

**ANALISIS DE LOS PARAMETROS BASICOS DE DISEÑO DE IMPULSORES**

**WLADIMIR GOMEZ OSORIO**

**EDUARDO JOSE PERNETT ZARATE**

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
FALCULTAD DE INGENIERIA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA  
2004**

**ANALISIS DE LOS PARAMETROS BASICOS DE DISEÑO DE IMPULSORES**

**WLADIMIR GOMEZ OSORIO**

**EDUARDO JOSE PERNETT ZARATE**

**Monografía recopilatoria acerca de los parámetros de diseño de impulsores utilizados en bombas centrífugas, presentado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.**

**Asesor**

**FELIX JULIO RADA**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR**

**FALCULTAD DE INGENIERIA**

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA**

**CARTAGENA**

**2004**

Cartagena de Indias, 29 de Octubre de 2004.

Señores:

**COMITÉ DE EVALUACION.**

Programa de Ingeniería Mecánica.

Universidad Tecnológica de Bolívar.

Ciudad.

Estimados Señores:

De la manera mas cordial, nos permitimos presentar a ustedes para su estudio, consideración y aprobación el trabajo de grado titulado “**ANALISIS DE LOS PARAMETROS BASICOS DE DISEÑO DE IMPULSORES**”, trabajo de grado presentado para obtener el titulo de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

---

WLADIMIR GOMEZ O.

---

EDUARDO J. PERNETT Z

Cartagena de Indias, 27 de octubre de 2004.

Señores:

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR**

Programa de Ingeniería Mecánica.

Respetados Señores:

Por medio de la presente, me permito presentar a ustedes para su estudio, consideración y aprobación el trabajo de grado titulado “**ANÁLISIS DE LOS PARAMETROS BÁSICOS DE DISEÑO DE IMPULSORES**”, realizado por los estudiantes, Wladimir Gomez O y Eduardo José Pernet Zarate, como requisito para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Agradeciendo la atención prestada.

Atentamente,

---

FELIX JULIO RADA

Asesor del Proyecto

## **AUTORIZACION**

Cartagena de Indias, 27 de Octubre de 2004

Yo Wladimir Gomez O, identificado con cedula de ciudadanía 73'187.327 de Cartagena, autorizo a la Universidad Tecnológica de Bolívar, para hacer uso de mi trabajo de grado y publicarlo en el catalogo online de la biblioteca.

---

WLADIMIR GOMEZ OSORIO

## **AUTORIZACION**

Cartagena de Indias, 27 de Octubre de 2004

Yo Eduardo José Pernet Zarate, identificado con cedula de ciudadanía 73'193.900 de Cartagena, autorizo a la Universidad Tecnológica de Bolívar, para hacer uso de mi trabajo de grado y publicarlo en el catalogo online de la biblioteca.

---

EDUARDO JOSE PERNETT ZARATE

## TABLA DE CONTENIDO

Introducción

1. Definición de términos

1.1 Bomba

1.2 NPSH

1.3 Álabes

1.4 Ojo de succión

1.5 Impulsor

1.6 Cubo del impulsor

1.7 Flecha

1.8 Carga piezométrica

1.9 Capitación

1.10 Difusor

1.11 Voluta

2. Bombas

2.1 Generalidades

2.2 Tipos de bombas

2.2.1 Bombas reciprocantes

2.2.1.1 Tipos de bombas reciprocantes

2.2.1.2 Características de las bombas reciprocantes

2.2.1.3 Aplicaciones y usos de las bombas reciprocantes

2.2.2 Bombas rotatorias

2.2.2.1 Tipos de bombas rotatorias

2.2.2.2 Características de las bombas rotatorias

2.2.2.3 Aplicaciones y usos de las bombas rotatorias

2.2.3 Bombas centrífugas

2.2.3.1 Tipos de bombas centrífugas

- 2.2.3.2 Características de las bombas centrífugas
- 2.2.3.3 Aplicaciones y usos de las bombas centrífugas

### 3. Generalidades de los impulsores

#### 3.1 Definición

#### 3.2 Características

#### 3.3 Tipos de impulsores

##### 3.3.1 Impulsor inatascable

##### 3.3.2 Impulsor de pozo profundo

##### 3.3.3 Impulsor axial tipo hélice

##### 3.3.4 Impulsor de engranaje

##### 3.3.5 Impulsor tipo tubular

##### 3.3.6 Impulsor de tipo Turbina regenerativa

##### 3.3.7 Impulsor de paletas deslizantes

##### 3.3.8 Impulsor de tornillos

##### 3.3.9 Impulsor de tipo Turbina Kaplan

##### 3.3.10 Impulsor tipo Francis

#### 3.4 Análisis de los parámetros de diseño de impulsores

##### 3.4.1 Formación de la presión en el impulsor

#### Resumen

### 4. Conclusiones

### 5. Bibliografía

#### Lista de Figuras

#### Lista de Graficas

#### Lista de Tablas

#### Lista de Símbolos



## **INTRODUCCION.**

Al comenzar esta monografía recopilatoria se hará una definición de términos para que el lector pueda tener una concepción clara acerca de lo que se esta hablando, se tratara de definir de una forma clara y concisa. En esta definición se incluirán los términos más relevantes dentro del trabajo de investigación como lo puede ser bomba, impulsor, NPSH, álabe, entre otros.

En la segunda parte se expondrá una clasificación general sobre las bombas en donde se plasmaran sus principales generalidades, características, aplicaciones y usos. Seguidamente se profundizara un poco sobre las bombas centrífugas que son las de nuestro interés ya que son las que trabajan con el tipo de impulsor que se quiere analizar en esta monografía y son tan bien las de uso más común dentro de la industria.

Por ultimo en el tercer capitulo se desarrollara todo lo concerniente a impulsores como características, conceptos significativos de diseño, tipos de impulsores, selección de impulsores entre otros. Aquí también se plasmaran los análisis hechos a los parámetros básicos de diseño.

