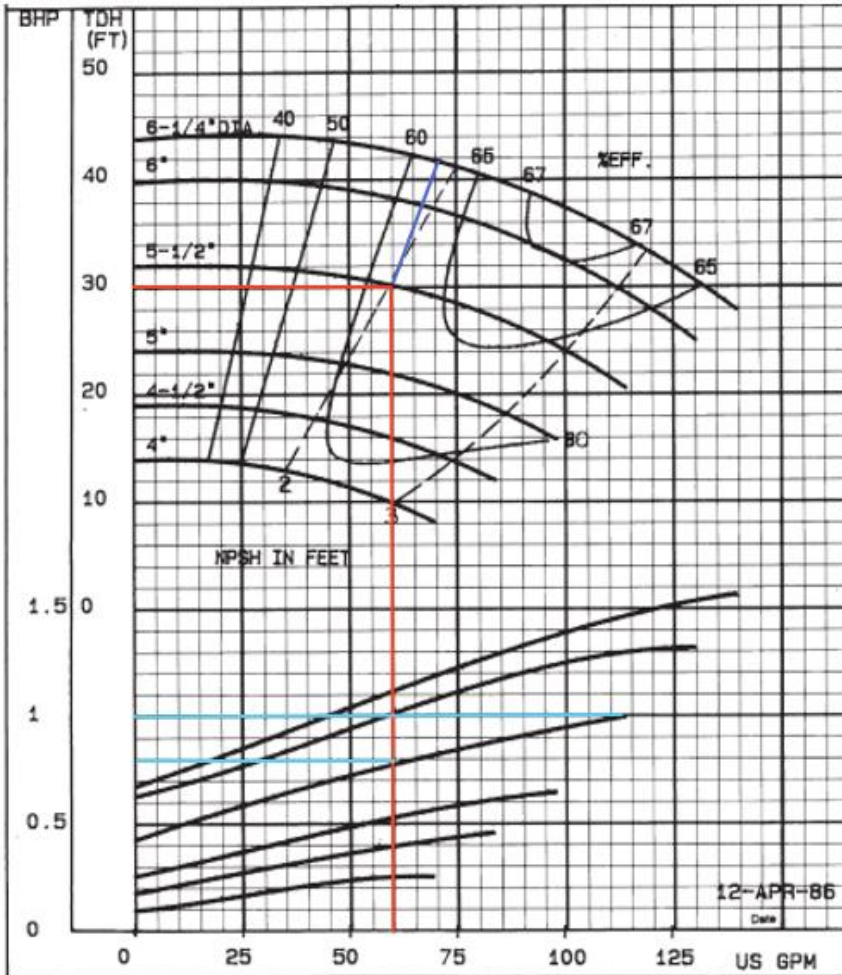


FIGURA 3.6 Curvas representativas de la bomba centrífuga 3X1.5-6.

Ubicando el flujo de 60gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de 5 1/2in ya que se tendría así una carga dinámica de 30ft. Posteriormente se traza una línea paralela al resto de las líneas de eficiencia para encontrar el 62% así como el NPSH<sub>R</sub> por la bomba de 2ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 0.8hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 1hp.

**Tabla 3.1 Comparación de propiedades entre las dos bombas centrífugas propuestas problema 3.1**

<b>Propiedad</b>	<b>Opción 1</b>	<b>Opción 2</b>
<i>Paso de esfera, in</i>	3/8	9/16
<i>Tipo de impulsor</i>	Semi abierto	Semi abierto
<i>Dimensiones, in</i>	1.5X1-6	3X1.5-6
<i>Velocidad, RPM</i>	1750	1750
<i>Eficiencia, %</i>	50.5	62
<i>Recorte del impulsor, in</i>	6-1/4	5-1/2
<i>NPSH<sub>r</sub>, ft</i>	3.2	2
<i>BHP operación y máxima, hp</i>	0.9/ 0.95	0.8/1

Conclusión; a pesar de que la opción 1 es más económica, se prefiere la opción 2 ya que en la primera el punto de operación está al extremo derecho de la gráfica, con posibilidad de vibraciones posteriores, en cambio en la segunda

esta más centrado encontrándose en la región operativa preferida, tiene una eficiencia mayor en un 11.5% y el impulsor tiene un recorte medio proporcionando flexibilidad a cambios en la bomba.

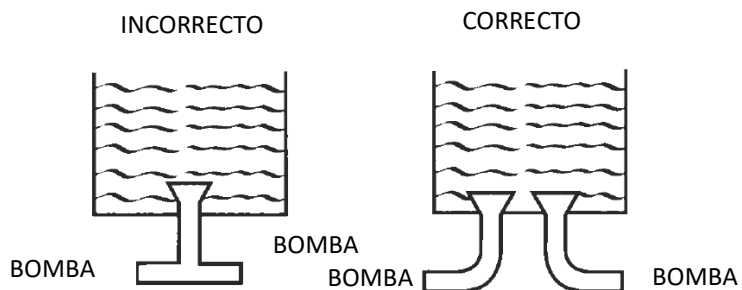
### 3.4 RECOMENDACIONES PARA UBICACIÓN DE TUBERÍA DE BOMBEO (CUSTODIO L. B., 2003)

Es bien conocido que las tuberías son parte integral del sistema de bombeo e influyen en la vida útil de la bomba, ya que conectan la succión y la descarga de ésta con los recipientes de almacenamiento.

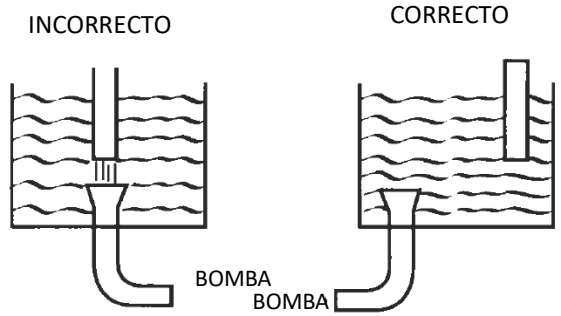
Por lo que a continuación se presenta información gráfica sobre las disposiciones inadecuadas y correctas de las tuberías. [11]

#### 3.4.1 DISEÑO DE TUBERÍAS PARA DRENAR TANQUES Y SUMIDEROS

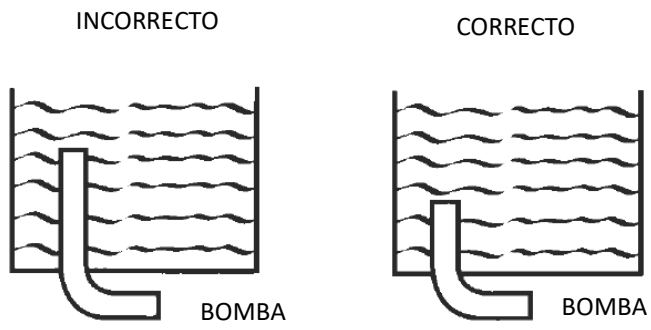
Al vaciar un depósito con dos bombas, no se debe utilizar una “L” con dos conexiones. La bomba dominante puede asfixiar a la otra bomba, por lo que cada bomba necesita su propia tubería de sumidero (**FIGURA 3.7**).



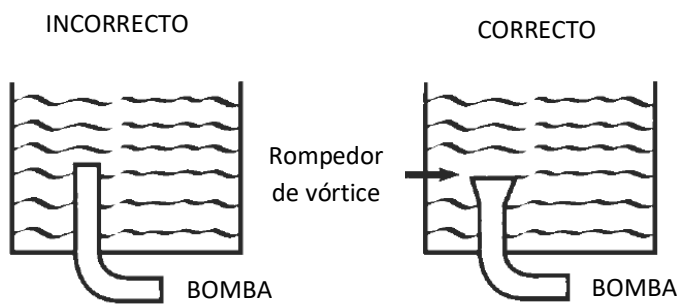
**FIGURA 3.7** Arreglo de tubería para vaciar un depósito con dos bombas.



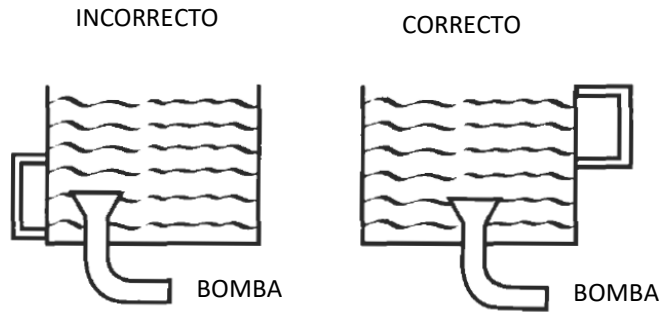
**FIGURA 3.8** La tubería de entrada no debe causar interferencias con la tubería de descarga.



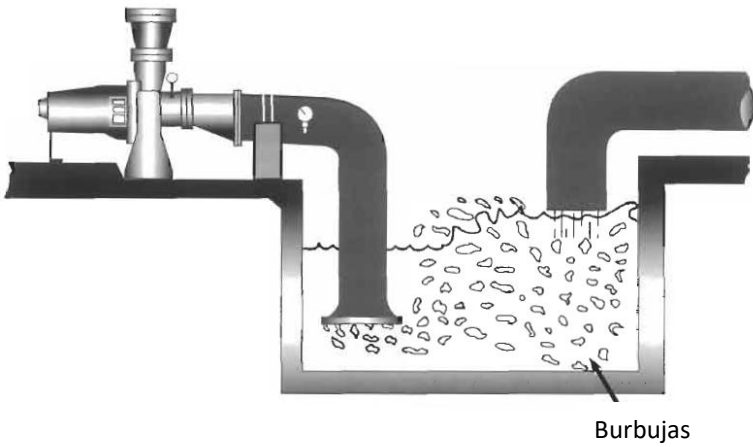
**FIGURA 3.9** El diseño de tubería de descarga debe respetar la inmersión adecuada.



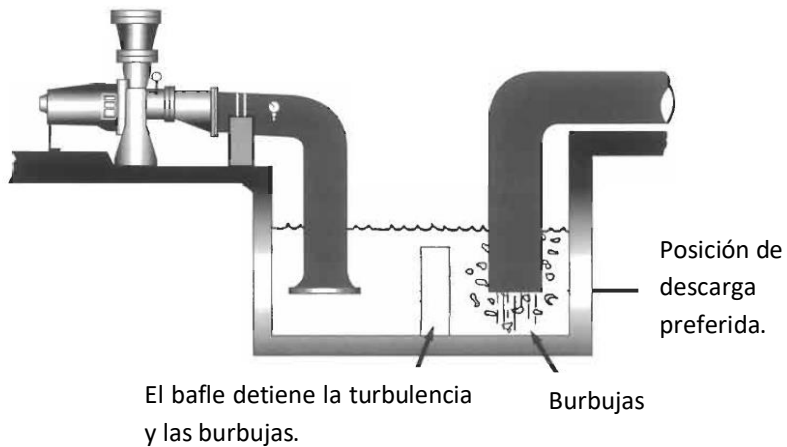
**FIGURA 3.10** Uso de rompedor de vórtice.



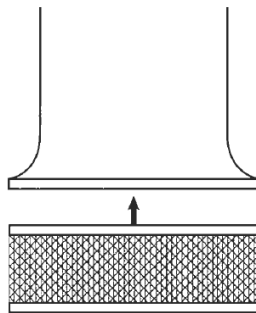
**FIGURA 3.11** Diseño de los indicadores de nivel para respetar la inmersión adecuada.



**FIGURA 3.12** Un diseño inadecuado del depósito conduce a la formación de burbujas de aire y turbulencias, dañando la bomba.

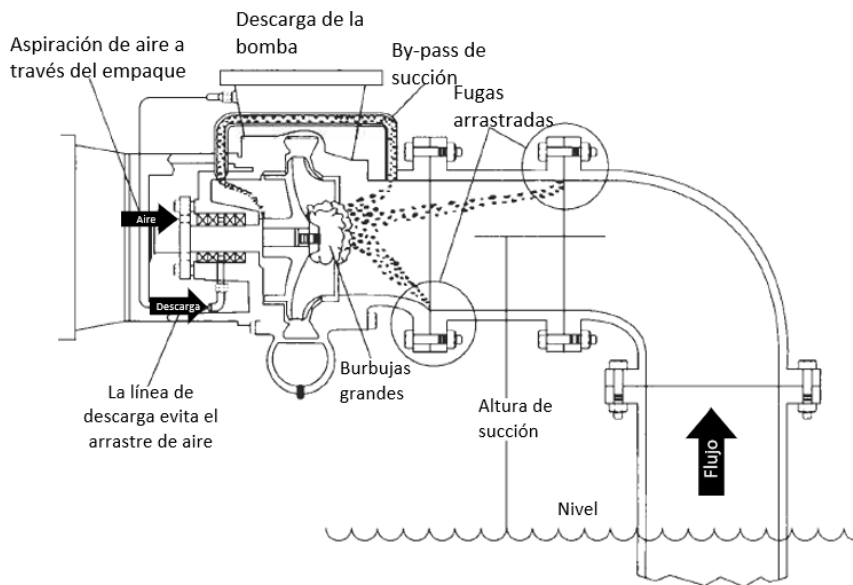


**FIGURA 3.13** Una tubería sumergida y deflectores de tanque previenen turbulencia y entrada de burbujas a la tubería de succión.



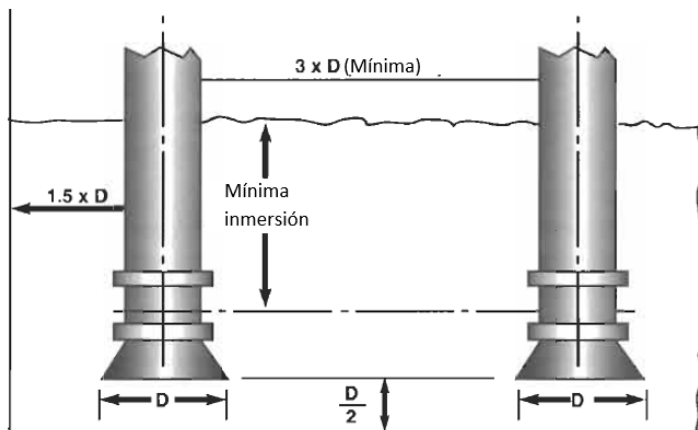
**FIGURA 3.14** Campana de succión.

La campana de succión reduce las pérdidas a la entrada y ayuda a prevenir los vórtices. Si se utiliza un filtro de cesta, el área de la pantalla debe ser cuatro veces mayor que el área de la tubería de entrada. Evitar las mallas apretadas porque se obstruyen rápidamente (**FIGURA 3.20**).



**FIGURA 3.15** Evitar tener un flujo de succión a alta velocidad.

Lo mostrado en la **FIGURA 3.15** causa arrastre de aire. Incluso, una gran altura de succión produce el mismo efecto.



**FIGURA 3.16** Dimensiones para un diseño apropiado del sumidero.

Las leyes de inmersión son independientes del  $NPSH_R$  de las bombas.

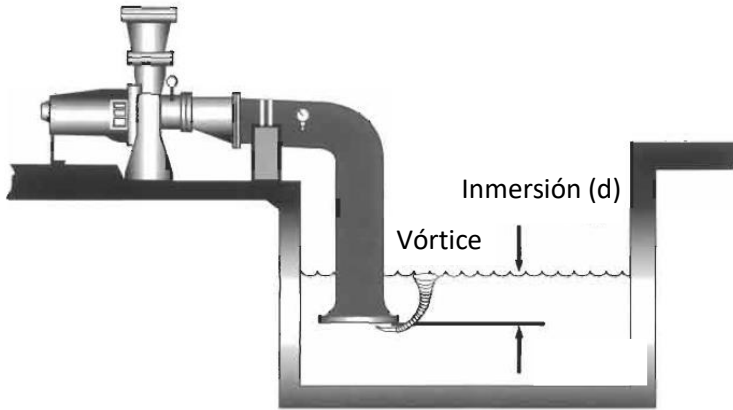


FIGURA 3.17 Vórtice de aire aspirado.

El vórtice de aire aspirado es el resultado de no respetar la inmersión adecuada (FIGURA 3.17).

### 3.4.1.1 LEYES DE INMERSIÓN

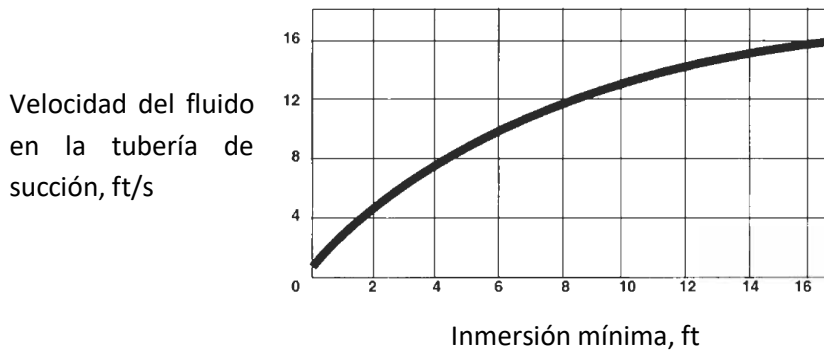
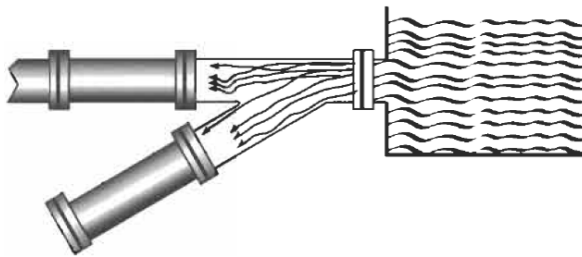
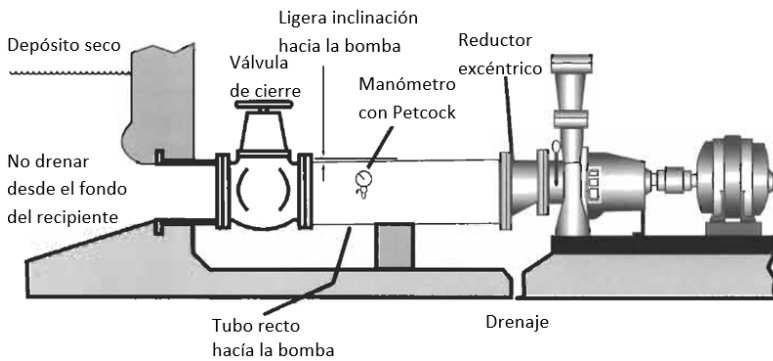


FIGURA 3.18 Gráfica de relación entre la inmersión mínima y la velocidad del fluido en la succión.

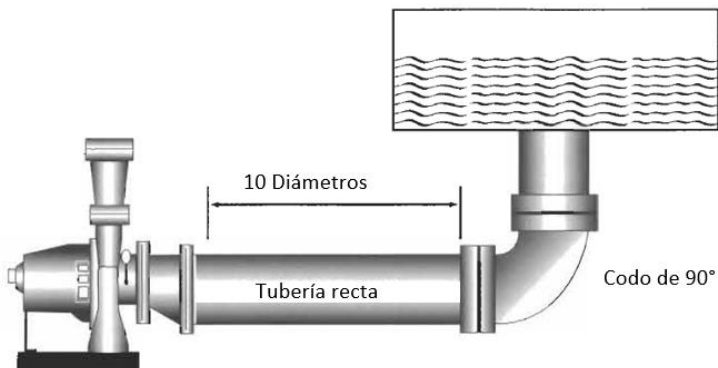




**FIGURA 3.19** El uso de una “Y” en lugar de una “T”, reducirá la turbulencia.

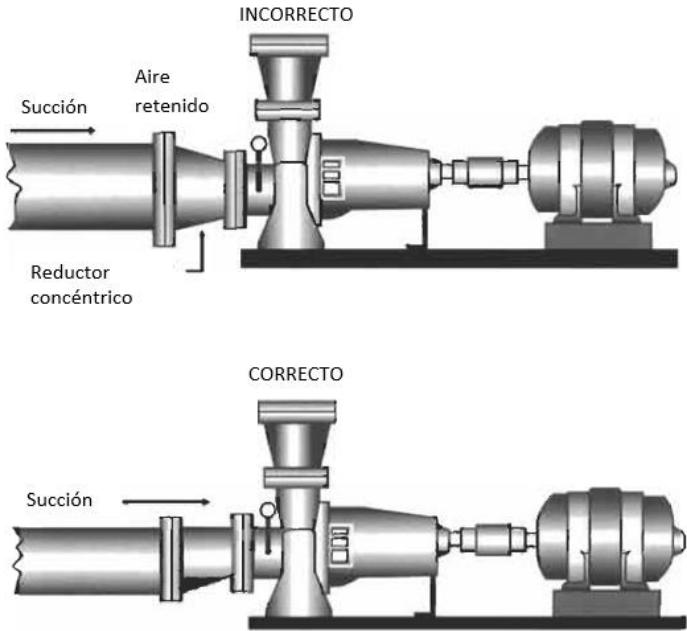


**FIGURA 3.20** Tubería de succión apropiada que conduce a la bomba.



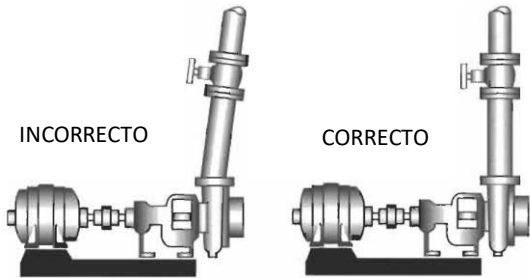
**FIGURA 3.21** Se debe respetar 10 diámetros de la tubería antes del primer codo en la tubería de succión.

Ejemplo: si la bomba tiene una boquilla de succión de 6 in, se debe tener 60 in de tubería recta antes del primer codo.



**FIGURA 3.22** Usar un reductor de tubo excéntrico para conectar a la boquilla de succión de la bomba.

No se deben utilizar pernos de brida para unir las tuberías desalineadas a la bomba. Esto daña las caras de la brida y tensiona la carcasa de la bomba (**FIGURA 3.23**).



**FIGURA 3.23** Arreglo de tubería a la bomba.

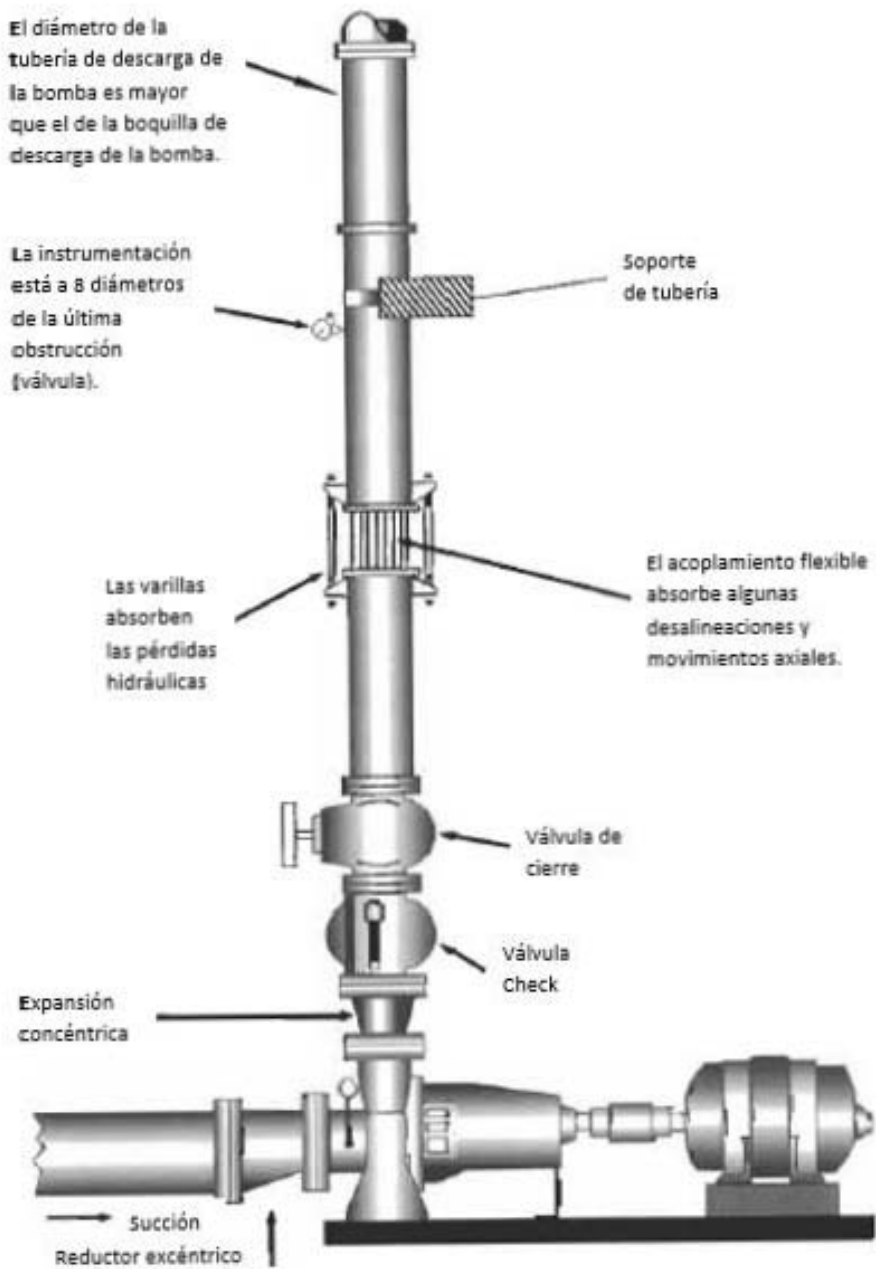


FIGURA 3.24 Tubería correcta de descarga.

### 3.5 CONCLUSIONES

Una vez que se tenga el caudal requerido, las dimensiones de la tubería, accesorios y la columna de líquido total del sistema se deben estudiar las curvas de comportamiento de la bomba centrífuga y del sistema, resumiendo:

Localizar en las curvas el punto de operación de la bomba (flujo, columna) para determinar el corte del impulsor, sin embargo, se puede tener una columna mayor para evitar estar cerca del caudal mínimo continuo de la bomba, pero no se puede disminuir la columna ya que, en este caso, no llegará el fluido al recipiente de descarga.

Si la curva de eficiencia coincide con el punto de operación de la bomba, solo marcarla, en caso contrario se deberá dibujar una línea o curva desde ese punto hasta ser capaz de visualizar el porcentaje de eficiencia de la bomba.

Si la curva de  $NPSH_R$  no coincide con el punto de operación, se tendrá que trazar una línea o curva con la misma tendencia que la mostrada en las que están dibujadas para poder visualizarlo.

Prolongar dos líneas horizontales a la izquierda al encontrar la potencia al freno del motor de la bomba, tanto de operación como máxima, sin olvidar que si el fluido a bombear no es agua se deberá corregir los valores encontrados multiplicándolos por la gravedad específica del líquido. Optando entre una bomba y otra al buscar un mayor paso de esfera si se tienen sólidos (tamaño de partículas suspendidas que se pueden tener en el fluido a bombear), un tamaño pequeño de bomba al ser más económica y ocupar menos espacio, la magnitud de la velocidad del impulsor estará en función del fluido a tratar ya que al tener uno inflamable no es recomendable bombearlo con altas velocidades, un alto porcentaje de eficiencia al poder transformar más energía mecánica en energía hidráulica, un recorte del impulsor medio para aumentar las posibilidades de estar dentro de la zona con mayor punto de eficiencia de la bomba, un  $NPSH_R$  menor para que difícilmente el fluido pueda llegar a evaporarse dentro de la bomba, una potencia BHP menor al ser más económico y una columna de líquido total igual o mayor de la requerida.

Además de lo mencionado anteriormente, en este capítulo se destacó la importancia de un buen diseño del sistema hidráulico a la succión y a la descarga para aumentar la vida útil de la bomba siguiendo las leyes de inmersión.

# CAPÍTULO 4 Solución de problemas

*En este capítulo se despliegan los indicadores más importantes para solucionar problemas con base en la experiencia de personal del sector industrial de bombas y puntos clave para el uso de las mismas.*

## 4.1 INDICADORES PARA SOLUCIONAR PROBLEMAS, SEGÚN LO RECOMENDADO POR LOS USUARIOS DE BOMBAS ANSI Y EL PERSONAL DE PLANTAS DE PROCESO

- Regla número uno: ¡Siempre hay que hacer las cosas fáciles primero!
  - Verificar siempre la rotación de la bomba.
  - Asegurar de que el ajuste de la válvula de alivio sea correcto.
  - Verificar la velocidad de la transmisión por correa o variador. No darlas por sentadas.
  - Revisar la integridad del acoplamiento.
  - Alineación: ¿La tubería se ve reforzada con bridas?
  - Rastree el sistema y asegurar que las válvulas estén abiertas y de que se esté bombeando desde el recipiente correcto.
  - Verificar que no haya altas temperaturas en la caja de rodamientos para detectar condiciones de empuje excesivas.
  - Inspeccionar el nivel de aceite en la caja de rodamientos.
  - Comprobar si hay signos de decoloración.
  - Inspeccionar los sellos en busca de fugas.
  - Discutir los cambios en las condiciones de operación: introducción de nuevos productos o ajustes. Comparar historias.
  - Discutir los cambios en la alineación o en el desempeño operativo.
- [21, 22]

## 4.2 VALORACIÓN Y SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DEL PROCESO CON BASE EN SEIS SIGMA (SIX SIGMA)

Seis sigma (Six sigma) es una metodología que busca la mejora continua en la calidad del producto (tiempo de funcionamiento) o del proceso (identificación y eliminación de fallas). El enfoque de esta iniciativa de negocios está en el proceso, más no en las personas. Puede abreviarse como “DMAIC” por sus siglas en inglés, es decir, Define/Definir, Measure/Medir, Analyse/Analizar, Improve/Mejorar y Control/Controlar (cinco fases). [18]

### DEFINIR (DEFINE)

Identificación de oportunidades de mejora con ayuda de diagramas de proceso (por ejemplo, un MTBF fuera de objetivo)

- Determinar los clientes y sus requerimientos, en otras palabras, la voz del cliente (los departamentos de operaciones quieren bombas de alto rendimiento)
- Traducir la voz del cliente a un crítico de calidad (el esperado es que se tenga un MTBF mayor o igual a 8 horas)
- Considerar los elementos de desperdicio
- Obtener el costo de la pobre calidad (anualmente se pierden 20 000 pesos por paros de las bombas)
- Delimitar el proyecto a través del alcance, meta o expectativa con un métrico (el programa está limitado a bombas que fallan más de tres veces en un periodo de 12 meses y se pretende disminuir en un 70% el tiempo entre fallas (Median Time Between Faults, MTBF)
- Caracterización del personal de soporte y recursos requeridos

### MEDIR (MEASURE)

- Diagramas causa-efecto con una lluvia de ideas del problema a solucionar
- Construcción de un diagrama de proceso detallado
- Matriz X-Y para filtrar causas triviales o que no se puedan medir o controlar

- Para aquellas causas que no se puedan controlar se debe realizar un AMFEF, Análisis de Modo y Efecto de Falla (FMEA, Failure Modes and Effects Analysis)
- Definir si se medirán variables o atributos
- Evaluar la factibilidad y confianza del sistema de medición (Reproducibilidad y Repetitividad)
- Medir los datos necesarios y obtener la capacidad del proceso (se tomaron datos de un software del MTBF y se midieron las Xs significativas)

### ANALIZAR (ANALYSE)

- Una vez que las Xs vitales fueron identificadas, se pueden establecer teorías prácticas e hipótesis de cómo afectan a la Y (métrico objetivo, en este caso es el tiempo entre fallas (Median Time Between Faults, MTBF)
- Con ayuda de herramientas estadísticas se filtran las Xs llegando a las críticas
- Identificar si es la causa raíz o tiene una propia
- Si las Xs que se estudiaron no son estadísticamente significativas se deben ir al AMEF (FMEA) para controlarlas

### MEJORAR (MEASURE)

- Con las Xs críticas se puede experimentar y desarrollar modelos para optimizarlas afectando positivamente a la Y
- Simular el proceso con los cambios propuestos
- Validar las mejoras (utilizando las herramientas de Measure)
- Implementación de las mismas

### CONTROLAR (CONTROL)

- Desarrollar e implementar mecanismos o procesos para prevenir defectos o fallas futuras
- Diseñar y probar un plan de control continuo respaldado por documentación
- Designar responsables para su implementación
- Alinear sistemas y estructuras si es necesario

- Verificar el impacto

#### 4.3 GUÍA INTEGRAL PARA SOLUCIÓN DE PROBLEMAS A LA SUCCIÓN HORIZONTAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Una guía para encontrar la causa raíz y solucionar múltiples problemas a la succión de las bombas centrífugas como se describe en la Tabla 4.1 es de gran ayuda para los usuarios de las bombas o encargados de su mantenimiento ya que disminuye el tiempo de detección y solución de la falla. Fue originalmente diseñada por Igor Karassik y después (2003) actualizada por Steven Hrivnak. [18]

**Tabla 4.1 Causas y solución de los problemas más comunes a la succión horizontal de bombas centrífugas**  
**Problema: Sin descarga de líquido**

Causas posibles	Remedios posibles
Válvulas de succión o descarga cerradas parcial o completamente	Abrir válvulas
Recipiente de alimentación vacío	Llenar el recipiente de alimentación Instalar sello mecánico doble y un sistema de barrera Instalar instrumentación de cierre
Inmersión insuficiente de la tubería de succión, campana o tubo vortex	Tubería de succión más pequeña o elevar el nivel del recipiente Reducir la tasa de caudal
Dirección incorrecta de rotación	Revisar la rotación de la flecha en la carcasa, revertir la polaridad en el motor Nota: Si el impulsor se soltó, revisar los daños
Baja velocidad	Ajustar la velocidad a la diseñada
Filtro parcialmente obstruido	Inspección y limpieza Revisar orientación