## 1. DEFINICION DE TERMINOS

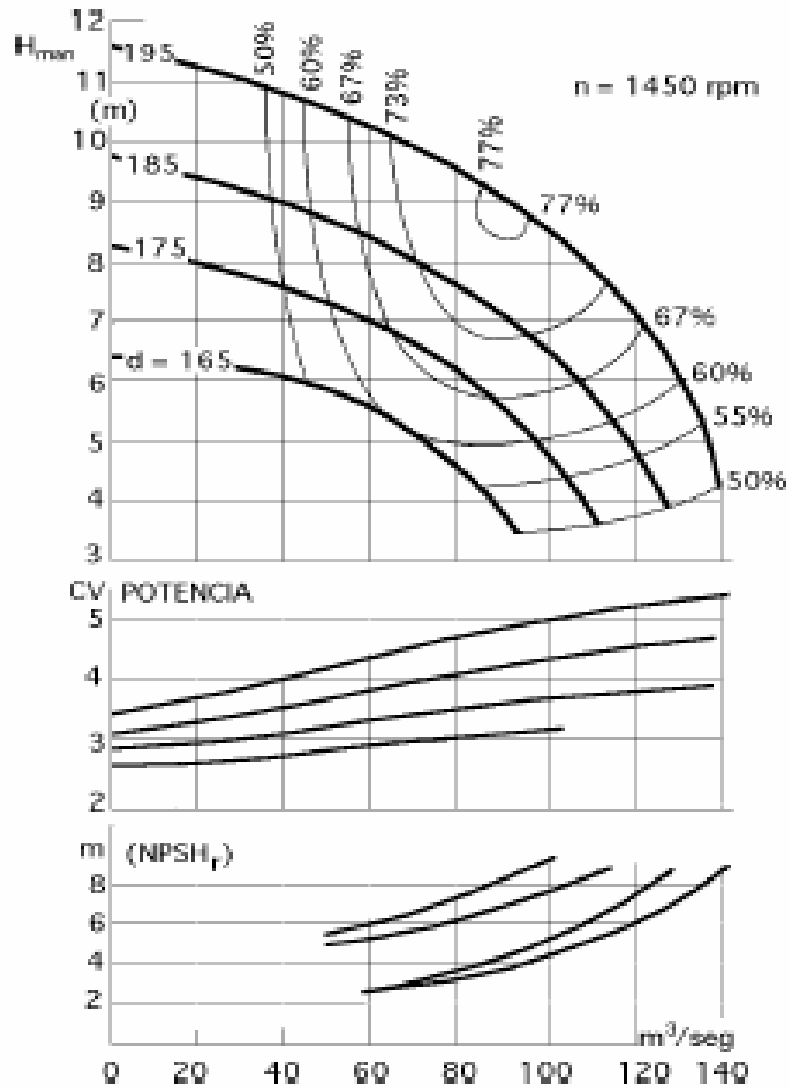
### 1.1 BOMBA

Equipo utilizado para impulsar un fluido desde un estado de baja presión estática a otro de mayor presión estática mediante la transformación de energía mecánica externa (motor) en energía hidráulica.

### 1.2 NPSH

El NPSH (Net Positive Suction Head) o Cabeza Neta Positiva de Succión, esta definida como la cabeza total absoluta en pies, determinada en la brida de succión, menos la presión de vapor del líquido en pies. En otras palabras es un análisis de las condiciones de la energía en el lado de succión de la bomba, para determinar si el líquido se vaporizara en el punto de más baja presión. En realidad existen dos valores de NPSH. El primero es el NPSH requerido, denotado por  $NPSH_R$ , este es una característica de cada bomba y es determinado experimentalmente por el fabricante. Representa la cabeza requerida por el líquido para fluir sin vaporizarse desde la brida de entra de la bomba hasta un punto dentro del ojo del impulsor, donde los álabes comienzan a impartir energía al líquido, este es función del diseño del impulsor, de la carcasa y de la velocidad. El segundo valor del NPSH de interés es el NPSH disponible, denotado por  $NPSH_D$ , que representa la carga que realmente ocurre para el sistema de flujo particular. Este valor es función de las condiciones del sistema y de los cambios de presión y temperatura a lo largo de la línea de tubería, por lo que se puede determinar experimentalmente. Estos valores están relacionados directamente con el rendimiento de la bomba y nos sirven para determinar si a determinadas condiciones del sistema, se presentara cavitación. Cada fabricante determina las curvas de rendimiento de la bomba y la pone a disposición de los clientes, ingenieros o técnicos. Las curvas determinadas por los fabricantes se presentan en cartas como la que se presenta en la figura 1.

Figura 1. Curvas de rendimiento, potencia y NPSH<sub>R</sub>, de una bomba centrífuga.



### 1.3 ÁLABE

Parte curva del impulsor que va unida al cubo.

### 1.4 OJO DE SUCCIÓN

Comprende la parte circular que esta a la entrada de la bomba del lado de succión exactamente ante de los albes.

## 1.5 IMPULSOR

El impulsor es el corazón de una bomba centrífuga. El impulsor, que es la única parte móvil de la bomba, transmite la potencia de su rotación al líquido que se está bombeando. El mejor comportamiento se logra con metales vaciados excepto en el caso de bombas grandes. El momento de torsión ("torque") se transmite a los álabes de la bomba desde el eje del motor a través del aro de refuerzo posterior que tiene una curvatura tal, que gira el líquido hacia afuera desde la dirección axial en que entra al ojo del impulsor. En impulsores de hélices de velocidad específica baja, el tiro es de 90 grados; en las bombas de hélices de velocidad específica alta, no hay cambio axial. La parte interna de giro es también un aro de refuerzo curvo sujeto a los álabes en un impulsor totalmente encerrado. Los impulsores usualmente tienen aros de refuerzo al frente y atrás en los límites bajos de la velocidad específica. En velocidades específicas que exceden 6.000, cuando el ángulo de giro llega a ser menor de 30 grados, los álabes no tienen aro de refuerzo al frente. Se deja un espacio libre justo entre los extremos del álabe y la carcasa para evitar recirculación desde la salida del impulsor hacia la entrada del mismo. Para mantener un funcionamiento eficiente se requieren medios para un ajuste axial del elemento rotativo de una bomba de impulsor abierto. De este modo, después de desgastarse, el funcionamiento original puede restituirse sin tener que desmantelar la bomba. Para evitar la recirculación en impulsores totalmente cerrados se ajusta un anillo desgastable reemplazable al impulsor y/o al cabezal del frente de la carcasa, en el extremo de entrada del impulsor. El espacio libre de funcionamiento entre impulsor y carcasa puede ser axial o radial. La tendencia en bombas de aguas pluviales y de aguas residuales que manejan aguas conteniendo sólidos abrasivos, es la de usar el espacio libre de funcionamiento del tipo radial que permite la remoción axial sin tener que desmantelar la bomba. Las ventajas de usar anillos desgastables reemplazables es que, en el fundido del impulsor y la carcasa, pueden añadirse los materiales especiales resistentes al desgaste. Para el servicio de aguas pluviales y aguas residuales se usa exclusivamente el impulsor de succión simple.

Formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El impulsor va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del impulsor, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

### **1.6 CUBO DE IMPULSOR.**

Es un eje hueco cuyo diámetro interior es igual al diámetro del eje, en este se acoplan la flecha y el impulsor.

### **1.7 FLECHA**

La función básica de la flecha de una bomba centrífuga es transmitir los momentos de flexión o torques que se presentan al arrancar y durante la operación, mientras esta soportando el impulsor y las otras partes giratorias. Debe ejecutar este trabajo con una desviación menor que el espacio libre mínimo que hay entre las partes giratorias y las estacionarias. Las cargas que intervienen son los torques, el peso de las partes y las fuerzas hidráulicas, tanto radiales como axiales. Las flechas generalmente están proporcionadas para resistir el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba.

### **1.8 CARGA PIEZOMETRICA**

Termino de la ecuación de Bernoulli que se refiere a la suma de la carga de presión y la carga de altura. Es la altura tomada desde el ojo de succión al nivel de descarga de la tubería.

### **1.9 CAVITACION**

Cuando un líquido en movimiento roza una superficie se produce una caída de presión local, y puede ocurrir que se alcance la presión de vaporización del

líquido, a la temperatura que se encuentra dicho líquido. En ese instante se forman burbujas de vapor. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan. Este fenómeno recibe el nombre de cavitación.

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

En el caso de las turbomáquinas, tanto en bombas como en turbinas se puede presentar dicho fenómeno, y la zona que resulta más susceptible de formación de cavitación en el caso de rodets radiales y semiaxiales es la superficie adyacente al diámetro interior del rotor.