	<p>¿Esta dimensionalmente bien? Retirar si el filtro ya no es necesario</p>
Válvula antirretorno (Check) obstruida o instalada al revés	<p>Destapar o reparar la válvula Check Reinstalar en la orientación adecuada</p>
Obstrucciones en líneas o en la carcasa de la bomba	<p>Inspeccionar y limpiar Tubería incorrecta Revisar en busca de un asiento de válvula flojo Descongelar o deshelar líneas congeladas</p>
Impulsor de la bomba bloqueado	<p>Buscar daños y limpiar</p>
Bomba no cebada	<p>Llenar completamente la bomba y la tubería de succión con líquido Retirar todo el aire o gas de la bomba, tuberías y válvulas Eliminar altos niveles o puntos en la tubería de succión Examinar defectos en válvulas de pedestal, check y orificio de ventilación</p>
La bomba está cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en el sistema de succión), recirculación en la succión o la descarga	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad Buscar obstáculos en la tubería</p>

	<p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p> <p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el caudal con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
<p>Arrastre de aire o gas en el líquido</p>	<p>Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión</p> <p>Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión</p> <p>Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante</p> <p>Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión</p> <p>Abrir la válvula de venteo</p>
<p>Bombas incompatibles o mal emparejadas en paralelo</p>	<p>Verificar los parámetros de diseño</p> <p>Si las bombas están correctamente alineadas y son compatibles, comprobar la compatibilidad de las tuberías</p>
<p>Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)</p>	<p>Disminuir la resistencia del sistema para obtener el flujo diseñado</p> <p>Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Aumentar la velocidad de la bomba</p> <p>Instalar la bomba del tamaño apropiado</p>

### Problema: Caudal bajo

Causas posibles	Remedios posibles
Válvula(s) a la succión o a la descarga cerradas completa o parcialmente	Abrir las válvulas
Dirección de rotación incorrecta	Revisar la rotación de la flecha en la carcasa invertir la polaridad en el motor Nota: Si el impulsor está mal roscado, verificar si tiene daños
Velocidad muy baja	Modificar a la velocidad correcta Inspeccionar los registros en busca de la velocidad apropiada
Obstrucciones en líneas o en la carcasa de la bomba	Revisar y limpiar Tubería incorrecta Comprobar si se tiene el asiento de válvula flojo
Filtro parcialmente obstruido	Inspección y limpieza Revisar orientación ¿Esta dimensionalmente bien? Retirar si el filtro ya no es necesario
Impulsor de la bomba bloqueado	Buscar daños y limpiar
Impulsor instalado al revés (solamente con bombas de doble succión)	Inspeccionar
Tamaño inadecuado del impulsor	Verificar el tamaño adecuado del impulsor
Válvula antirretorno (check) obstruida o instalada inversamente	Destapar o reparar la válvula check Reinstalar en la orientación apropiada
Desgaste interno (reducción de la capacidad de rendimiento)	Examinar las holguras del impulsor Revisar tuberías tensionadas o deformadas Validar si se tiene cavitación

	<p>Buscar desgaste por corrosión en la carcasa</p> <p>Materiales de la bomba muy frágiles para el fluido abrasivo</p>
Arrastre de aire/gas en el líquido	<p>Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión</p> <p>Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión</p> <p>Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante</p> <p>Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión</p> <p>Abrir la válvula de venteo</p>
La bomba esta cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en la recirculación de la descarga de la succión)	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba</p> <p>Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión</p> <p>Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad</p> <p>Buscar obstáculos en la tubería</p> <p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p>

	<p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el caudal con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
Inmersión insuficiente de la tubería de succión, campana o tubo vortex	<p>Tubería de succión más pequeña o elevar el nivel del recipiente</p> <p>Reducir la tasa de caudal</p>
Viscosidad muy alta, 500 cps en la mayoría de las bombas, 1000 cps como máximo bajo diseños especiales	<p>Calentar el líquido para reducir su viscosidad</p> <p>Incrementar el tamaño de tubería a la descarga para reducir las pérdidas de presión</p> <p>Utilizar un motor más grande o cambiar el tipo de bomba</p> <p>Bombear más despacio</p>
Bombas incompatibles o mal emparejadas en paralelo	<p>Verificar los parámetros de diseño</p> <p>Si las bombas están correctamente alineadas y son compatibles, comprobar la compatibilidad de las tuberías</p>
Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)	<p>Disminuir la resistencia del sistema para obtener el caudal diseñado</p> <p>Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Aumentar la velocidad de la válvula</p> <p>Instalar la bomba del tamaño apropiado</p>

### Problema: Flujo intermitente

Causas posibles	Remedios posibles
Recipiente de alimentación vacío	<p>Rellenar el tanque de alimentación</p> <p>Instalar un sistema automático de llenado</p> <p>Implementar un cierre eléctrico</p>

<p>Obstrucciones en líneas o en la carcasa de la bomba</p>	<p>Inspeccionar y limpiar  Tubería incorrecta  Revisar en busca de un asiento de válvula flojo</p>
<p>Bombas incompatibles o mal emparejadas en paralelo</p>	<p>Verificar los parámetros de diseño  Si las bombas están correctamente alineadas y son compatibles, comprobar la compatibilidad de las tuberías</p>
<p>Arrastre de aire/gas en el líquido</p>	<p>Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión  Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión  Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante  Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión  Abrir la válvula de venteo</p>
<p>Inmersión insuficiente de la tubería de succión, campana o tubo vortex</p>	<p>Tubería de succión más pequeña o elevar el nivel del recipiente  Reducir la tasa de caudal</p>
<p>La bomba está cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en la recirculación a la descarga de la succión)</p>	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba  Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión  Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad</p>

	<p>Buscar obstáculos en la tubería</p> <p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p> <p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el caudal con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
Cambios de proceso	<p>Verificar si los cambios en el sistema exceden el diseño de la bomba y la tubería – cambiar el tamaño de la bomba o la tubería</p>
<b>Problema: Presión a la descarga insuficiente</b>	
<b>Causas posibles</b>	<b>Remedios posibles</b>
Velocidad muy baja	<p>Modificar a la velocidad correcta</p> <p>Inspeccionar los registros en busca de la velocidad apropiada</p>
Dirección de rotación incorrecta	<p>Revisar la rotación de la flecha en la carcasa – Tal vez se tenga que invertir el cableado en el motor</p> <p>Nota: Si el impulsor está mal roscado verificar si tiene daños</p>
Arrastre de aire/gas en el líquido	<p>Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión</p> <p>Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión</p> <p>Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante</p>

	<p>Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión</p> <p>Abrir la válvula de venteo</p>
Tamaño incorrecto del impulsor	Validar el tamaño apropiado del impulsor
Desgaste interno (reducción de la capacidad de rendimiento)	<p>Examinar las holguras del impulsor</p> <p>Revisar tuberías tensionadas o deformadas</p> <p>Validar si se tiene cavitación</p> <p>Buscar desgaste por corrosión en la carcasa</p> <p>Materiales de la bomba muy frágiles para el fluido abrasivo</p>
Impulsor instalado al revés (solamente con bombas de doble succión)	Inspeccionar
Obstrucciones en líneas o en la carcasa de la bomba	<p>Inspeccionar y limpiar</p> <p>Tubería incorrecta</p> <p>Revisar en busca de un asiento de válvula flojo</p>
Impulsor de la bomba atascado	Revisar los daños y limpiar
Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)	<p>Disminuir la resistencia del sistema para obtener el caudal diseñado</p> <p>Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Aumentar la velocidad de la válvula</p> <p>Instalar la bomba del tamaño apropiado</p>

**Problema: Corta vida del balero o cojinete**

<b>Causas posibles</b>	<b>Remedios posibles</b>
Fallas con los baleros o cojinetes	Inspeccionar partes para reparar los daños o cambiarlas



	<p>El fabricante del balero puede analizar la falla y hacer una recomendación</p> <p>Revisar procedimientos de lubricación</p> <p>Validar presencia de contaminantes en el lubricante (por ejemplo, agua)</p> <p>Examinar una excesiva o pobre lubricación</p> <p>Monitorear que la temperatura del aceite (mineral) sea menos de 180°F (83°C)</p>
<p>Motor desbalanceado</p>	<p>Probar si el motor esta desconectado de la bomba – realizar un análisis de vibración</p>
<p>La bomba esta cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en el sistema a la succión), recirculación a la succión o a la descarga</p>	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba</p> <p>Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión</p> <p>Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad</p> <p>Buscar obstáculos en la tubería</p> <p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p>

	<p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el flujo con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
Bomba desbalanceada	Alinear el impulsor
Desalineación	<p>Examinar la alineación angular y paralela entre la bomba y el motor</p> <p>Revisar y eliminar cualquier esfuerzo o deformación de la tubería</p> <p>Eliminar placa base montada sobre soportes</p> <p>Inspeccionar si el montaje está flojo</p> <p>Remover conductos o tuberías tensionadas o con sobreesfuerzo</p> <p>Verificar si se tiene una expansión térmica</p>
Flecha doblada	<p>Revisar el TIR en el fin del impulsor (no debe de exceder 0.002in).</p> <p>Reemplazar la flecha y los baleros si es necesario</p>
Carcasa distorsionada por la tensión en la tubería	<p>¿La orientación del balero está bien?</p> <p>Validar desalineamiento de la tubería</p> <p>Revisar desgaste entre la carcasa y los elementos de rotación</p> <p>Analizar cargas de la tubería</p> <p>Inspeccionar los soportes de la tubería</p> <p>Examinar el ajuste correcto del soporte para el resorte</p>

	<p>¿La tubería a la succión esta soportada dentro de 1 a 3 ft de la bomba?</p> <p>¿La tubería vertical esta soportada desde la parte superior usando soportes fijos o de resorte?</p> <p>Verificar la selección del soporte con un grupo de ingenieros</p>
Inadecuada placa base montada sobre soportes o cimientos	<p>Revisar la cimentación. ¿Esta agrietada, desmoronada, con pasos de aire?, ¿Fue aplicada con base en las prácticas actuales? Consultar Process Industry Practice RF-IE-686</p> <p>Si la placa base está montada sobre soportes, es mejor cimentarla</p>
Bomba sobredimensionada (columna total del sistema menor a la diseñada de la bomba)	<p>Aumentar la resistencia del sistema para obtener el flujo diseñado</p> <p>Revisar los parámetros de diseño como el tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Disminuir la velocidad de la bomba</p> <p>Instalar el tamaño correcto de la bomba</p>
Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)	<p>Disminuir la resistencia del sistema para obtener el flujo diseñado</p> <p>Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Aumentar la velocidad de la bomba</p> <p>Instalar la bomba del tamaño apropiado</p>

**Problema: Corta vida del sello mecánico**

Causas posibles	Remedios posibles
-----------------	-------------------

<p>Evaporación o solidificación en la caja de prensaestopas y en la superficie del sello</p>	<p>Instalar sello doble y un sistema de barrera</p> <p>Mantener la caja de prensaestopas (stuffing box) a una temperatura adecuada</p>
<p>Procedimientos de operación inapropiados</p>	<p>Verificar que los operadores no encienden ni apagan la bomba de una forma incorrecta</p> <p>Evitar correr la bomba en seco</p> <p>Drenaje por gravedad a través de la bomba</p> <p>Tener el sistema de purga con válvula.</p> <p>Trabajar con operadores para cambiar malos hábitos o con ingeniería para modificaciones de diseño</p>
<p>Desalineación</p>	<p>Examinar la alineación angular y paralela entre la bomba y el motor</p> <p>Revisar y eliminar cualquier esfuerzo o deformación de la tubería</p> <p>Eliminar placa base montada sobre soportes</p> <p>Inspeccionar si el montaje está flojo</p> <p>Remover conductos o tuberías tensionadas o con sobreesfuerzo</p> <p>Verificar si se tiene una expansión térmica</p>
<p>Inadecuada placa base montada sobre soportes o cimientos</p>	<p>Revisar la cimentación. ¿Esta agrietada, desmoronada, con pasos de aire?, ¿Fue aplicada con base a</p>

	<p>las prácticas actuales? Consultar Process Industry Practice RF-IE-686</p> <p>Si la placa base está montada sobre soportes, es mejor cimentarla</p>
<p>Carcasa distorsionada por la tensión en la tubería</p>	<p>Revisar la orientación del adaptador para el balero</p> <p>Validar desalineamiento de la tubería</p> <p>Revisar desgaste entre la carcasa y los elementos de rotación</p> <p>Analizar cargas de la tubería</p> <p>Inspeccionar los soportes de la tubería</p> <p>Examinar el ajuste correcto del soporte para el resorte</p> <p>¿La tubería a la succión esta soportada dentro de 1 a 3 ft de la bomba?</p> <p>¿La tubería vertical esta soportada desde la parte superior usando soportes fijos o de resorte?</p> <p>Verificar la selección del soporte con un grupo de ingenieros</p>
<p>Flecha doblada</p>	<p>Revisar el TIR en el fin del impulsor (no debe de exceder 0.002in). Reemplazar la flecha y los baleros si es necesario</p>
<p>Bomba desbalanceada</p>	<p>Balancear el impulsor</p>
<p>Tamaño inadecuado del impulsor</p>	<p>Validar el tamaño correcto del impulsor</p>
<p>Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)</p>	<p>Disminuir la resistencia del sistema para obtener el caudal diseñado</p>

	<p>Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Aumentar la velocidad de la válvula</p> <p>Instalar la bomba del tamaño apropiado</p>
<p>La bomba esta cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en el sistema a la succión), recirculación a la succión o a la descarga</p>	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba</p> <p>Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión</p> <p>Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad</p> <p>Buscar obstáculos en la tubería</p> <p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p> <p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el flujo con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
<p>Viscosidad muy alta, 500 cps en la mayoría de las bombas, 1000 cps como máximo bajo diseños especiales (producto que no lubrica la superficie del sello)</p>	<p>Calentar el líquido para reducir su viscosidad</p> <p>Instalar un tubo recirculador para lubricar las caras del sello</p> <p>Colocar sello doble y un sistema de barrera</p>
<p>Recipiente de alimentación vacío</p>	<p>Llenar recipiente de alimentación</p>

	<p>Instalar un sello doble y un sistema de barrera</p> <p>Implementar un sistema de cerrado</p>
Sello mecánico inapropiado	Validar la estrategia de selección del sello mecánico
Bombas incompatibles o mal emparejadas en paralelo	<p>Verificar los parámetros de diseño</p> <p>Si las bombas están correctamente alineadas y son compatibles, comprobar la compatibilidad de las tuberías</p>
Bomba sobredimensionada (columna total del sistema menor a la diseñada de la bomba; un caudal demasiado alto o bajo puede causar vibración en la flecha y una vida corta del sello)	<p>Aumentar la resistencia (añadir un orificio o una válvula de descarga restringida)</p> <p>Revisar los parámetros de diseño como el tamaño del impulsor, etc.</p> <p>Disminuir la velocidad de la bomba</p> <p>Instalar el tamaño correcto de la bomba</p>
Arrastre de aire/gas en el líquido	<p>Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión</p> <p>Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión</p> <p>Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante</p> <p>Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión</p> <p>Abrir la válvula de venteo</p>
Motor desbalanceado	Correr el motor desconectado de la bomba – realizar un análisis de vibraciones

**Problema: Vibración y ruido**

Causas posibles	Remedios posibles
<p>La bomba está cavitando (el líquido empieza a vaporizarse en el sistema a la succión), recirculación a la succión o a la descarga</p>	<p>Si la bomba está por encima del nivel del líquido, elevar el nivel del líquido cerca de la bomba, o bajar la bomba</p> <p>Si el líquido está por encima de la bomba, incrementar la columna de líquido o el tamaño de la tubería de succión</p> <p>Cambiar el tamaño de la bomba o la velocidad</p> <p>Buscar obstáculos en la tubería</p> <p>Inspeccionar fugas de aire en el empaque</p> <p>Instalar una válvula de puerto completo</p> <p>Revisar margen del punto de ebullición (flash point)</p> <p>Reducir las pérdidas en la tubería modificando la tubería inadecuada</p> <p>Comparar el caudal con el BEP</p> <p>Analizar el margen de <math>NPSH_A/NPSH_R</math></p>
<p>Válvulas a la succión o a la descarga parcial o completamente cerradas</p>	<p>Abrir las válvulas</p>
<p>Desalineación</p>	<p>Examinar la alineación angular y paralela entre la bomba y el motor</p> <p>Revisar y eliminar cualquier esfuerzo o deformación de la tubería</p> <p>Eliminar placa base montada sobre soportes</p> <p>Inspeccionar si el montaje está flojo</p>