### **1.10 DIFUSOR**

Conjunto de paletas estacionarias que pueden estar fijos o no a la carcasa rodeando al impulsor, cuya finalidad no solo es reducir la velocidad y aumentar la carga estática, sino que también actúa como director del fluido hacia la salida.

### **1.11 VOLUTA**

La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura

de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

## 2. BOMBAS.

### 2.1 GENERALIDADES

Como se expuso en la definición de términos, las bombas se utilizan para llevar un fluido de un punto de baja presión estática a uno de alta presión estática. Esto se

Puede lograr de varias formas:

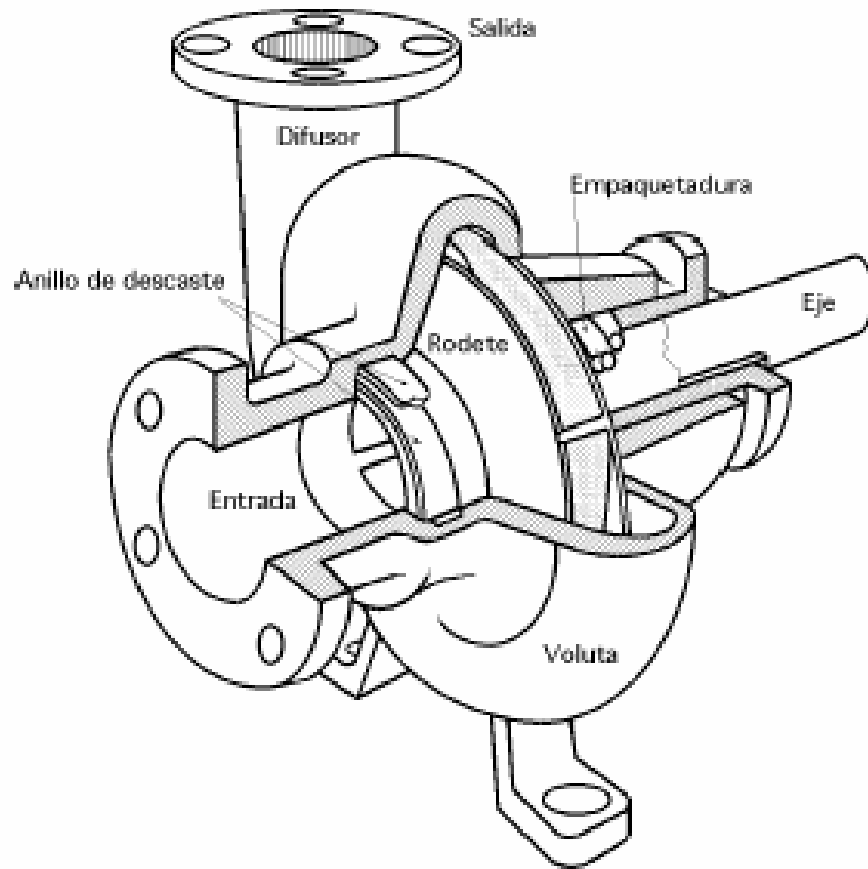
- a. *Haciendo actuar un fuerza sobre el líquido*, por medio de un embolo de movimiento alternativo o rotatorio, o bien prescindiendo del elemento transmisor de la fuerza, mediante la acción directa de la presión de gases, o de vapor, a alta tensión, que desalojan simultáneamente el líquido. Cumplen con este cometido las bombas de embolo, con movimiento alternativo, y las bombas rotatorias de embolo oscilante, así como las bombas de engranajes, las de corredera, las rotativas de impulsor giratorio y, finalmente, los pulsímetros de gas y de vapor.
- b. *Por la transmisión de trabajo mecánico al líquido* con ayuda de un impulsor o rodete de álabes. En este caso, la transmisión de la energía se manifiesta, en parte, mediante un aumento de la presión, a consecuencia de la acción de la fuerza centrífuga, y, en parte, con un aumento de la energía cinética del líquido, que mas tarde se transforma también en energía de presión. A este grupo corresponden todas las bombas de tipo centrífugo. Resulta una corriente constante y uniforme de líquido.
- c. *Mediante cambio de impulsión*. El líquido impulsor, que entra a gran velocidad, se mezcla con el líquido impulsado, más lento, y le cede una parte de su energía. El aumento de presión del líquido impulsado se debe a que la energía de velocidad se transforma en energía de presión. También de este modo de trabajar resulta una corriente constate y uniforme. Esto es característico de las bombas de chorro, así como de las bombas de canal lateral.
- d. *Mediante la mezcla de aire comprimido y agua*, disponiendo las cosas de modo que un brazo de tubos comunicantes contenga agua y otro un mezcla



de agua y aire. Debido a la diferencia de pesos específicos, se tiene una diferencia de alturas que permite elevar continuamente agua. Una de las bombas que trabaja con este sistema es la conocida bomba "Mammut".

- e. *Por el efecto percusivo de una columna de agua cuyo movimiento queda detenido, y entonces se produce un aumento de la presión y la elevación simultanea de una parte del agua frenada. El ariete hidráulico trabaja de acuerdo con este principio.*

Figura 2. Partes de una bomba centrífuga



## 2.2 TIPOS DE BOMBAS

En la actualidad se usan con más frecuencia en la industria dos tipos de bombas en especial:

- a. Desplazamiento positivo
  - i. Reciprocantes.
  - ii. Rotatorias.
- b. Rotodinámicas (rotatorias): Centrífugas.

### 2.2.1 BOMBAS RECIPROCANTES

Las bombas reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo que descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera. Sin embargo, no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que puedan evitarlo. Despreciando éstos, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera.

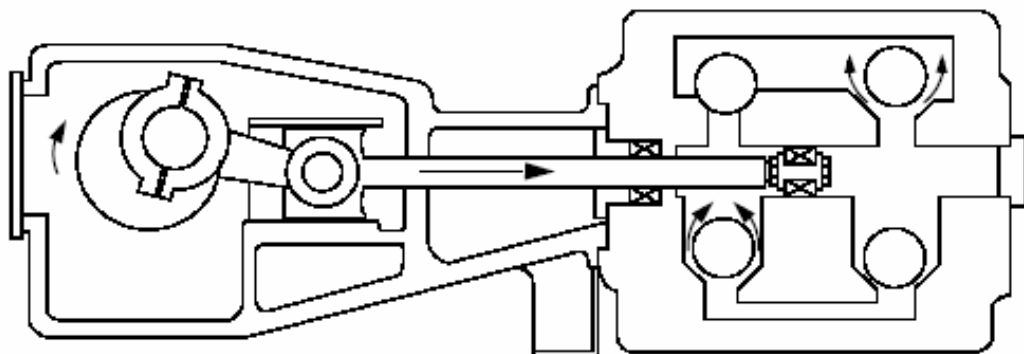
#### 2.2.1.1 TIPOS DE BOMBAS RECIPROCANTES

Existen básicamente dos tipos de bombas reciprocantes las de acción directa, movidas por vapor y las bombas de potencia. Pero existen muchas modificaciones de los diseños básicos, construidas para servicios específicos en diferentes campos. Algunas se clasifican como bombas rotatorias por los fabricantes, aunque en realidad utilizan movimiento recíprocante de pistones o émbolos para asegurar la acción de bombeo.