	<p>Remover conductos o tuberías tensionadas o con sobreesfuerzo</p> <p>Verificar si se tiene una expansión térmica</p>
Inadecuada placa base montada sobre soportes o cimientos	<p>Revisar la cimentación. ¿Esta agrietada, desmoronada, con pasos de aire?, ¿Fue aplicada con base en las prácticas actuales? Consultar Process Industry Practice RF-IE-686</p> <p>Si la placa base está montada sobre soportes, es mejor cimentarla</p>
Problemas de acoplamiento	<p>Revisar una lubricación adecuada</p> <p>Validar el correcto dimensionamiento de las tuberías</p> <p>Inspeccionar si se deforma la chaveta</p> <p>Utilizar alineación clase 1</p>
Fallas en los baleros o cojinetes	<p>Inspeccionar partes para reparar los daños o cambiarlas</p> <p>El productor del balero puede analizar la falla y hacer una recomendación</p> <p>Revisar procedimientos de lubricación</p> <p>Validar presencia de contaminantes en el lubricante (por ejemplo, agua)</p> <p>Examinar una excesiva o pobre lubricación</p> <p>Monitorear que la temperatura del aceite (mineral) sea menos de 180°F (83°C)</p>
Impulsor de la bomba obstruido	<p>Inspeccionar daños y limpiar</p>

Flecha doblada	Revisar el TIR en el fin del impulsor (no debe de exceder 0.002 in). Reemplazar la flecha y los baleros si es necesario
Válvula antirretorno (Check) obstruida o instalada al revés	Destapar o reparar la válvula Check Reinstalar en la orientación adecuada
Obstrucciones en líneas o en la carcasa de la bomba	Inspeccionar y limpiar Tuberías incorrecta Revisar en busca de un asiento de válvula flojo Descongelar o deshelar líneas congeladas
Filtro parcialmente obstruido	Inspección y limpieza Revisar orientación ¿Esta dimensionalmente bien? Retirar si el filtro ya no es necesario
Inmersión insuficiente de la tubería de succión, campana o tubo vortex	Tubería de succión más pequeña o elevar el nivel del recipiente Reducir la tasa de caudal
Arrastre de aire o gas en el líquido	Verificar la presencia de aire o gas en la tubería o sistema a la succión Instalar una cámara de separación de gas en el recipiente o línea a la succión Revisar estado de la tubería: muy corta, o faltante Explorar fugas de aire en juntas, empaques o sellos y en la tubería de succión Abrir la válvula de venteo

Bomba sobredimensionada (columna total del sistema menor a la diseñada de la bomba)	Aumentar la resistencia del sistema para obtener el caudal diseñado Revisar los parámetros de diseño como el tamaño del impulsor, etc. Disminuir la velocidad de la bomba Instalar el tamaño correcto de la bomba
Una bomba muy pequeña (columna total del sistema mayor que la diseñada de la bomba)	Disminuir la resistencia del sistema para obtener el flujo diseñado Validar los parámetros de diseño como tamaño del impulsor, etc. Aumentar la velocidad de la válvula Instalar la bomba del tamaño apropiado
Tamaño incorrecto del impulsor	Validar el tamaño adecuado del impulsor
Bombas incompatibles o mal emparejadas en paralelo	Verificar los parámetros de diseño Si las bombas están correctamente alineadas y son compatibles, comprobar la compatibilidad de las tuberías
Motor desbalanceado	Correr el motor desconectado de la bomba – realizar un análisis de vibraciones
Bomba desbalanceada	Alinear el impulsor

**Problema: Excesiva demanda de potencia**

<b>Causas posibles</b>	<b>Remedios posibles</b>
Apagado de motor para evitar daños de sobrecarga o sobrecalentamiento	Revisar arranque Comprobar los elementos calefactores o ajustes de los relés Disminuir el tamaño del impulsor Aumentar el tamaño del motor si es muy pequeño para el impulsor

	Si se aumentó el caudal o cambio el líquido a bombear en la operación, se debe modificar las medidas de la bomba
Velocidad muy alta	Corregir la velocidad Validar la velocidad apropiada con los registros
Tamaño incorrecto del impulsor	Verificar el tamaño correcto del impulsor
La bomba no está diseñada para la densidad del líquido que se bombea	Revisar la gravedad específica de diseño Validar el tamaño del motor Comprobar el tamaño del acoplamiento
Bomba sobredimensionada (columna total del sistema menor a la diseñada de la bomba)	Aumentar la resistencia del sistema para obtener el caudal diseñado Revisar los parámetros de diseño como el tamaño del impulsor, etc. Disminuir la velocidad de la bomba Instalar el tamaño correcto de la bomba
Fallas con los baleros o cojinetes	Inspeccionar partes para reparar los daños o cambiarlas El productor del balero puede analizar la falla y hacer una recomendación Revisar procedimientos de lubricación Validar presencia de contaminantes en el lubricante (por ejemplo, agua) Examinar una excesiva o pobre lubricación

	Monitorear que la temperatura del aceite (mineral) sea menos de 180°F (83°C)
El impulsor del rotor roza la carcasa o la cubierta del sello	Ajuste flojo del impulsor Rotación incorrecta del impulsor roscado – desatornillar o desenroscar el impulsor Flecha deformada Elevadas cargas en la boquilla/conexión Holguras de funcionamiento interno muy pequeñas Caudal de operación menor al caudal mínimo continuo
Viscosidad muy alta del líquido	Calentar el líquido para reducir su viscosidad Utilizar un motor más grande o cambiar el tipo de bomba Bombear más lento

### 4.3 CONCLUSIONES

Además de las recomendaciones de inspección dadas por usuarios experimentados en el sector industrial, es importante estar actualizados sobre las técnicas para solución de problemas como es six sigma ya que su aplicación es diversa y su efectividad ha ayudado a muchas compañías para optimizar sus procesos, donde al enfocar esta metodología a los problemas de bombeo que no tienen una respuesta sencilla puede ser muy útil partiendo de una guía como la mostrada anteriormente donde se describe la causa raíz y soluciones de las fallas más comunes, la cual se utilizaría en las 5 fases de Medición, Análisis, Control y Mejora.

# CAPÍTULO 5

## APLICACIÓN EN LA INDUSTRIA QUÍMICA

*En este capítulo se despliegan algunos problemas prácticos para selección de bombas centrífugas ANSI, considerando fluidos inflamables, corrosivos, con partículas sólidas y la necesidad de poseer velocidad variable en el proceso.*

### 5.1 CASOS PRÁCTICOS

#### 5.1.1 BOMBEO DE PULPA SALINA CON VELOCIDAD VARIABLE PARA PRODUCCIÓN DE NITRATO DE POTASIO (2 PUNTOS DE OPERACIÓN)

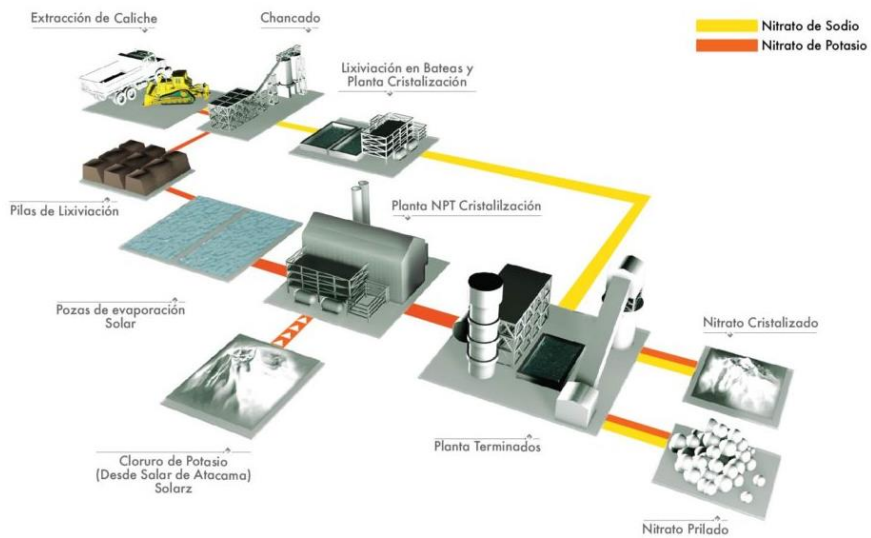
Los depósitos minerales de caliche, ubicados en el norte de Chile, son los mayores que se han descubierto y la única fuente de nitratos naturales comercialmente explotada en el mundo.

Su origen geológico no es claro. Se piensa que la formación del caliche es el resultado de depósitos de sedimentos de un antiguo mar interior o la acumulación de minerales como resultado de la erosión de la cara occidental de Los Andes.

El caliche se encuentra bajo una capa de material de sobrecarga de un espesor de entre 0.5 y 2.5 metros, en estratos de mineral que pueden tener desde 0.2 hasta 5 metros de potencia. Las concentraciones de mineral en el caliche varían entre una mina y otra. En total SQM (Sociedad Química y Minera de Chile) explota anualmente del orden de 30 millones de toneladas de caliche. La sobrecarga del caliche es removida con bulldozers. Posteriormente, con cargas explosivas, se quiebra el mineral que es instalado sobre camiones por cargadores frontales. En el caso de Pedro de Valdivia, los camiones acarrear y acumulan el mineral sobre pilas o stock cercanos a estaciones ferroviarias temporales, donde se carga sobre carros para ser llevado a la planta.

En el caso de María Elena, Nueva Victoria y Pampa Blanca (ubicada en Sierra Gorda), el mineral se lixivia en pilas, obteniendo soluciones destinadas en primer término a la producción de yodo. Posteriormente, se transportan a pozas de evaporación solar donde se cristalizan sales con alta concentración de nitrato, que son transportadas por camión a las plantas de Coya Sur, donde se utilizan como insumo en la producción de nitrato de potasio. En las plantas, el caliche se muele mecánicamente hasta alcanzar un tamaño de aproximadamente media pulgada. Entonces, se transfiere a una planta de lixiviación en bateas donde se extraen sus contenidos de nitrato y yodo.

Utilizando los nitratos como fertilizantes naturales para el suelo y el riego, vidrio, cerámicas, esmaltes especiales, tratamiento de metal, sales termo-solares, etc. [29]

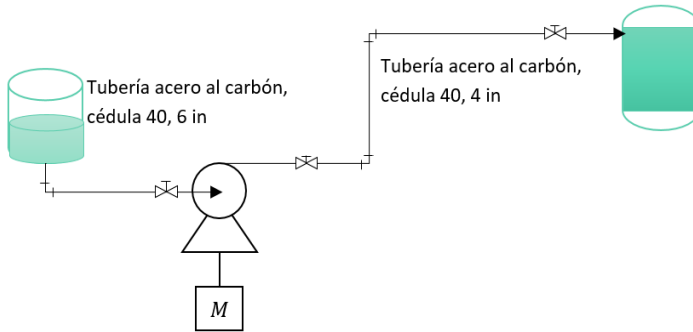


**FIGURA 5.1.** SQM (Sociedad Química y Minera de Chile), Producción de nitrato de sodio y potasio.

Una vez que se tienen las sales de nitrato concentradas, estas se llevan a la planta NPT junto con el cloruro de potasio para entrar a un reactor y empezar la producción de nitrato de potasio, por lo que se requiere una bomba para transportar la solución concentrada de nitratos al reactor, a 930 y 1100 gpm,

a una temperatura máxima de 156.2°F, gravedad específica de 1.5 y viscosidad 5.5cp.

Sabiendo que a 1100 gpm se tienen 71.85 ft. como carga dinámica total y un NPSH disponible de 30 ft.



Seleccionar la bomba centrífuga más adecuada considerando las dos opciones mostradas a continuación y definir las dos velocidades a las que debe trabajar.

### Solución

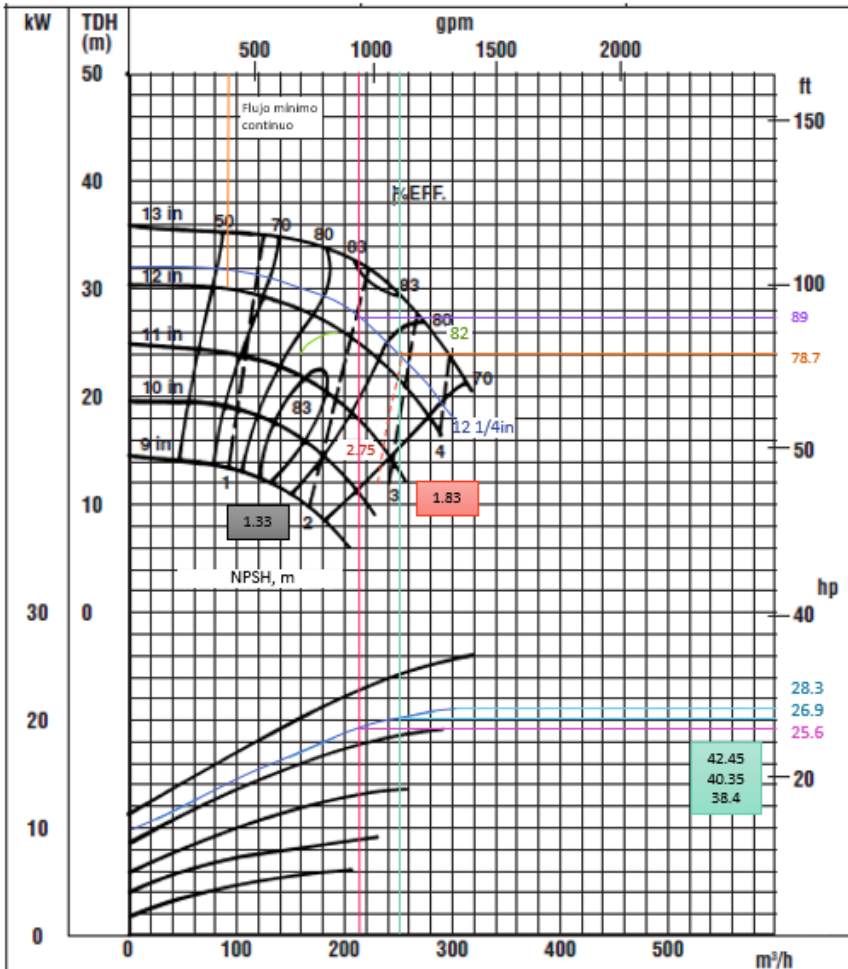
**OPCIÓN 1** Ubicando el flujo de 930 y 1100gpm se extienden dos líneas hasta cruzar con el corte del impulsor de 12 1/4in ya que se tendría así una carga dinámica a 1100gpm de 78.7ft excediendo la H de la bomba con 6.85ft y para 930gpm se tiene 89ft. Posteriormente se traza una línea paralela al resto de las líneas de eficiencia para encontrar el 83% y 82% (930 y 1100gpm respectivamente) así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 2m y 2.75m aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la S de la solución salina, 1.5, obteniendo 1.33 y 1.83m. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 25.6hp y 26.9hp sin embargo al diseñar las curvas con agua y requerir solución salina se multiplica la potencia en hp por la gravedad específica de la misma 1.5 resultando ser de 38.4hp y 40.35hp, en cuanto a la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 28.3 y al adaptarlo se convierte en 42.45hp.



## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 6 (Diametro succ in)x4  
 (Diametro desc in )-13A /(Diam  
 impulsor in)  
 Velocidad, 1450 RPM

Tipo de Impulsor, álabe inverso  
 STD-A80  
 Tamaño de esfera máxima, 1.03 in



## OPCIÓN 2

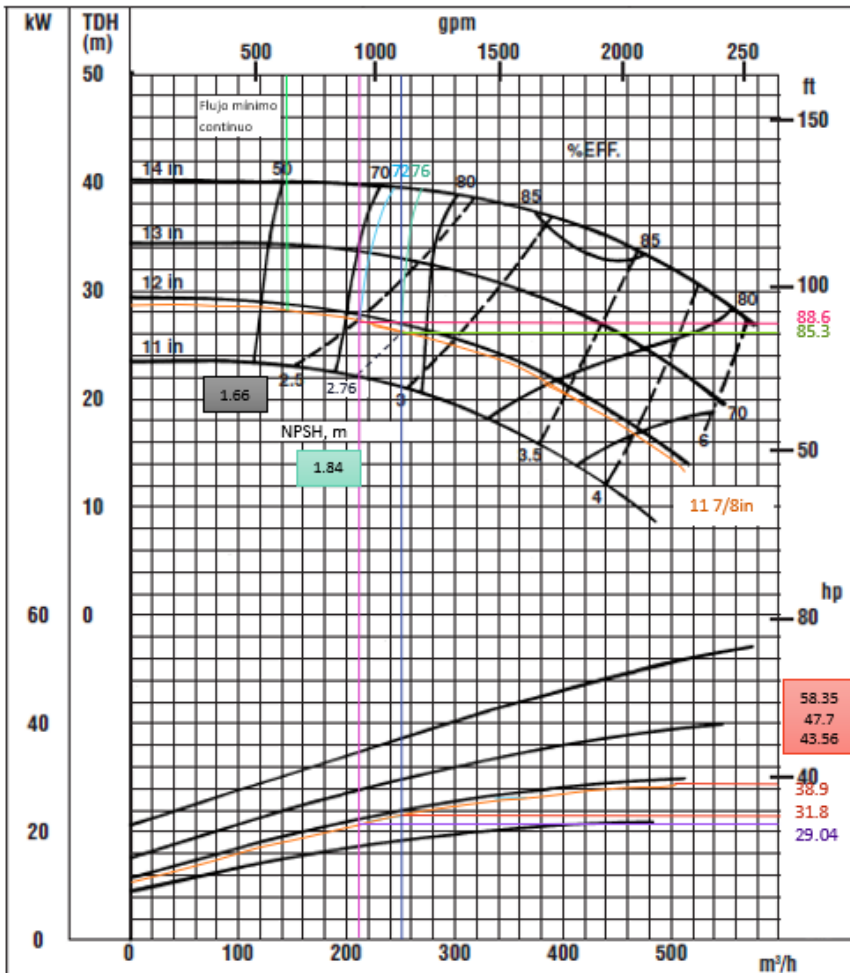
### CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 8x6-14A

Velocidad, 1450 RPM

Tipo de Impulsor, álave inverso  
STD-A90

Tamaño de esfera máxima, 1.63 in



Ubicando el flujo de 930 y 1100gpm se extienden dos líneas hasta cruzar con el corte del impulsor de 11 7/8 in ya que se tendría así una carga dinámica a 1100gpm de 85.3ft excediendo la H de la bomba con 13.45ft y para 930gpm se tiene 88.6ft. Posteriormente se traza una línea paralela al resto de las líneas de eficiencia para encontrar el 72% y 76% (930 y 1100gpm respectivamente) así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 2.5m y 2.76m aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la S de la solución salina, 1.5, obteniendo 1.66 y 1.84m. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 29.04hp y 31.8hp sin embargo al diseñar las curvas con agua y requerir solución salina se multiplica la potencia en hp por la gravedad específica de la misma 1.5 resultando ser de 43.56hp y 47.7hp, en cuanto a la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 38.9 y al adaptarlo se convierte en 58.35hp.

**Tabla 5.1 Comparación del comportamiento de las dos bombas centrífugas propuestas, 1100gpm**

<b>Propiedad</b>	<b>Opción 1</b>	<b>Opción 2</b>
<i>Paso de esfera, in</i>	1.03	1.63
<i>Tipo de impulsor</i>	Álabe inverso	Álabe inverso
<i>Dimensiones, in</i>	6x4-13A	8X6-14A
<i>Velocidad, RPM</i>	1450	1450
<i>Eficiencia, %</i>	82	76
<i>Recorte del impulsor, in</i>	12 1/8	11 7/8
<i>NPSH<sub>R</sub>, ft</i>	6	6.03
<i>BHP operación y máxima, hp</i>	40.35/ 42.35	47.7/ 58.35
<i>Columna de líquido total del sistema, ft</i>	78.7	85.3

Conclusión; al requerir una columna de líquido de 71.85ft para transportarlo o si se toma con unidades de presión como la presión diferencial que debe imprimir la bomba para su traslado, ambas bombas son adecuadas sin embargo la eficiencia de la primera es 6% mayor y es más pequeña por lo tanto más económica y se acoplará adecuadamente al sistema. Además de que el caudal mínimo continuo al que debe trabajar la bomba 6x4 está más alejado del punto de operación de 930gpm que la opción 2, evitando con mayor probabilidad problemas de cavitación, vibración y ruidos.

En cuanto a la velocidad a la que debe trabajar la bomba 6x4-13A, se obtiene al aplicar las leyes de afinidad,

$$N_2 = (Q_2 \cdot N_1) / Q_1$$

Sustituyendo,

$$N_2 = (930gpm \cdot 1450rpm) / 1100gpm = 1225.91rpm$$

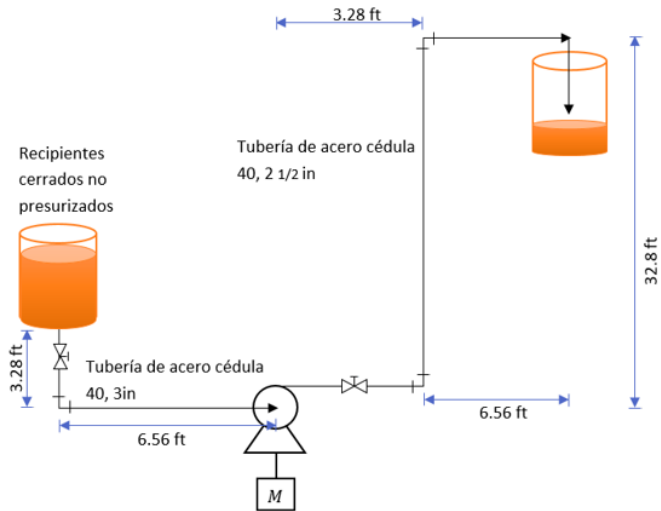
### 5.1.2 BOMBEO DE GASOLINA

La gasolina es una mezcla de hidrocarburos líquidos volátiles e inflamables derivados del petróleo (el queroseno es el producto principal) y utilizados como combustible para motores de combustión interna preferido para automóviles debido a su capacidad de mezclarse fácilmente con el aire en un carburador. [5]

#### Problema

En una refinería se necesita conducir gasolina con un caudal de 150 gpm. de un recipiente a otro, su gravedad específica es 0.9 y su temperatura es 60°F.

Con los datos proporcionados calcule el NPSH total del sistema y seleccione una bomba que sea adecuada para el proceso, considerando las gráficas de dos bombas centrífugas mostradas posteriormente al final de los cálculos.



### Solución

- 1) Hacer una lista con la longitud de tramo recto y los accesorios que corresponden a cada cédula.

<b>Medida nominal de la tubería (in)</b>	<b>3"</b>	<b>2 1/2"</b>
<i>Longitud de Tramo Recto, ft</i>	9.84	42.64
<i>Válvula de compuerta</i>	1	1
<i>Codo de 90° soldado</i>	1	2

- 2) Calcular la velocidad;

Sabiendo que,

$$Q = v \cdot A$$

Despejando la velocidad,

$$v = Q/A$$

Al ser tubería circular su área transversal se puede obtener con la siguiente ecuación,

$$A = \pi d^2/4$$

Consultando el diámetro interno de la tubería de 3in y 2 ½ in (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías),

$$A_{3''} = (\pi(3.068in)^2)/4 = \frac{7.3927in^2}{1} \left| \frac{1ft^2}{144in^2} \right. = 0.05134 ft^2$$

$$A_{2\ 1/2''} = (\pi(2.469in)^2)/4 = \frac{4.7878in^2}{1} \left| \frac{1ft^2}{144in^2} \right. = 0.0332 ft^2$$

Por lo tanto,

$$v_{3''} = \frac{\frac{150gpm}{1} \left| \frac{0.1337 ft^3/min}{1gpm} \right| \frac{1min}{60s}}{0.05134 ft^2} = 6.51 ft/s$$

$$v_{2\ 1/2''} = \frac{\frac{150gpm}{1} \left| \frac{0.1337 ft^3/min}{1gpm} \right| \frac{1min}{60s}}{0.0332 ft^2} = 10.07 ft/s$$

3) Calcular Reynolds;

$$Re = 50.6 \frac{Q\rho}{d\mu} \qquad \qquad \qquad \mathbf{2.10}$$

La densidad de la gasolina a 60°F, (A-12, Crane, Densidad y peso específico de líquidos diversos) es de 749.8 kg/m<sup>3</sup>.

El diámetro interno de la tubería acero al carbón cédula 40, 3", (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías) es de 3.068in y de la cédula 40, 2 1/2", es de 2.469in.

La viscosidad de la gasolina a 60°F, (A-5, A-2b-Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo) es de 0.63 cp.

Sustituyendo;

$$Re_{3"} = 50.6 \frac{(150gpm) \left( \frac{749.8kg}{m^3} \middle| \frac{2.205lb}{1kg} \middle| \frac{1m^3}{35.3147ft^3} \right)}{(3.068in)(0.63cp)} = 1.84 \times 10^5$$

∴ *Flujo turbulento*

$$Re_{2 \ 1/2"} = 50.6 \frac{(150gpm) \left( \frac{749.8kg}{m^3} \middle| \frac{2.205lb}{1kg} \middle| \frac{1m^3}{35.3147ft^3} \right)}{(2.469in)(0.63cp)} = 2.28 \times 10^5$$

∴ *Flujo turbulento*

- 4) Calcular  $\epsilon/D$ , (rugosidad absoluta para acero comercial es 0.00015, A-42, Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total, Crane); [10]

Para la tubería de 3";

$$\frac{\epsilon}{D} = \text{Rugosidad absoluta} \quad \mathbf{2.11}$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{3.068 \text{ in} \middle| 1ft}{1 \middle| 12in}} = 0.00059$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42, Crane); con esa rugosidad relativa en acero comercial, se tiene un factor de fricción;

$$f_{3"} = 0.0174$$

Para la tubería de 2 1/2";

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{2.469in}{1} \left| \frac{1ft}{12in} \right.} = 0.00073$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42); con esa rugosidad relativa en acero comercial, se tiene un factor de fricción;

$$f_{2 \ 1/2"} = 0.018$$

5) Calcular la energía cinética;

Para la tubería de 3";

$$\frac{v_{3"}^2}{2g_c} = \frac{(6.51 \ ft/s)^2}{2 \left( 32.2 \frac{ft}{s^2} \right)} = 0.6581ft$$

Para la tubería de 2 1/2";

$$\frac{v_{2 \ 1/2"}^2}{2g_c} = \frac{(10.07 \ ft/s)^2}{2 \left( 32.2 \frac{ft}{s^2} \right)} = 1.5746ft$$

6) Las pérdidas de presión por fricción;

Consultando el coeficiente correspondiente para los accesorios, (Tabla A-24, Tabla del Factor "K", Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios), [10]

$$K_{Válvula \ de \ compuerta} = 8f_T$$

$$K_{Codo \ estándar \ de \ 90^\circ} = 30f_T$$

Encontrando el factor de fricción en la tabla A-24 Tabla de Factor K, Factores de Fricción para tuberías comerciales,

$$f_T|_{3"} = 0.018$$



$$f_T|_{2 \frac{1}{2}"} = 0.018$$

Para la tubería de 3",

$$h_{L3"} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \Big|_{\text{Tramo recto}} + 8f_T|_{3"} + 30f_T|_{3"} \right] \frac{v_3^{2}}{2g_c}$$

Sustituyendo,

$$h_{L3"} = \left[ 0.0174 \cdot \frac{9.84ft}{\left( \frac{3.068in}{1} \Big| \frac{1ft}{12in} \right) \Big|_{\text{Tramo recto}}} + 8(0.018) + 30(0.018) \right] (0.6581ft)$$

$$h_{L3"} = (0.6696 + 0.144 + 0.54) \cdot (0.6581ft) = 0.8908ft$$

Para la tubería de 2 1/2",

$$h_{L2 \frac{1}{2}"} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \Big|_{\text{Tramo recto}} + 8f_T|_{3"} + ((30f_T|_{3"}) \cdot 2) \right] \frac{v_3^{2}}{2g_c}$$

Sustituyendo,

$$h_{L2 \frac{1}{2}"} = \left[ 0.018 \cdot \frac{42.64ft}{\left( \frac{2.469in}{1} \Big| \frac{1ft}{12in} \right) \Big|_{\text{Tramo recto}}} + 8(0.018) + ((30 \cdot 0.018) \cdot 2) \right] (1.5746ft)$$

$$h_{L2 \frac{1}{2}"} = (3.7304 + 0.144 + 1.08) \cdot (1.5746ft) = 7.8012ft$$

7) Cálculo de las alturas de columna a la succión y a la descarga de la bomba,

A la succión,

$$h_s = h_{ss} + h_{ps} - h_{fs}$$

Sustituyendo,

$$h_s = 6.28ft + 0 - 0.8908ft = 5.3892ft$$

A la descarga,

$$h_d = h_{sd} + h_{pd} + h_{fd}$$

Sustituyendo,

$$h_d = 29.52ft + 0 + 7.8012ft = 37.3212ft$$

8) Cálculo de la columna de líquido total del sistema,

$$H = h_d - h_s$$

Sustituyendo,

$$H = 37.3212ft - 5.3892ft = 31.932ft$$

9) Columna de líquido neta positiva a la succión:  $NPSH_A$  (Available Net Positive Suction Head) disponible por el sistema,

$$NPSH_A = h_{sv} = h_{psa} + h_{ss} - h_{fs} - h_{vpa} = h_s - h_{vpa}$$

Donde la presión de vapor de la gasolina a 60°F es de 0.7atm y sg es de 0.751 (A-12, Crane, Densidad y peso específico de líquidos diversos) [10], por lo que,

$$h_{vpa} = 2.31 \cdot \frac{\left(\frac{0.7atm}{1} \left| \frac{14.6959 lb/in^2}{1atm} \right.\right)}{0.751} = 31.6422ft$$

Además de considerar la presión atmosférica que se tiene en el recipiente de succión,

$$h_{psa} = 2.31 \cdot \frac{14.6959 \text{ lb/in}^2}{0.751} = 45.2031 \text{ ft}$$

Sustituyendo,

$$NPSH_A = 45.2031 + 6.28 - 0.8908 - 31.6422 = 18.95 \text{ ft}$$

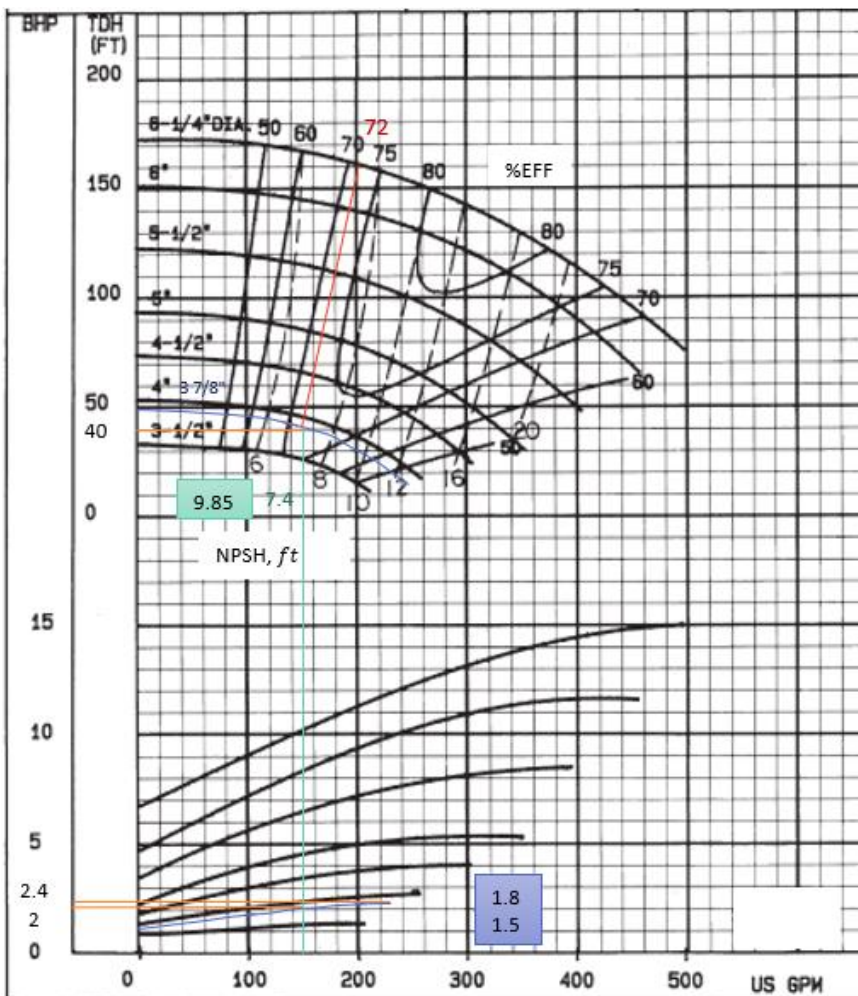
Considerando los resultados obtenidos, se tienen dos opciones de bombas centrífugas para el transporte de la gasolina.

**OPCIÓN 1** Ubicando el flujo de 150gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de 3 7/8in ya que se tendría así una carga dinámica de 40ft excediendo la H de la bomba con 8.068ft. Posteriormente se traza una línea paralela al resto de las líneas de eficiencia para encontrar el 72% así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 7.4m aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la S de la gasolina,  $7.4/0.751$ , obteniendo 9.85ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 2hp sin embargo al diseñar las curvas con agua y requerir gasolina se multiplica la potencia en hp por la gravedad específica de la gasolina 0.751 resultando ser de 1.5hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 2.4 y al adaptarlo a la gasolina se convierte en 1.8hp.

## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 3x2-6  
 Velocidad, 3500 RPM

Tipo de Impulsor, Semiabierto  
 Tamaño de esfera máxima, 7/16 in



**OPCIÓN 2** Ubicando el flujo de 150gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de  $7 \frac{1}{8}$ in ya que se tendría así una carga dinámica de 41ft excediendo la H de la bomba con 9.068ft. Posteriormente se traza una curva paralela al resto de las curvas de eficiencia para encontrar el 62% así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 2.7ft aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la S de la gasolina,  $2.7/0.751$ ft, obteniendo 3.6ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 2.5hp y al multiplicar la potencia en hp por la gravedad específica de la gasolina 0.751 resulta ser de 1.8hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 2.7 y al adaptarlo a la gasolina se convierte en 2.0hp.

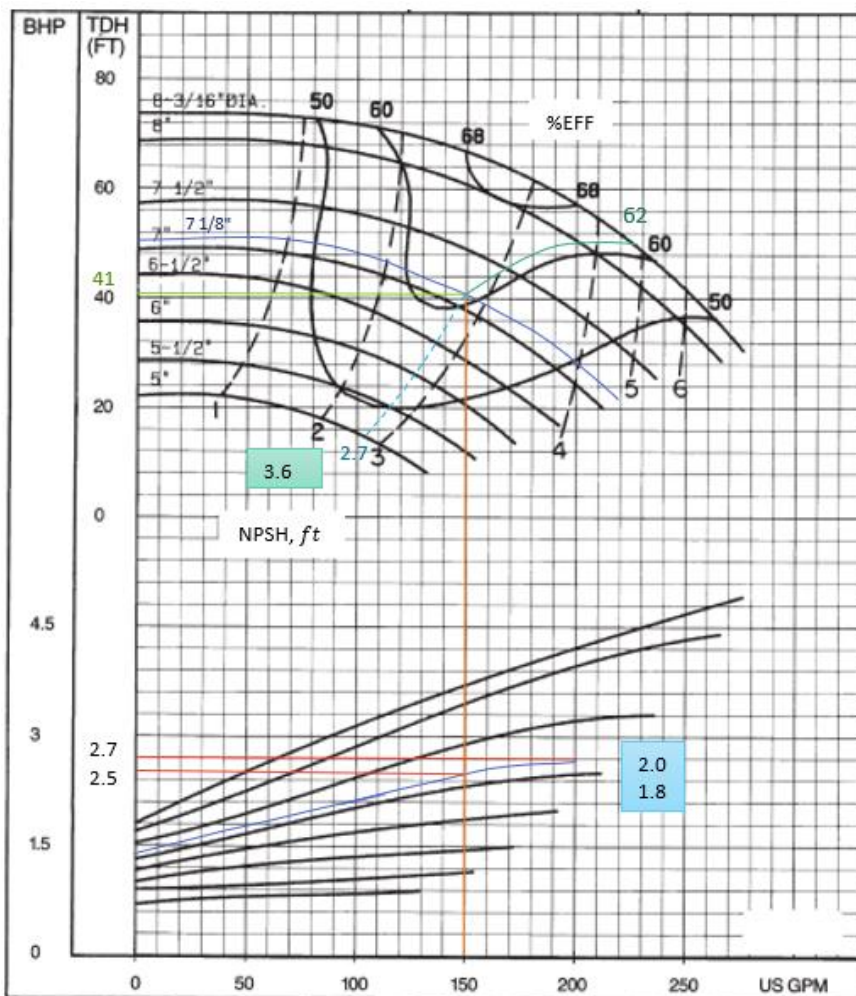
## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 3x2-8

Velocidad, 1750 RPM

Tipo de Impulsor, Semiabierto

Tamaño de esfera máxima, 17/32 in



**Tabla 5.2 Comparación del comportamiento de las dos bombas  
centrifugas propuestas, problema 2**

<b>Propiedad</b>	<b>Opción 1</b>	<b>Opción 2</b>
<i>Paso de esfera, in</i>	7/16	17/32
<i>Tipo de impulsor</i>	Semiabierto	Semiabierto
<i>Dimensiones, in</i>	3x2-6	3X2-8
<i>Velocidad, RPM</i>	3500	1750
<i>Eficiencia, %</i>	72	62
<i>Recorte del impulsor, in</i>	3 7/8	7 1/8
<i>NPSH<sub>R</sub>, ft</i>	9.85	3.6
<i>BHP operación y máxima, hp</i>	1.5/ 1.8	1.8/ 2.0
<i>Columna de líquido total del sistema, ft</i>	40	41

Conclusión; aunque la bomba de la opción 1 es más económica ya que es de menor tamaño e incluso tiene mayor porcentaje de eficiencia en un 10%, el valor de NPSH<sub>R</sub> es más alto, con una diferencia de 6.25ft con respecto a la opción 2, si bien ambas se pueden manejar al tener 18.95ft como NPSH<sub>A</sub> a mayor diferencia entre el NPSH<sub>A</sub> y el NPSH<sub>R</sub>, mejor será el funcionamiento del sistema de bombeo. Además al ser recomendable para el transporte de fluidos inflamables tener velocidades bajas (1750rpm), para mantener una temperatura mínima y no aumentar el NPSH<sub>R</sub> el cual está en función de la presión de vapor de la gasolina y a su vez de la temperatura de la misma la bomba más adecuada para el transporte de la gasolina sería la opción 2, 3X2-8.

### 5.1.3 BOMBEO DE ÁCIDO SULFÚRICO

#### ¿Para qué se usa el ácido sulfúrico?

El ácido sulfúrico es uno de los químicos industriales más importantes. Este desempeña un papel significativo en la producción de casi todos los productos manufacturados. Su uso principal es en la producción de fertilizantes, por ejemplo, superfosfato de cal y sulfato de amonio. Es ampliamente utilizado en la fabricación de productos químicos como son, ácido clorhídrico, ácido nítrico, sales de sulfato, detergentes sintéticos, colorantes, pigmentos, explosivos, medicamentos y materiales como rayón. Se utiliza en la refinación de petróleo para eliminar impurezas de la gasolina y otros productos de refinería; en el procesamiento de metales, por ejemplo, en decapado (limpieza) de hierro y acero antes de recubrirlos con estaño o zinc. Sirve como el electrolito en la batería de almacenamiento de plomo-ácido comúnmente utilizada en vehículos automotores (ácido para este uso, que contiene aproximadamente 33% de  $H_2SO_4$ , a menudo se llama ácido de batería). [13]

#### Problema

En este caso, se requiere bombear ácido sulfúrico desde el recipiente de almacenamiento hasta el recipiente donde se hará su dilución, para realizar el decapado de la pieza que se galvanizará, (consiste en la eliminación de la cascarilla de laminación y óxidos de hierro de la superficie del acero por medio de una solución diluida de ácido sulfúrico caliente [26]), como se aprecia a continuación,

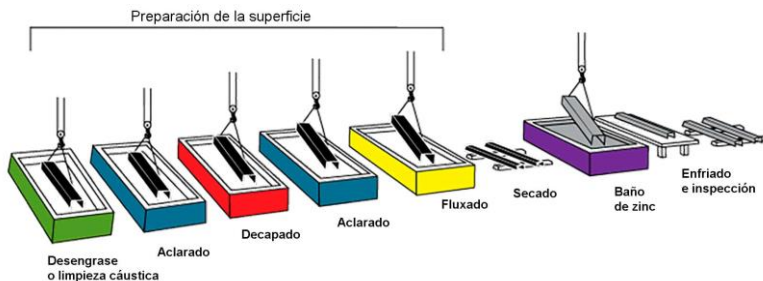
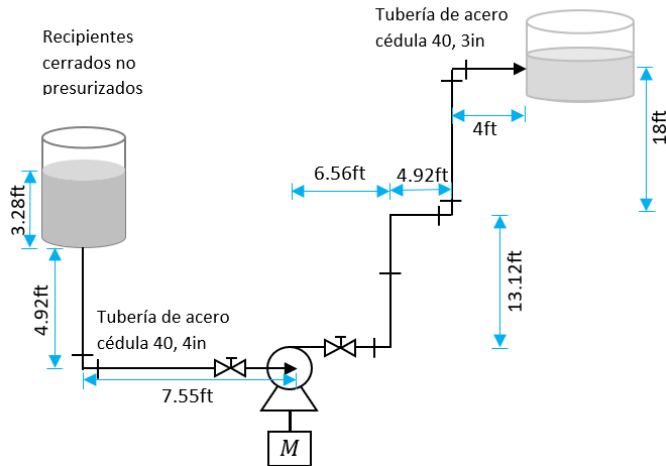


FIGURA 5.2. Proceso de galvanizado del acero



Sabiendo que se tiene almacenado el ácido sulfúrico a 68°F y en un recipiente cerrado con una presión despreciable y se requiere conducir 125gpm. Determinar la bomba centrífuga más adecuada para su transporte (consultar las curvas de especificación de las bombas mostradas posteriormente) así como el material apropiado para las partes húmedas de la bomba,



**Solución**

- 1) Hacer una lista con la longitud de tramo recto y los accesorios que corresponden a cada cédula.

<b>Medida nominal de la tubería (in)</b>	<b>4"</b>	<b>3"</b>
Longitud de Tramo Recto, ft	12.47	46.6
Válvula de compuerta	1	2
Codo de 90° soldado	1	4

- 2) Calcular Reynolds;

$$Re = 50.6 \frac{Q\rho}{d\mu} \qquad \qquad \qquad \mathbf{2.10}$$

La densidad del ácido sulfúrico a 68°F, 1.8305 g/ml (Perry Robert H., Tabla 2.101. Ácido sulfúrico (H2SO4), 2010)

La viscosidad del ácido sulfúrico a 68°F, es de 23cp. (Tabla 2-365. Viscosidades de líquidos: coordenadas para utilizarse con la Figura 2.33)

Sustituyendo;

$$Re_{4"} = 50.6 \frac{(125gpm) \left( \frac{1.8305g}{ml} \middle| \frac{2.205lb}{1000g} \middle| \frac{28316.8ml}{1ft^3} \right)}{(4.026in)(23cp)} = 7.8 \times 10^3$$

$\therefore$  Flujo turbulento

$$Re_{3"} = 50.6 \frac{(125gpm) \left( \frac{1.8305g}{ml} \middle| \frac{2.205lb}{1000g} \middle| \frac{28316.8ml}{1ft^3} \right)}{(3.068in)(23cp)} = 1.02 \times 10^4$$

$\therefore$  Flujo turbulento

- 3) Calcular  $\epsilon/D$ , (rugosidad absoluta para acero comercial es 0.00015, A-42, Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total, Crane);

Para la tubería de 4";

$$\frac{\epsilon}{D} = \text{Rugosidad absoluta} \quad \mathbf{2.11}$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{4.026 in}{1} \middle| \frac{1ft}{12in}} = 0.00045$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42, Crane [10]); con esa rugosidad relativa en acero comercial tenemos un factor de fricción;

$$f_{4"} = 0.0165$$

Para la tubería de 3";

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.00015}{\frac{3.068in}{1} \left| \frac{1ft}{12in} \right.} = 0.00059$$

Consultando el gráfico antes mencionado (A-42); con esa rugosidad relativa en acero comercial tenemos un factor de fricción;

$$f_{3"} = 0.017$$

4) Calcular la energía cinética;

Velocidad de la tubería de acero, cédula 40, 4in, con un diámetro interno de 4.026in y un área transversal de  $0.0884 \text{ ft}^2$  (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías [10]),

$$v = Q/A$$

Sustituyendo,

$$v_{4"} = 0.2785 \text{ ft}^3/\text{s} / 0.0884 \text{ ft}^2 = 3.15 \text{ ft/s}$$

Seleccionando una tubería de 3", cédula 40, con un diámetro interno de 3.068in y un área transversal de  $0.0513 \text{ ft}^2$  (B-24, Crane, Datos técnicos de las tuberías [10]), donde,

$$v_{3"} = 0.2785 \text{ ft}^3/\text{s} / 0.0513 \text{ ft}^2 = 5.4288 \text{ ft/s}$$

Para la tubería de 4";

$$\frac{v_{4"}^2}{2g_c} = \frac{(3.15 \text{ ft/s})^2}{2 \left( 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \right)} = 0.1541 \text{ ft}$$

Para la tubería de 3";

$$\frac{v_{3"}^2}{2g_c} = \frac{(5.4288 \text{ ft/s})^2}{2 \left( 32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \right)} = 0.4576 \text{ ft}$$

5) Las pérdidas de presión por fricción;

Consultando el coeficiente correspondiente para los accesorios, (Tabla A-24, Tabla del Factor “K”, Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios [10]),

$$K_{Válvula\ de\ compuerta} = 8f_T$$

$$K_{Codo\ estándar\ de\ 90^\circ} = 30f_T$$

Encontrando el factor de fricción en la tabla A-24 Tabla de Factor K, Factores de Fricción para tuberías comerciales,

$$f_T|_{4"} = 0.017$$

$$f_T|_{3"} = 0.018$$

**Nota:** Se considerará un factor de fricción de 0.018 para la tubería de 3 1/2" como 0.018, siendo el valor reportado para una tubería de 3in ya que no se especifica el que se seleccionó.

Para la tubería de 4",

$$h_{L4"} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \Big|_{Tramo\ recto} + 8f_T|_{4"} + 30f_T|_{4"} \right] \frac{v_{4"}^2}{2g_c}$$

Sustituyendo,

$$h_{L4"} = \left[ 0.0165 \cdot \frac{12.47ft}{\left( \frac{4.026in}{1} \Big|_{12in} \right)} \Big|_{Tramo\ recto} + 8(0.017) + 30(0.017) \right] (0.1541ft)$$

$$h_{L4''} = (0.6133 + 0.136 + 0.51) \cdot (0.1541ft) = 0.1940ft$$

Para la tubería de 3",

$$h_{L3''} = \left[ f \cdot \frac{L}{D} \right]_{Tramo\ recto} + ((8f_T|_{3''}) \cdot 2) + ((30f_T|_{3''}) \cdot 4) \left] \frac{v_3''^2}{2g_c}$$

Sustituyendo,

$$h_{L3''} = \left[ 0.017 \cdot \frac{46.6ft}{\left( \frac{3.068in}{1} \middle| \frac{1ft}{12in} \right)} \right]_{Tramo\ recto} + ((8(0.018)) \cdot 2) + ((30 \cdot 0.018) \cdot 4) \left] (0.4576ft)$$

$$h_{L3''} = (3.0986 + 0.288 + 2.16) \cdot (0.4576ft) = 2.5381$$

- 6) Cálculo de las alturas de columna a la succión y a la descarga de la bomba

A la succión,

$$h_s = h_{ss} + h_{ps} - h_{fs}$$

Sustituyendo,

$$h_s = 8.2ft + 0 - 0.1940ft = 8.006ft$$

A la descarga,

$$h_d = h_{sd} + h_{pd} + h_{fd}$$

Sustituyendo,

$$h_d = 31.12ft + 0 + 2.5381ft = 33.6581ft$$

7) Calculando la columna de líquido total del sistema,

$$H = h_d - h_s$$

Sustituyendo,

$$H = 33.6581ft - 8.006ft = 25.6521ft$$

8) Columna de líquido neta positiva a la succión:  $NPSH_A$  (Available Net Positive Suction Head) disponible por el sistema,

$$NPSH_A = h_{sv} = h_{psa} + h_{ss} - h_{fs} - h_{vpa} = h_s - h_{vpa}$$

Donde la presión de vapor del ácido sulfúrico a 68°F es de 0.001mmHg y el sg es de 1.841, por lo que,

$$h_{vpa} = 2.31 \cdot \frac{\left( \frac{1.32 \times 10^{-6} atm}{1} \left| \frac{14.6959 lb/in^2}{1 atm} \right. \right)}{1.841} = 2.43 \times 10^{-5} ft$$

Además de considerar la presión atmosférica que se tiene en el recipiente de succión,

$$h_{psa} = 2.31 \cdot \frac{14.6959 lb/in^2}{1.841} = 18.4397ft$$

Sustituyendo,

$$NPSH_A = 18.4397 + 8.2 - 0.1940 - 2.43 \times 10^{-5} ft = 26.4457ft$$

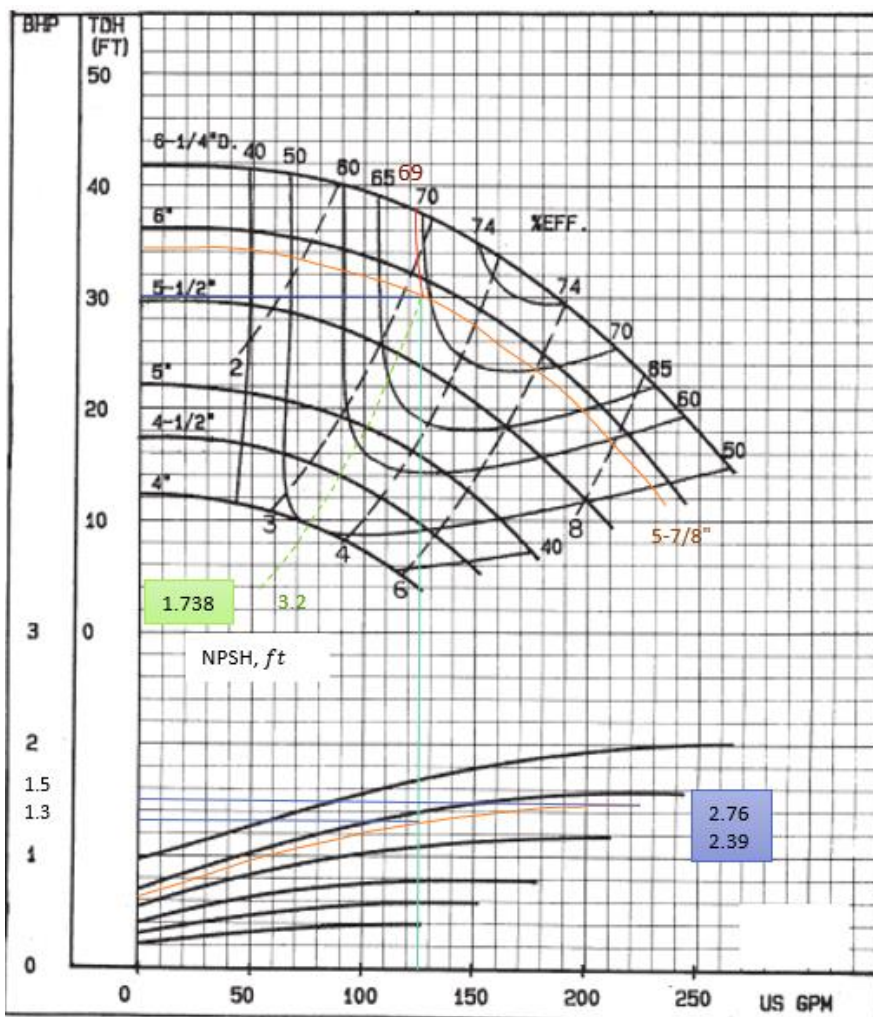
Considerando los resultados obtenidos, se tienen dos opciones de bombas centrífugas para el transporte del ácido sulfúrico.

**OPCIÓN 1** Ubicando el flujo de 125gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de 5 7/8in ya que se tendría así una carga dinámica de 30ft excediendo la H de la bomba con 4.3479ft. Posteriormente se traza una curva paralela al resto de las curvas de eficiencia para encontrar el 69% así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 3.2ft aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la S del  $H_2SO_4$ ,  $3.2/1.841$ , obteniendo 1.738ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 1.3hp y al multiplicar la potencia en hp por la gravedad específica del ácido sulfúrico 1.841 resulta ser de 2.39hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 1.5 y al adaptarlo al ácido se convierte en 2.76hp.

## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 3x2-6  
 Velocidad, 1750 RPM

Tipo de Impulsor, Semiabierto  
 Tamaño de esfera máxima, 7/16 in





**OPCIÓN 2** Ubicando el flujo de 125gpm se extiende una línea hasta cruzar con el corte del impulsor de 6 1/2in ya que se tendría así una carga dinámica de 31ft excediendo la H de la bomba con 5.3479ft. Posteriormente se traza una curva paralela al resto de las curvas de eficiencia para encontrar el 47% así como el  $NPSH_R$  por la bomba de 3.75ft aunque al estar las gráficas calculadas para el agua se divide este valor entre la sg del  $H_2SO_4$ ,  $3.75/1.841$ , obteniendo 2.037ft. Finalmente para ubicar la potencia al freno de la bomba en el punto de operación se dibuja una línea horizontal desde la intersección del flujo con la curva de potencia al corte del impulsor seleccionado, siendo de 2hp y al multiplicar la potencia en hp por la gravedad específica del ácido sulfúrico 1.841 resulta ser de 3.68hp y la máxima se define trazando una línea horizontal desde la punta de la curva de potencia hasta el eje vertical, con un valor de 2.2 y al adaptarlo al ácido se convierte en 4.05hp.

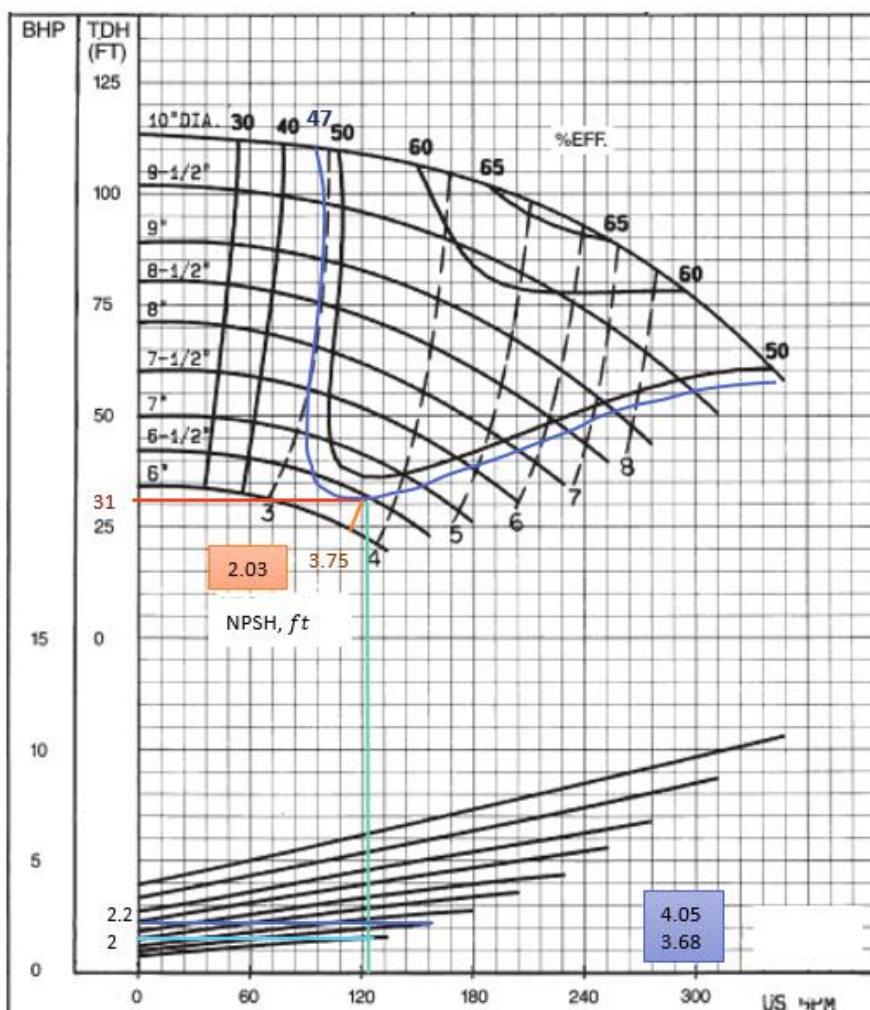
## CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Bomba 3x2-10A

Velocidad, 1750 RPM

Tipo de Impulsor, Semiabierto

Tamaño de esfera máxima, 17/32 in



**Tabla 5.3 Comparación de propiedades entre las dos bombas centrífugas propuestas, problema 3**

<b>Propiedad</b>	<b>Opción 1</b>	<b>Opción 2</b>
<i>Paso de esfera, in</i>	7/16	17/32
<i>Tipo de impulsor</i>	Semiabierto	Semiabierto
<i>Dimensiones, in</i>	3x2-6	3X2-10
<i>Velocidad, RPM</i>	1750	1750
<i>Eficiencia, %</i>	69	47
<i>Recorte del impulsor, in</i>	5 7/8	6 1/2
<i>NPSH<sub>R</sub>, ft</i>	1.738	2.037
<i>BHP operación y máxima, hp</i>	2.39/ 2.76	3.68/ 4.05
<i>Columna de líquido total del sistema, ft</i>	30	31

Conclusión; si bien la columna de líquido total del sistema es mayor en la bomba 3x2-10, opción 2, la zona en la que se encuentra no pertenece a la región operativa preferida y por lo tanto su eficiencia es menor siendo la bomba 3x2-6 la más adecuada para la operación.

En cuanto al material de las partes húmedas de la bomba, al ser las que entran en contacto directo con el fluido, como son la carcasa, el impulsor, la cubierta y la brida se debe buscar el material conveniente al manejar un fluido corrosivo como lo es el ácido sulfúrico, además de recibir un tratamiento térmico posterior y tener el sello mecánico con metalurgia compatible.

Como se puede ver el diagrama de isocorrosión para el ácido sulfúrico el la Figura 5.5, los materiales recomendados para el mismo al estar concentrado al 100% y con una temperatura de 68°F o 20°C, es el CF-8M (aleación 136, S92900), CW-6M (Chlorimet 3), N-7M (Chlorimet 2), y el CN-7M (Durimet 20), donde este último al tener el mayor rango de temperatura (0-400°F) y trabajar con soluciones concentradas de ácido sulfúrico será el más apropiado.

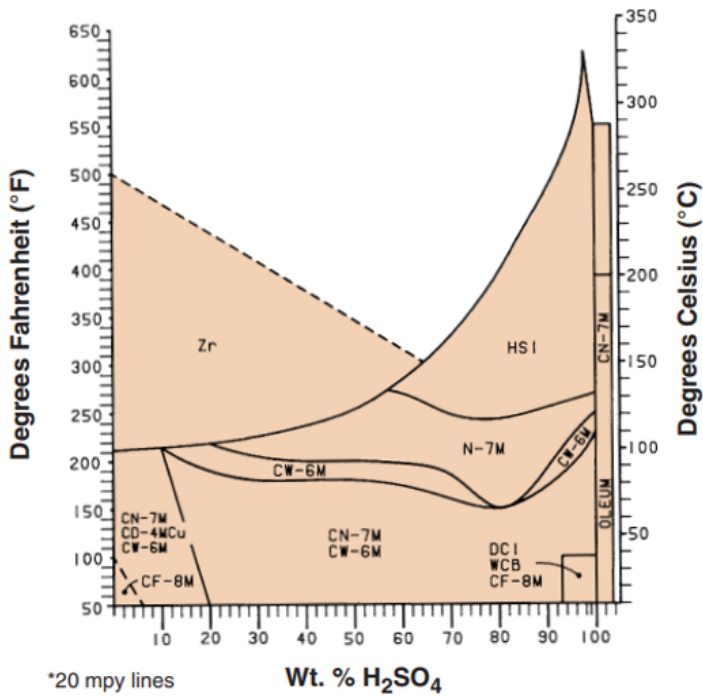


FIGURA 5.5. Diagrama de isocorrosión del ácido sulfúrico. [16]

**TABLA 5.4.** Composición de los materiales que pueden estar en contacto con H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> al 100% y diferentes temperaturas. [17]

<b>Nominación Durco</b>	<b>Composición</b>								
	<b>Cr</b>	<b>Ni</b>	<b>Mo</b>	<b>Cu</b>	<b>Si</b>	<b>Mn</b>	<b>C</b>	<b>Fe</b>	<b>Co</b>
<i>Durco</i>	18-21	9-12	2-3	-	2	1.5	0.08	Bal	-
<i>CF-8M</i>					max	max	max		
<i>Chlori met 3</i>	17-20	Bal	17- 20	-	1 max	1 max	0.07 max	3 max	-
<i>Chlori met 2</i>	1 max	Bal	30- 33	-	1 max	1 max	0.07 max	3 max	-
<i>Durimet 20</i>	19-22	27.5- 30.5	2-3	3-4	1.5 max	1.5 max	0.07 max	Bal	

**TABLA 5.5.** Especificaciones y propiedades de los materiales que pueden estar en contacto con H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> al 100% y diferentes temperaturas. [17]

	Nominación Durco	Simbolo de Durco	Nominación ACI	Nominación forjada* equivalente	Especificaciones ASTM	DIN (WN)	Propiedades mecánicas			Dureza BBrinell
							Fuerza de tensión, min, psi	Límite elástico, min, psi	Elongación, min, % en 2"	
Durco CF-	D4	CF-8M	316	A744, Gr. CF-8M	17445 (1.4408)	70,000	30,000	30	154	
Chlorimet 3	DC3	CW-6M	Hastelloy C-276	A494, Gr. CW-6M	(2.4883)	72,000	40,000	25	200	
Chlorimet	DC2	N-7M	Hastelloy B-2	A494, Gr. N-7M	(2.4882)	76,000	40,000	20	200	
Durimet	D20	CN-7M	Alloy 20	A744, Gr. CN-7M	(1.4500)	62,000	25,000	35	133	

## 5.2 CONCLUSIONES

Si se tiene que bombear con cierta frecuencia dos flujos diferentes y no se quiere tener dos bombas con su respectivo sistema hidráulico, se puede optar por un variador de frecuencia en el motor y se ahorrara considerablemente energía y dinero.

Al bombear un fluido corrosivo como es el ácido sulfúrico y elegir el material de las partes húmedas de la bomba se puede consultar el diagrama de iso-corrosión del fabricante y teniendo la temperatura de operación determinar el material adecuado.

Buscar que el punto de operación de la bomba este a la derecha y lo más alejado del flujo mínimo continuo, ya que al estar cerca del mismo la bomba tiende a tener vibraciones y ruidos.

# Conclusiones generales

Inicialmente se planteó como objetivo principal la elaboración de un manual de selección de bombas centrífugas tipo ANSI para su posterior uso como material didáctico auxiliar a la asignatura de “Flujo de Fluidos” de la carrera de Ingeniería Química, lo cual se alcanzó dividiéndolo en 5 capítulos esenciales y puntos clave para seleccionar la bomba centrífuga más adecuada en función de la necesidad del cliente.

El funcionamiento de las bombas centrífugas se basa en el principio de Bernoulli y la ley de la Conservación de la Energía, con un cambio de energía cinética a energía de presión en el momento que el fluido pasa del límite del impulsor a la tubería de descarga.

Habitualmente este tipo de bombas son adecuadas para procesos químicos, aunque al tratar con derivados del petróleo se prefiere seguir el estándar API, de baja viscosidad (similar a la del agua o menor de 500 SSU) ya que de otra forma puede causar un sobreesfuerzo al motor de la bomba y velocidad específica mayor a 500 SSU. En cuanto al tipo de fluido puede contener sólidos suspendidos, sin embargo, se debe de considerar el diámetro de los mismos para elegir el tipo de impulsor, así mismo pueden ser corrosivos e incluso inflamables controlando la temperatura en la que se bombean con velocidades bajas y se deben tener materiales específicos para los empaques y las partes húmedas de la bomba.

Su selección es con base en las curvas de desarrollo de la bomba, buscando un corte del impulsor alejado del FMC y con una columna igual a la requerida o mayor, una alta eficiencia y el  $NPSH_A > NPSH_R$  (el cual se observa en la intersección del punto de operación con la curva del  $NPSH_R$ ), sin olvidar corregir los valores de la potencia al freno del motor, si el fluido a bombear es diferente del agua.

Una vez seleccionada, si se tiene un fluido corrosivo o inflamable se deben tomar las precauciones necesarias con el tipo de motor, así como consultar el diagrama de iso-corrosión para la elección de los materiales de construcción.



Finalmente, para la correcta integración de la bomba, el acoplamiento, posición y diseño de la estructura hidráulica a la succión y a la descarga considerando las leyes de inmersión son puntos clave para evitar problemas consecutivos con su desempeño, con un mantenimiento preventivo de acuerdo con las recomendaciones del fabricante e integrador.