- i. Bombas de acción directa*, En este tipo, una varilla común de pistón conecta un pistón de vapor y uno de líquido o émbolo. Las bombas de acción directa se construyen, simples (un pistón de vapor y un pistón de líquido, respectivamente) y dúplex (dos pistones de vapor y dos de

líquido). Los extremos compuestos y de triple expansión, que fueron usados en alguna época no se fabrican ya como unidades normales. Las bombas de acción directa horizontales simples y dúplex, han sido por mucho tiempo muy apreciadas para diferentes servicios, incluyendo alimentación de calderas en presiones de bajas a medianas, manejo de lodos, bombeo de aceite y agua, y muchos otros. Se caracterizan por la facilidad de ajuste de columna, velocidad y capacidad. Tienen buena eficiencia a lo largo de una extensa región de capacidades. Las bombas de émbolo se usan generalmente para presiones más altas que los tipos de pistón. Al igual que todas las bombas reciprocantes, las unidades de acción directa tienen un flujo de descarga pulsaste.

Figura 3. Bomba de pistón de doble acción



- ii. *Bombas de potencia.* Estas tienen un cigüeñal movido por una fuente externa generalmente un motor eléctrico, banda o cadena. Frecuentemente se usan engranes entre el motor y el cigüeñal para reducir la velocidad de salida del elemento motor. Cuando se mueve a velocidad constante, las bombas de potencia

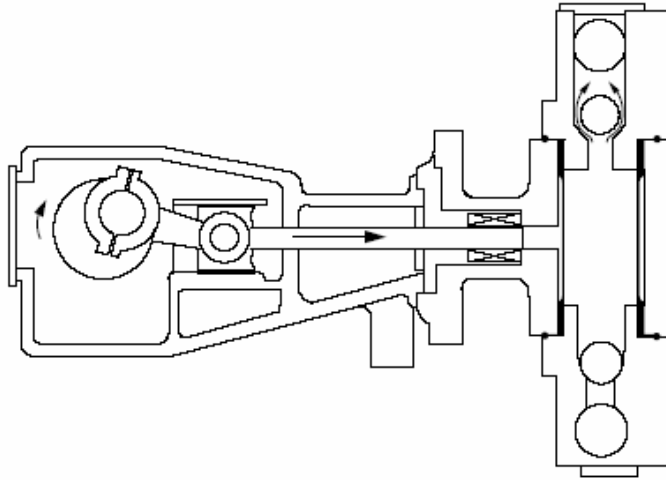
proporcionan un gasto casi constante para una amplia variación de columna, y tienen buena eficiencia.

El extremo líquido, que puede ser del tipo de pistón o émbolo, desarrollará una presión elevada cuando se cierra la válvula de descarga. Por esta razón, es práctica común el proporcionar una válvula de alivio para descarga, con objeto de proteger la bomba y su tubería. Las bombas de acción directa, se detienen cuando la fuerza total en el pistón del agua iguala a la del pistón de vapor; las bombas de potencia desarrollan una presión muy elevada antes de detenerse. La presión de parado es varias veces la presión de descarga normal de las bombas de potencia.

Las bombas de potencia se encuentran particularmente bien adaptadas para servicios de alta presión y tienen algunos usos en la alimentación de calderas, bombeo en líneas de tuberías, proceso de petróleos y aplicaciones similares.

- iii. Bombas del Tipo de Diafragma.* Las bombas de diafragma se usan para gastos elevados de líquidos, ya sea claros o conteniendo sólidos. También son apropiados para pulpas gruesas, drenajes, lodos, soluciones ácidas y alcalinas, así como mezclas de agua con sólidos que puedan ocasionar erosión. Un diafragma de material flexible no metálico, puede soportar mejor la acción corrosiva o erosiva que las partes metálicas de algunas bombas reciprocantes.

Figura 4. Bomba de diafragma



#### **2.2.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS RECIPROCANTES.**

Este tipo de bombas se caracteriza por la facilidad de ajuste de columnas, capacidad y velocidad. También tienen buena eficiencia a lo largo de una extensa región de capacidades.

En las bombas reciprocantes el flujo pulsa, dependiendo del carácter de la pulsación del tipo de bomba y de que esta tenga o no una cámara de colchón. Las bombas de acción directa simples, presenta un flujo constante hasta el final de la carrera, en donde el pistón del líquido se detiene y regresa. Cuando se mueven a velocidades constantes proporcionan un gasto constante para una amplia variación de columna y tienen una buena eficiencia. Cuando se cierra la válvula de descarga se desarrolla una presión elevada, por esta razón se coloca una válvula de alivio en la descarga, con el objeto de proteger la bomba y la tubería.

Las bombas de potencia alcanzan presiones altísimas antes de detenerse, por esta razón la presión de parado es varias veces mayor a la presión normal de descarga.

### **2.2.1.3 APLICACIONES Y USOS.**

Las bombas reciprocantes durante mucho tiempo se han considerado de mucha importancia para diferentes servicios entre los cuales tenemos los siguientes: alimentación de calderas en presiones de baja a medianas, bombeo de aceites, bombeo de agua, manejo de lodos y procesos petroleros.

Las bombas de potencia de baja capacidad se usan principalmente para controlar el flujo de pequeñas cantidades de líquidos para alimentar calderas, equipos de procesos y unidades similares. Este tipo de unidades por su operación ocupan un lugar importante en los procesos de planta debido a que su capacidad puede variarse cambiando la longitud de la carrera.

### **2.2.2 BOMBAS ROTATORIAS.**

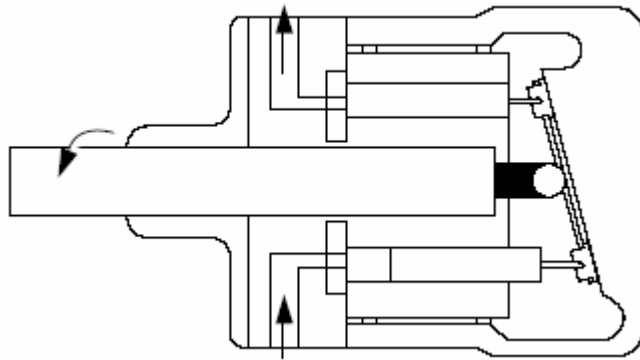
Las bombas rotatorias que generalmente son unidades de desplazamiento positivo, consisten de una caja fija que contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc., que operan con un claro mínimo. Aunque generalmente se asocian al servicio con líquidos viscoso, las bombas rotatorias no se limitan a este servicio solo, pues pueden manejar cualquier líquido que este libre de sólidos abrasivos.

#### **2.2.2.1 TIPOS DE BOMBAS ROTATORIAS.**

- i. *Bombas de Leva y Pistón.* También se llaman bombas de émbolo rotatorio, y consisten de un excéntrico con un brazo ranurado en la parte superior.

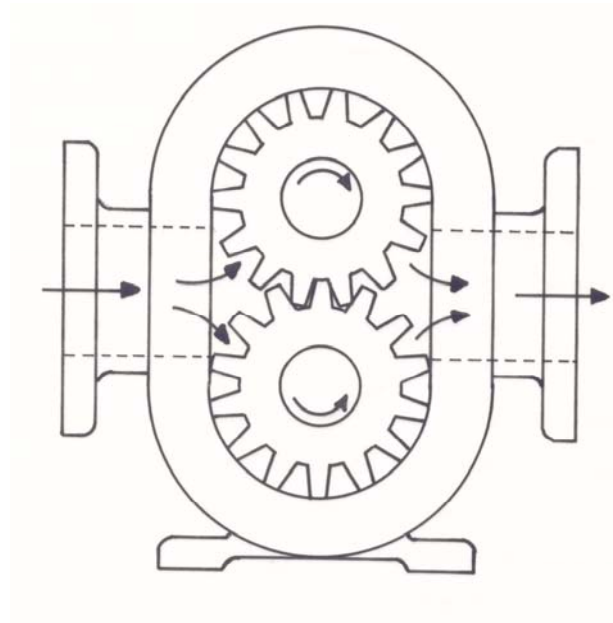
La rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra la caja. Conforme continúa la rotación, el líquido se fuerza de la caja a través de la ranura a la salida de la bomba.

Figura 5. Bomba de piston



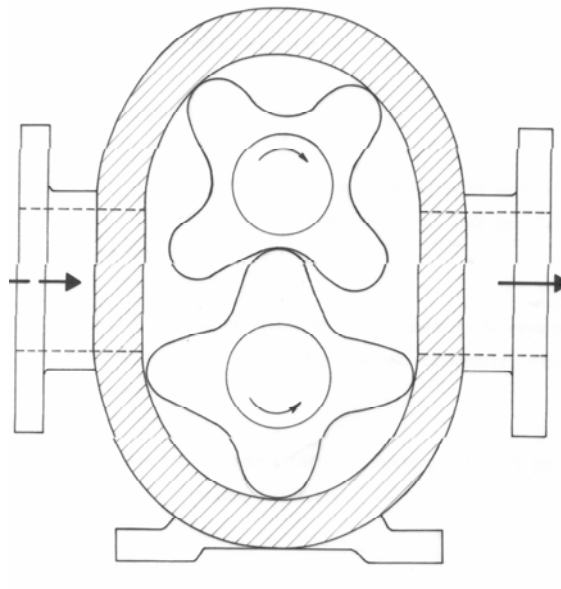
- ii. *Bombas de engranajes externos*, constituyen el tipo rotatorio más simple. Conforme los engranes se separan en el lado de succión de la bomba, el líquido llena el espacio entre ellos. Este se conduce en trayectoria circular hacia fuera y es exprimido al engranar nuevamente los dientes. Los engranes pueden tener dientes simples, dobles, o de involuta.

Figura 6. Bomba de engranajes externos



- iii. *Bombas de engrane interno.* Este tipo tienen un rotor con dientes cortados internamente y que encajan en una engrane loco, cortado externamente. Puede usarse una partición en forma de luna creciente para evitar que el líquido pase de nuevo a lado de succión de la bomba.
- iv. *Bombas lobulares.* Estas se asemejan a las bombas del tipo de engranes en su forma de acción, tienen dos o mas rotores cortados con tres, cuatro, o mas lóbulos en cada rotor. Lo rotores se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de entrenes externos. Debido a que el líquido se descarga en un número mas reducido de cantidades mayores que en caso de las bombas de engranes, el flujo de tipo lobular no es tan constante como en la bomba de tipo engrane. También se pueden combinar engranes y lóbulos.

Figura 7. Bomba lobular

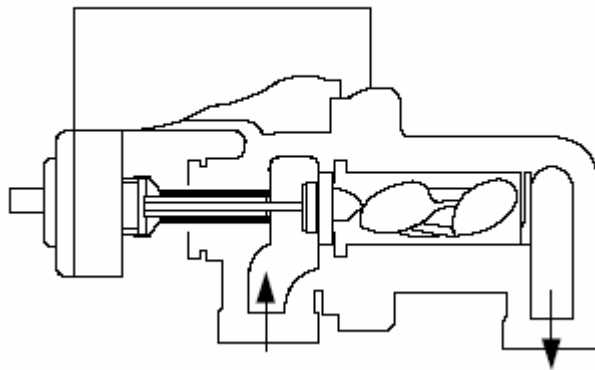


- v. *Bombas de tornillo.* Estas bombas tienen de uno a tres tornillos roscados convenientemente que giran en una caja fija. Las bombas de



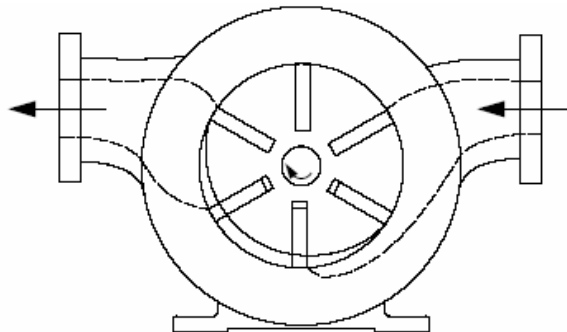
un solo tornillo tienen un rotor en forma espiral que gira excéntricamente en un estator de hélice interna o cubierta. El rotor es de metal y la hélice es generalmente de hule duro o blando, dependiendo del tipo de líquido que se maneje.

Figura 8. Bomba de Tornillo



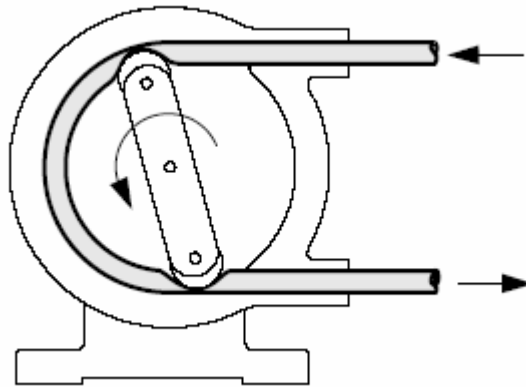
- vi. *Bombas de aspas.* Las bombas de aspas oscilantes tienen una serie de aspas articuladas que se balancean conforme gira el rotor atrapando al líquido y forzándolo en el tubo de descarga de la bomba. Las bombas de aspas deslizantes usan aspas que se presionan contra la carcasa por la fuerza centrífuga cuando gira el rotor. El líquido atrapado entre las dos aspas se conduce y fuerza hacia la descarga de la bomba.

Figura 9. Bomba de aspas



- vii. *Otros diseños.* Existen otros tipos de bombas rotatorias como las bombas de block de vaivén que tienen un motor cilíndrico que gira en una carcasa concéntrica. El interior del rotor se encuentra en un bloque que cambia en posición de vaivén y un pistón recíprocado por un perno loco colocado excéntricamente, produciendo succión y descarga.

Figura 10. Bomba de tubo flexible



#### 2.2.2.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS.

Si se desprecian los escapes, se puede afirmar que las bombas rotatorias descargan un gasto constante independiente de las presiones variables de descarga. Esto se ve reflejado en la curva usual  $HQ$  que es prácticamente horizontal. El desplazamiento de este tipo de bombas varía en forma directamente proporcional con la velocidad, pero la capacidad se puede ver afectada por la viscosidad y otros factores. Los líquidos gruesos y viscosos pueden limitar la capacidad de estas bombas en altas velocidades, debido a que el líquido no puede fluir a la carcasa con la rapidez necesaria para llenarla completamente.

Cuando se aumenta la presión de descarga, el deslizamiento o pérdida en capacidad por los claros entre la carcasa y el elemento rotatorio suponiendo que la viscosidad es constante, también variara.

Las bombas rotatorias ajustadas a diferentes tipos de impulsores, se pueden adaptar particularmente para manejar líquidos claros y viscosos y aun de viscosidades muy variables. Algunas bombas rotatorias tienen una capa de vapor para reducir la viscosidad del líquido y permitir el bombeo a menores demandas de potencia.