## Referencias

- [1] ABB. (2014). NEMA Explosion Proof AC and DC, Motors. USA: ABB, power and productivity for a better world . Recuperado de [https://library.e.abb.com/public/0f5e1705d1b01e2085257aef00730e1f/IBR454\\_XP\\_A4\\_0314\\_WEB.pdf](https://library.e.abb.com/public/0f5e1705d1b01e2085257aef00730e1f/IBR454_XP_A4_0314_WEB.pdf)
- [2] ANSI. (2000). *American National Standard for Centrifugal Pumps for Nomenclature and Definitions*. USA: Hydraulic Institute.
- [3] Askew., J. R. (2007). How centrifugal pumps pump and planes fly. *World Pumps*. , 5.
- [4] BALDOR. (n.d.). Baldor Explosion Proof AC and DC Motors . USA : BALDOR, a member of the ABB group . Recuperado de <https://www.brehob.com/wp-content/uploads/2013/06/BR454-expl.-proof-catalog.pdf>
- [5] Británica, E. d. (n.d.). *ENCYCLOPAEDIA BRITANNICA*. Recuperado 18/Enero/2020, de <https://www.britannica.com/technology/diesel-fuel>
- [6] Brooksbank, D. (2011, Diciembre). Coupling Types for Different Applications. *Pumps & Systems*, 2. Recuperado 8 de Octubre, 2019, de <https://www.pumpsandsystems.com/coupling-types-different-applications>
- [7] Casimir, V. C. (2019). Select the Right Couplings for Wastewater Treatment. *Pumps & Systems*, 2. Recuperado 8 de Octubre, 2019, de <https://www.pumpsandsystems.com/coupling-types-different-applications>
- [8] CINDEX. (2018, Junio 05). *CINDEX*. Recuperado 26 12, 2019, de <http://www.cindex.com.mx/bombas/sabes-que-son-las-bombas-centrifugas-y-sus-tipos-de-impulsores/>

- [9] Connor, N. (2019, 09 30). *Thermal Engineering*. Recuperado 26 12, 2019, de <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-impulsor-tipos-de-impulsores-definicion/>
- [10] CRANE, C. R. (1992). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw Hill.
- [11] CUSTODIO, L. B. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pumps* . UK, Oxford : ELSEVIER .
- [12] Edward Cowern, P. (2018). Baldor Motor Basics-Part 10, How to Select Motors for Hazardous Locations. *Power Transmission Engineering*, 4. Recuperado de <https://www.powertransmission.com/issues/0218/hazardous-motors.pdf>
- [13] Encyclopedia, T. C. (2012). *Infoplease*. Recuperado 01 de Enero, 2020, de <https://www.infoplease.com/encyclopedia/science/chemistry/elements/sulfuric-acid/uses-of-sulfuric-acid>
- [14] Evans, J. (2012, 01 20). *Pumps & Systems*. Recuperado 01 02, 2020, de <https://www.pumpsandsystems.com/pump-efficiency-what-efficiency>
- [15] Fernández, M. V. (2004). *BOMBAS, TEORÍA, DISEÑO Y APLICACIONES* (Tercera Edición ed.). México : LIMUSA, NORIEGA EDITORES .  
Recuperado de <https://books.google.com.mx/books?id=k5aduoRGsakC&pg=PA43&dq=sello+mecanico&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwiitan03szlAhUC5awKHZovD6oQ6AEIKTAA#v=onepage&q=sello%20mecanico&f=false>
- [16] Flowserve. (2002, July). Chlorimet 2 and 3, DC2 and DC3. Dayton, Ohio, USA. Recuperado 13 de Enero, 2020, de

file:///C:/Users/MCHAVE45/Downloads/Chlorimet%20%20(N-7M)%20and%20Chlorimet%203%20(CW-6M).pdf

- [17] Flowserve. (2005, February). Selecting Corrosion Resisting Alloys. Dayton, Ohio, USA. Retrieved January 13, 2020, from file:///C:/Users/MCHAVE45/Downloads/dvatb0005.pdf
- [18] Heinz P. Bloch, A. R. (2006). *PUMP USER'S HANDBOOK, LIFE EXTENSION* (Second edition ed.). USA: The Fairmont Press Inc., CRC Press Taylor & Francis group.
- [19] Jim, S. (2018). Reading a centrifugal pump curve. *Pumps & Systems, Back to Basics*, ND. Recuperado de <https://www.pumpsandsystems.com/reading-centrifugal-pump-curve>
- [20] MOTOREX. (2018, Mayo 22). *MOTOREX* . Recuperado de <http://motorex.com.pe/blog/que-son-polos-motor-electrico/>
- [21] NELIK, L. (1999). *CENTRIFUGAL AND ROTARY PUMPS Fundamentals With Applications* . USA: CRC PRESS.
- [22] Nelik, L. (1999). *Centrifugal and Rotary Pumps, Fundamentals with Applications*. USA: CRC Press.
- [23] NEMA. (2019). *The Association of Electrical Equipment and Medical Imaging Manufacturers, NEMA* . Recuperado de NEMA : <https://www.nema.org/Standards/About-Standards/pages/default.aspx>
- [24] Perry Robert H., G. D. (2010). Tabla 2.101. Ácido sulfúrico (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>). In D. W. Robert H. Perry, *Manual del Ingeniero Químico* (pp. 2-115). España: Mc Graw Hill.
- [25] Perry Robert H., G. D. (2010). Tabla 2-365. Viscosidades de líquidos: coordenadas para utilizarse con la Figura 2.33. In G. D. Perry Robert

H., *Manual del Ingeniero Químico* (pp. 2-329 a 2-330). España : Mc Graw Hill .

- [26] Planes. (2008, Marzo 30). *PLANES*. Recuperado 01 de Enero, 2020, de <https://ferrosplanes.com/proceso-galvanizado-ventajas/>
- [27] SIEMENS. (2013). *SIMOTICS, Catálogo de motores 2013*. SIEMENS. Recuperado de [https://siemensmexico.com.mx/descargables/Motores\\_2013.PDF](https://siemensmexico.com.mx/descargables/Motores_2013.PDF)
- [28] SIEMENS. (2018). Siemens, Ingenuity for life. *A Guide to Selecting Motors for Hazardous Locations, Grain Handling and Processing Facilities*. USA: Siemens Industry Inc. Recuperado de <https://pdfs.semanticscholar.org/fe49/01feec9177b6871a0caef8aceb78ef52009a.pdf>
- [29] SQM. (2018). *SQM, Solutions for human progress* . Recuperado de <https://www.sqm.com/acerca-de-sqm/recursos-naturales/proceso-de-produccion/>
- [30] T., H. (2018 ). What you need to know about NPSH. *Pumps & Systems, Back to Basics*, 2. Recuperado el 07 de Septiembre, 2019, de <https://www.pumpsandsystems.com/pumps/february-2018-what-you-need-know-about-npsh?page=2>

# Terminología

<b>Acoplamiento de ejes</b>	Coupling shaft
<b>Accionamiento magnético</b>	Magnetic drive
<b>Acoplamiento individual en una etapa</b>	Separately coupled single stage
<b>Acoplamiento individual en una o dos etapas</b>	Separately coupled single or two stage
<b>Acoplamiento individual por etapas múltiples</b>	Separately coupled multistage
<b>Acoplamiento unido simple o dos etapas</b>	Close coupled single or two stage
<b>Adaptador/Conector</b>	Adapter
<b>Ajuste corto o acoplamiento cerrado</b>	Short setting or close-coupled
<b>Análisis de Modo y Efecto de Falla, AMEF</b>	Failure Modes and Effects Analysis, FMEA
<b>Anillo de aceite</b>	Ring, oil
<b>Anillo del buje del impulsor</b>	Ring, impeller, hub
<b>Anillo de desgaste</b>	Ring, cover
<b>Anillo de la cubierta de caja de estoperos</b>	Ring, stuffing-box cover
<b>Anillo de la cubierta de succión</b>	Ring, suction cover
<b>Anillo de linterna</b>	Ring, lantern
<b>Anillo de revestimiento</b>	Ring, casing

<b>Anillo del impulsor</b>	Ring, impeller
<b>Anillo, espaciador, divisor</b>	Ring, thrust, split
<b>Arandela/rondana</b>	Lockwasher
<b>Bearing</b>	Balero/Cojinete
<b>Bombas centrífugas</b>	Centrifugal Pumps
<b>Bombas centrífugas y rotativas</b>	Centrifugal and Rotary Pumps
<b>Bomba de barril</b>	Barrel or can pump
<b>Brida</b>	Gland
<b>Buje</b>	Bushing
<b>Buje/ Cojinete, reductor de presión</b>	Bushing, pressure reducing
<b>Buje, empaquetadura/ caja de prensaestopas</b>	Bushing, stuffing-box
<b>Caja de rodamientos</b>	Bearing housing
<b>Calefacción, ventilación y aire acondicionado</b>	Heating, Ventilation and Air Conditioning, HVAC
<b>Calza</b>	Shim, frame liner
<b>Camisa del cojinete</b>	Bushing, bearing
<b>Carcaza</b>	Casing
<b>Carcaza de media brida</b>	Casing, gland half
<b>Carcaza de media succión</b>	Casing, suction half
<b>Carcaza de rodamientos</b>	Housing, bearing
<b>Carcaza del rodamiento exterior</b>	Housing, bearing outboard
<b>Carcaza del rodamiento interior</b>	Housing, bearing inboard
<b>Carcaza del estator</b>	Housing, stator
<b>Carcaza dividida axialmente</b>	Axial split case
<b>Carcaza dividida radialmente (vert.)</b>	Radial (vertical) Split case

<b>Chaveta, conectada al cople</b>	Key, coupling
<b>Chaveta del impulsor</b>	Key, impeller
<b>Carcasa, mitad inferior</b>	Casing, lower half
<b>Carcasa, mitad superior</b>	Casing, upper half
<b>Cierre de columna</b>	Shutoff head
<b>Cinética</b>	Kinetic
<b>Cobertura de bombas rotativas</b>	Rotary Pumps Coverage
<b>Codo de descarga</b>	Elbow, discharge
<b>Cojinete de rodamientos externos</b>	Cap, bearing, outboard
<b>Columna de fluido</b>	Head
<b>Collar del eje</b>	Collar, shaft
<b>Con motor encamisado</b>	Canned motor
<b>Contratuerca, acoplamiento</b>	Locknut, coupling
<b>Contratuerca, rodamiento</b>	Locknut, bearing
<b>Convertidores de frecuencia variable</b>	Variable Frequency Driver, VFD
<b>Cubierta</b>	Cover
<b>Cubierta de buje/ cojinete</b>	Bushing, cover
<b>Cubierta de la caja de estoperos</b>	Cover, stuffing-box
<b>Cubierta de la cámara de sello</b>	Cover, seal chamber
<b>Cubierta del rodamiento</b>	Cover, bearing end
<b>Cubierta del rodamiento externo</b>	Cover/Housing, bearing, outboard
<b>Cubierta del rodamiento interno</b>	Cover, bearing, inboard
<b>Cubierta de succión</b>	Cover, suction
<b>Curva de diámetro mínimo</b>	Minimum diameter curve
<b>Curva de eficiencia</b>	Efficiency curve



<b>Curva de NPSHr</b>	NPSHr curve
<b>Curva de potencia</b>	Power curve
<b>Desviación</b>	Runout
<b>Diámetro máximo de la columna de cierre</b>	Shutoff head maximum diameter
<b>Diámetro mínimo de la columna de cierre</b>	Shutoff head minimum diameter
<b>Difusor</b>	Diffuser
<b>Disco o tambor, balanceo</b>	Disc or drum, balancing
<b>Eje/Flecha superior</b>	Shaft, head
<b>Empaque</b>	Gasket
<b>Empaquetaduras</b>	Packing
<b>Empaque de la manga de la flecha</b>	Gasket, shaft sleeve
<b>Empaque del tornillo del impulsor</b>	Gasket, impeller Screw
<b>En línea</b>	In-line
<b>Ensamble del estator</b>	Assembly, stator, core
<b>Ensamble del rotor</b>	Assembly, rotor core
<b>Escala de columna</b>	Head scale
<b>Escala de eficiencia</b>	Efficiency scale
<b>Escala de flujo</b>	Flow scale
<b>Escala de NPSHr</b>	NPSHr scale
<b>Escala de potencia</b>	Power scale
<b>Espaciador de acoplamiento</b>	Spacer, coupling
<b>Filtro</b>	Strainer
<b>Fin de succión (incluyendo sumergibles)</b>	End suction, including submersibles

<b>Flecha</b>	Shaft
<b>Flujo</b>	Flow
<b>Gasket</b>	Junta, empaque
<b>Impulsor</b>	Impeller
<b>Impulsor de flujo axial (hélice), horizontal o vertical</b>	Axial flow impeller (propeller), horiz. or vertical
<b>Impulsor de flujo axial (hélice) o tipo de flujo mixto (horizontal o vertical)</b>	Axial flow impeller, (propeller) or mixed flow type, (horizontal or vertical)
<b>Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- en línea- acoplamiento elástico.</b>	Overhung impeller- Separately coupled single stage- in-line- flexible coupling.
<b>Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- sobre soporte- ANSI B73.1</b>	Overhung impeller- separately coupled single stage- frame mounted- ANSI B73.1.
<b>Impulsor en voladizo- acoplamiento individual de una etapa- sobre soporte- autocebante.</b>	Overhung impeller- Separately coupled single stage- frame mounted- self-priming.
<b>Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa- soporte de la línea central- API 610.</b>	Overhung impeller- Separately coupled single stage- Centerline support- API 610.
<b>Impulsor en voladizo- acoplamiento individual en una etapa-voluta de sumidero húmedo.</b>	Overhung impeller-separately coupled single stage-wet pit volute.
<b>Impulsor en voladizo</b>	Overhung impeller
<b>Impulsor entre rodamientos</b>	Impeller between bearings

<b>Impulsor entre rodamientos- acoplamiento individual- una etapa- carcasa dividida axialmente (horizontal).</b>	Impeller between bearings- separately coupled-single stage- axial (horizontal) split case.
<b>Impulsor entre rodamientos- acoplamiento individual- división radial (vertical) en multietapa- doble carcasa.</b>	Impeller between bearings- separately coupled- multistage radial (vertical) split- double casing.
<b>Indicador de flujo estable mínimo continuo</b>	Minimum continuous stable flow indicator
<b>Instituto de Hidráulica</b>	Hydraulic Institute
<b>Junta, cubierta externa, carcasa del rodamiento</b>	Gasket, outboard cover, bearing housing
<b>Junta de la carcasa</b>	Gasket, casing
<b>Línea de desviación</b>	Runout line
<b>Línea de flujo estable mínimo continuo</b>	Minimum continuous stable flow line, MCSF
<b>Manga de la flecha</b>	Sleeve, shaft
<b>Mitad de cople en el lado de la bomba</b>	Coupling half, pump
<b>Mitad de cople en el lado del motor</b>	Coupling half, driver
<b>Montura/Soporte</b>	Frame
<b>Organización Internacional de Estandarización</b>	International Standardized organization, ISO
<b>Pedestal</b>	Pedestal, driver
<b>Placa base</b>	Base plate

<b>Porta balero interior</b>	Housing, bearing inboard
<b>Presión de la columna</b>	Head pressure
<b>Punto de desvió</b>	Runout point
<b>Punto de flujo cero</b>	Point of zero flow
<b>Punto de mejor eficiencia</b>	Best Efficiency Point, BEP
<b>Punto de servicio especificado</b>	Specified duty point
<b>Punto óptimo</b>	Sweet spot
<b>Región operativa preferida</b>	Preferred Operating Region, POR
<b>Región permitida de funcionamiento</b>	Allowable Operating Region, AOR
<b>Revestimiento de la carcasa de media brida</b>	Liner, casing, gland half
<b>Revestimiento de la carcasa de media succión</b>	Liner, casing, suction half
<b>Revestimiento de la cubierta</b>	Liner, cover
<b>Revestimiento de la cubierta de succión</b>	Liner, suction cover
<b>Rodamiento interior</b>	Bearing, inboard
<b>Rodamiento exterior</b>	Bearing, outboard
<b>Rodamiento externo, cubierta</b>	Bearing, outboard, sleeve
<b>Rodamiento interno, cubierta</b>	Bearing, inboard, sleeve
<b>Roldana deflectora</b>	Deflector
<b>Roldana deflectora exterior</b>	Deflector outboard
<b>Roldana deflectora interior</b>	Deflector, inboard
<b>Sello de la caja de rodamientos</b>	Seal, bearing housing
<b>Sello de rodamientos externos</b>	Seal, bearing Cover, outboard

<b>Sello de rodamientos internos</b>	Seal, bearing Cover, inboard
<b>Sello mecánico</b>	Seal, mechanical
<b>Sello mecánico, elemento estacionario</b>	Seal, mechanical, stationary element
<b>Sello, elemento mecánico rotativo</b>	Seal, mechanical rotating element
<b>Separador de rodamientos</b>	Spacing, bearing
<b>Sin sello</b>	Sealless
<b>Soporte de línea central</b>	Centerline support
<b>Soporte de rodamientos</b>	Retainer, bearing
<b>Sobre placa o soporte</b>	Frame mounted
<b>Stilt-mounted baseplate</b>	Placa base montada sobre soportes
<b>Stuffing box</b>	Caja de prensaestopas
<b>Tapa del rodamiento externo</b>	Cap, bearing, outboard
<b>Tapa del rodamiento interno</b>	Cap, bearing, inboard
<b>Tapón respirador</b>	Cover, oil bearing cap
<b>Temperatura mínima de ignición</b>	MIT, Minimum Ignition Temperature
<b>Tiempo promedio/medio entre fallas</b>	MTBF, Median Time Between Faults
<b>Tipo turbina</b>	Turbine type
<b>Tipo vertical simple y multietapa</b>	Vertical type Single & Multistage
<b>Tornillo de la camisa del eje</b>	Nut, shaft sleeve
<b>Tornillo del impulsor</b>	Screw, impeller
<b>Transmisión por correa</b>	Belt-driven
<b>Tuerca, ajuste de la flecha</b>	Nut, shaft adjusting

<b>Tuerca del impulsor</b>	Nut, impeller
<b>Tubo de columna</b>	Pipe, column
<b>Turbina de pozo profundo (incluyendo sumergibles)</b>	Deep well turbine, including submersibles
<b>Variador</b>	Vari-driven
<b>Voluta de sumidero húmedo</b>	Wet pit volute