### **2.2.2.3 APLICACIONES Y USOS DE LAS BOMBAS ROTATORIAS.**

La mayor parte de las bombas rotatorias son autocebantes y pueden, de ser necesario, trabajar con gas o aire. Las aplicaciones típicas incluyen el paso de líquido de todas las viscosidades, procesos químicos, alimento, descarga de barcos, lubricación a presión, pintura a presión, sistemas de enfriamiento, servicio de quemadores de aceite, manejos de grasa, gases licuados (propano, butano, amonio, freón, etc.), y un gran número de otros servicios industriales. Cuando han de bombearse líquidos a temperaturas arriba de 82 grados C, debe consultarse al fabricante para obtener sus recomendaciones.

### **2.2.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS.**

Las bombas centrífugas son las mas populares del mundo debido a su versatilidad, durabilidad, simplicidad y costo. La bomba centrífuga es una turbomáquina de tipo radial con flujo de adentro hacia fuera, presentando por lo general un área de paso de agua relativamente reducida en relación con el diámetro del rotor o impulsor, con el objetivo de obligar al fluido a hacer un

recorrido radial largo y aumentar la acción centrífuga, lo que justifica su nombre, a fin de incrementar la carga estática, que es lo que generalmente se pretende con este tipo de bomba, aunque el gasto en parte se sacrifique.

### 2.2.3.1 TIPOS DE BOMBAS CENTRIGUGAS.

Las bombas centrífugas son clasificadas como:

- Centrífuga o flujo axial.
- Flujo mixto.
- Flujo radial.

Figura 11. Sección de bomba de flujo axial

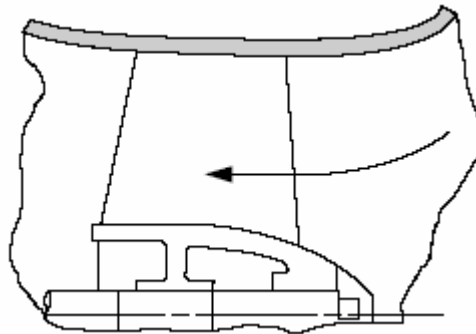


Figura 12. Sección de bomba de flujo mixto

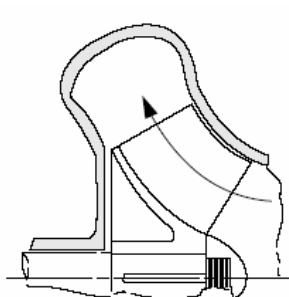
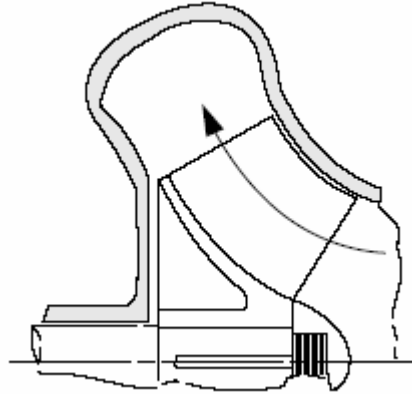


Figura 13. Sección de bomba de flujo radial



Estos a su vez se subdividen según:

- Número de pasos: simples o múltiples.
  - Tipo de carcasa: espiral, circular o difusor.
  - Posición de la flecha: horizontal o vertical.
  - La succión: sencilla o doble.
- i. *Bombas de tipo voluta.* Aquí el impulsor descarga en una caja espiral que se expande progresivamente, proporcionada en tal forma que la velocidad del líquido se reduce en forma gradual. Por este medio, parte de la energía de velocidad del líquido se convierte en presión estática.
  - ii. *Bombas de tipo difusor.* Los álabes direccionales estacionarios rodean al rotor o impulsor en una bomba del tipo de difusor. Esos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a columna de presión.
  - iii. *Bombas de tipo turbina.* También se conocen como bombas de vértice, periféricas y regenerativas; en este tipo se producen remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas dentro del canal anular en el que gira el impulsor. El líquido va recibiendo impulsos de energía. Las bombas del tipo difusor de pozo profundo, se llaman

frecuentemente bombas turbinas. Sin embargo, asemejan a la bomba turbina regenerativa en ninguna y no deben confundirse con ella.

- iv. *Tipos de Flujo Mixto y de Flujo Axial.* Las bombas de flujo mixto desarrollan su columna parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulsor de los álabes sobre el líquido. El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada. Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido.

#### **2.2.3.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.**

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

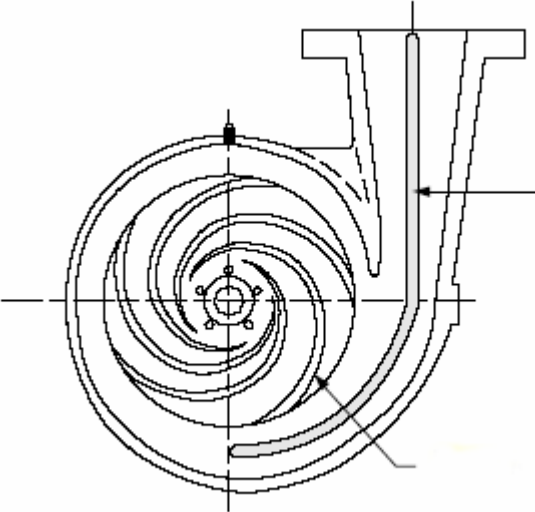
La bomba centrífuga da un flujo sostenido a presiones uniformes sin variaciones de presión. Provee la flexibilidad máxima posible, desarrollando una presión específica máxima de descarga en cualquier condición de operación con caudal controlado ya sea por variación de velocidad o estrangulación

#### **2.2.3.3 APLICACIONES Y USOS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.**

Las bombas centrífugas tienen un gran número de aplicaciones, entre estos se destacan el suministro de agua, drenaje e irrigación, para sistema contra

incendios, para ser utilizadas en plantas de vapor, para impulsar combustibles de diferentes tipos, pulpa de papel, minería, etc.

Figura 14. Bomba tipo voluta



### **3. GENERALIDADES DE IMPULSORES.**

#### **3.1 DEFINICION**

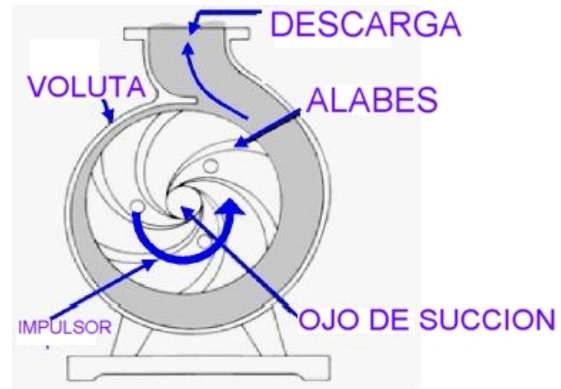
El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Su función es hacer girar el líquido con la velocidad periférica de las extremidades de los álabes, determinando así la altura de elevación producida a la presión de trabajo de la bomba.

Consiste en un conjunto de paletas inclinadas desde el ojo de succión del impulsor hasta la periferia, que al girar hacen que el fluido salga con una velocidad mayor en su periferia. Esta velocidad se convierte en energía de presión mediante la acción de la voluta o del difusor que rodea al impulsor.

Cuando el líquido llena el ojo de succión del impulsor y los pasajes curvos, recibe la energía transmitida, la cual a la salida del impulsor es considerada en su totalidad como velocidad. El líquido al ser descargado del impulsor a alta velocidad encuentra en su camino la voluta o el difusor que reduce gradualmente la velocidad del líquido y la transforma en energía potencial.

FIGURA 15. Partes del impulsor y su lugar de trabajo.





### **3.2 CARACTERÍSTICAS.**

La forma del impulsor depende esencialmente de la rotación, de la carga total y del caudal; la bomba y el impulsor se deben escoger de manera conveniente en función de los factores mencionados, para obtener un buen rendimiento en la operación.

Se debe distinguir entre impulsores de doble oído (figura 4) e impulsores de simple oído. Entendiéndose por ojo del impulsor la abertura útil entre el cubo y los aros de donde parten los platos laterales.

Los impulsores de doble oído, además de los platos laterales externos llevan un plato medio, central, que se une a los álabes y al cubo, transmitiendo el movimiento al conjunto. El líquido se reparte por igual entre los dos oídos de los platos laterales; entra en ellos por direcciones opuestas y, por consiguiente, sus empujes respectivos se anulan. Es un impulsor hidráulicamente equilibrado, y no necesita ningún ingenio para soportar el empuje axial producido por la circulación del líquido.

Contrario a los impulsores de doble oído, en los impulsores de simple oído o vulgares, uno de los platos se prolonga hasta el cubo para transmitir el movimiento; está cerrado, no tiene entrada de líquido. Mientras el otro plato tiene la única abertura u oído único, por donde todo el líquido pasa en una sola dirección, produciendo un fuerte empuje axial, que ha de ser compensado con un largo y resistente soporte-cojinete.

La separación entre los platos, que es más ancha junto al oído y más estrecha en la periferia, es función del caudal y de la velocidad real, que, generalmente, es constante a lo largo de todo el radio. Y, por último, es función de los diámetros, variables, entre la entrada u oído, y la salida o periferia.

La separación, a lo largo de todo el radio, es tal que, en todo punto, la sección libre, disponible entre los álabes, multiplicada por la velocidad real, es igual al caudal; o dicho de otra manera:

$$S = Q/V \quad (1)$$

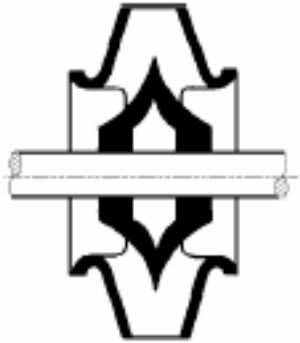
Mas adelante, se determinara el calculo de estas separaciones progresivas, determinativas del caudal a elevar, o determinadas por el.

Para unidades pequeñas, el impulsor de admisión simple es más práctico para fabricarse que el de doble admisión porque las vías de agua no están divididas en dos conductores muy estrechos. Algunas veces se prefiere un impulsor de admisión simple por razones estructurales. Las bombas de succión por el extremo con impulsores volantes tienen ventajas tanto de costo inicial como de mantenimiento que no se obtienen con un impulsor de admisión doble. Por lo tanto, la mayoría de las bombas con cubiertas radiales dividida, usa impulsores de admisión simple. En las bombas de varios pasos o etapas se usan casi siempre impulsores de admisión simple por la complicación de diseño, costo inicial y, mantenimiento que requiere la etapa de admisión doble.

Figura 16. Impulsor de admisión simple.



Figura 17. Impulsor de admisión doble



Uno de los factores que varían dependiendo del tipo y forma del impulsor es la velocidad específica. El término *velocidad específica* fue introducido basándose en el principio de similitud dinámica<sup>1</sup> en donde se expresa que dos bombas geoméricamente similares una a otra tendrán características de funcionamiento similares. Se necesitaba un concepto que eslabonara los tres factores principales de estas características de funcionamiento, capacidad, carga y velocidad rotaria, y este concepto es el de velocidad específica.

Si utilizamos el principio de similitud dinámica y llamamos  $n$ ,  $q$ ,  $N$  y  $C$  al número de revoluciones por minuto, al caudal, a la potencia y al par motor de una bomba prototipo, y  $n'$ ,  $q'$ ,  $N'$  y  $C'$ , las correspondientes características de su modelo, para una relación de semejanza geométrica  $I = D/D'$ , las ecuaciones generales de semejanza de las bombas son:

a) Para el número de revoluciones y altura manométrica

---

<sup>1</sup> Concepto introducido por Sir Isaac Newton en 1687.

$$\text{Prototipo: } u = \xi \sqrt{2gH_m} = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Modelo: } u' &= \xi \sqrt{2gH_m'} = \frac{\pi D_2' n'}{60} \Rightarrow \sqrt{\frac{H_m}{H_m'}} = \frac{D_2 n_2}{D_2' n_2'} ; \frac{n}{n'} = \frac{D_2'}{D_2} \sqrt{\frac{H_m}{H_m'}} = \\ &= \lambda^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_m'}} \end{aligned} \quad (3)$$

El número de revoluciones específico de una bomba geoméricamente semejante a la que se considera como prototipo, que impulse un caudal de 1 m<sup>3</sup>/seg, creando una altura manométrica de 1 metro, se utiliza mucho en los países de habla inglesa, y se representa por  $n_q$ ; para determinar este número de revoluciones específico, se parte de las ecuaciones de semejanza:

$$\frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_m'}} ; \frac{q}{q'} = \lambda^2 \sqrt{\frac{H_m}{H_m'}} ; \frac{N}{N'} = \lambda^2 \sqrt{\left(\frac{H_m}{H_m'}\right)^3} \quad (4)$$

**Si se supone una bomba funcionando a  $n$  rpm, impulsando un caudal de  $q$  m<sup>3</sup>/seg, y desarrollando una altura manométrica de  $H_m$  metros, y un modelo geoméricamente semejante a la anterior que funcione a  $n' = n_q$  revoluciones por minuto, desarrollando una altura manométrica  $H_m' = 1$  metro, e impulsando un caudal  $q' = 1$  m<sup>3</sup>/seg, para una relación de semejanza geométrica  $\lambda$ , se tiene:**

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

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

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

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_s} &= \lambda^{-1} \sqrt{H_m} \\ N &= \lambda^2 (H_m)^{3/2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}} \quad (6)$$

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

$$n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}} = \frac{n \sqrt{\frac{\gamma q H_m}{75 \eta}}}{H_m^{5/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} n_q \quad (7)$$

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

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt{\eta} H_m^{3/4}} = \frac{3,65}{\sqrt{\eta}} n_q \quad (8)$$

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

La velocidad específica es un número índice sin dimensiones que es numéricamente igual a la velocidad giratoria a la que un modelo exacto teórico de una maquina centrífuga tendría que operar con objeto de descargar una unidad de capacidad contra una capacidad de carga total. Se expresa matemáticamente como:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (9)$$

En donde:

$N_s$  = velocidad específica.

$n$  = velocidad giratoria

$Q$  = capacidad o caudal

$H$  = carga (carga por paso para bombas de varios pasos)

$g$  = constante gravitacional.

Puesto que la velocidad específica se usa solo como un índice o número tipo, se permiten ciertas libertades al seleccionar las unidades usadas. Así la constante gravitacional  $g$  se eliminara de la relación, quedando:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (10)$$

La formula para la velocidad específica de una bomba permanece sin cambios, ya sea que se use un impulsor de admisión doble o sencilla. Es costumbre, por lo tanto, cuando se anota un valor definitivo de velocidad específica, mencionar que tipo de impulsor se tiene en mente.

Existen dos tipos de velocidad específica, *la velocidad específica de operación* y *la velocidad específica tipo*. La velocidad específica de operación, esta referida a las características de funcionamiento de una bomba, las cuales se presentan en una grafica en donde se traza su carga o altura de elevación,

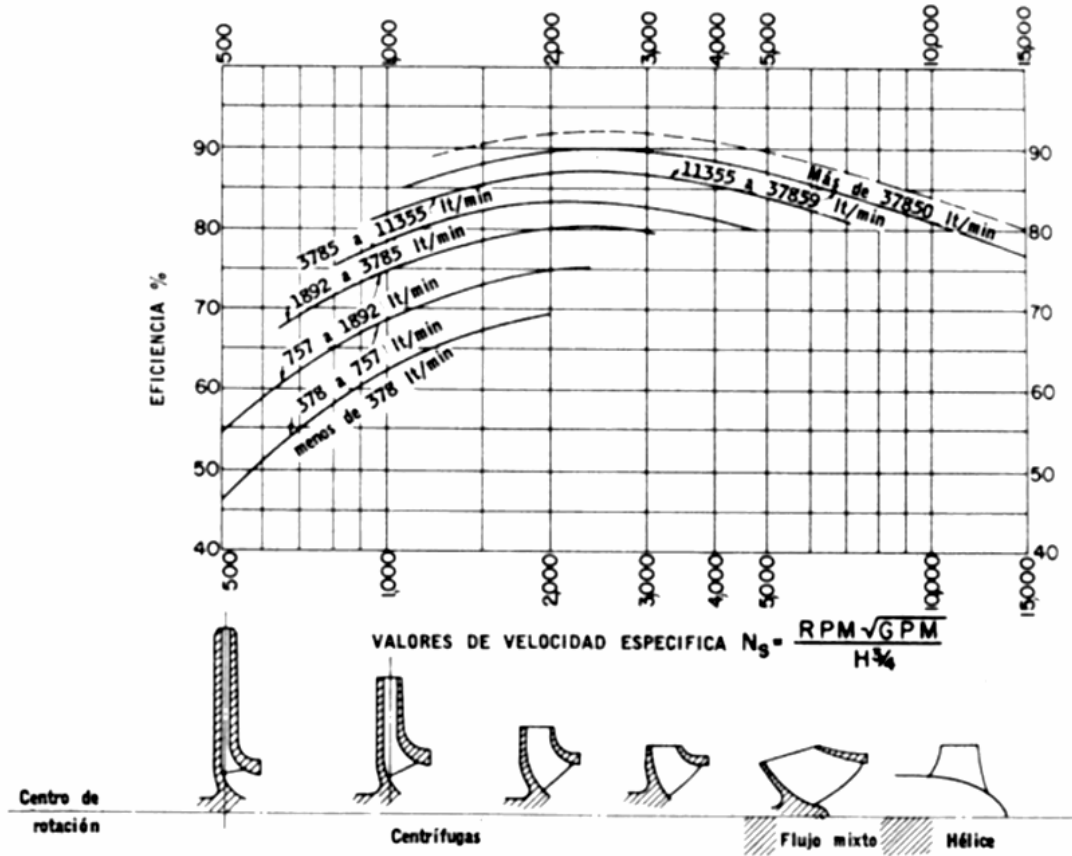
consumo de energía y eficiencia como ordenadas contra la capacidad de la bomba como abscisa a una velocidad rotativa constante. La velocidad específica de operación es 0 a cero flujo y aumenta con la capacidad hasta que llega al infinito con capacidad máxima y cero carga. Por otra parte, la velocidad específica tipo, es aquella velocidad específica de operación que da la eficiencia máxima para una bomba en particular, y es el número que identifica el tipo de bomba. Se debe notar que este número índice es independiente de la velocidad rotativa a la que la bomba opera, puesto que cualquier cambio de velocidad lleva consigo un cambio de capacidad en proporción directa y un cambio de carga que varía como el cuadrado de la velocidad.

La variación normal de velocidades específicas que se encuentran en diseños de impulsores de admisión sencilla es de 500 a 15 000. Básicamente mientras menor es el tipo de velocidad específica, es más alta la carga por etapa que se puede desarrollar con la bomba.

En la siguiente figura, se puede observar la variación de la velocidad específica, de acuerdo al diseño y forma del impulsor.



Figura 18. Relación aproximada entre las formas de impulsores y variaciones de eficiencia con la velocidad específica



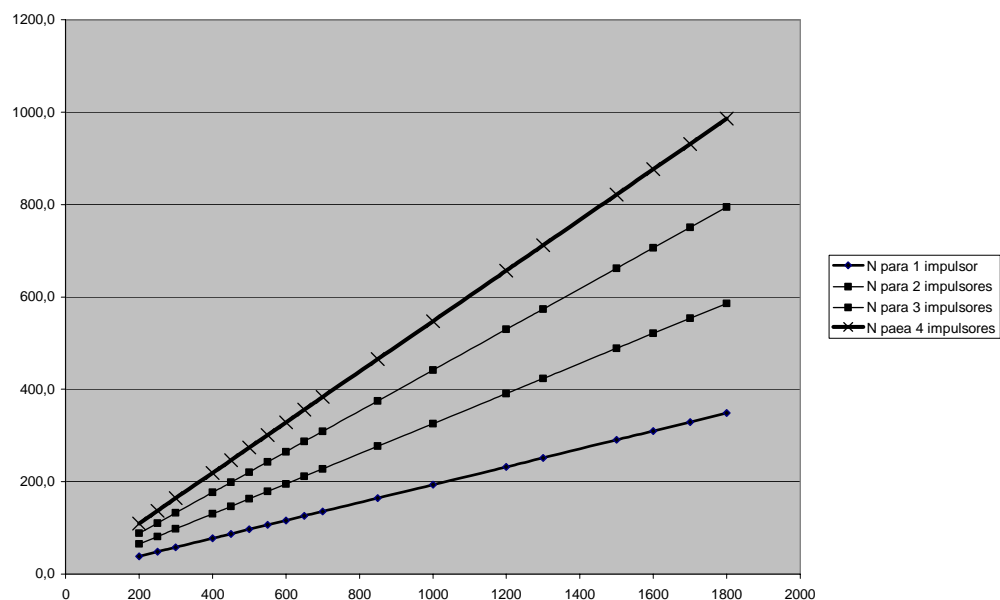
La figura 18 indica las variaciones máximas de eficiencia que se pueden obtener de los impulsores de bombas de diferente velocidades específicas tipo. Los impulsores de baja velocidad específica tipo tienen una eficiencia máxima mas baja que los impulsores de velocidad específica tipo mediana, porque los primeros tienen considerablemente mas área de disco para un conjunto dado de condiciones de operación y, por lo tanto, una perdida mayor en caballos de fuerza de disco. Las velocidades específicas tipo mas altas también tienen una eficiencia máxima más baja que las velocidades específicas tipo medianas porque, aunque todavía tienen áreas mas reducidas y, por lo tanto, perdidas aun mas bajas de caballos de fuerza de disco, presentan malas condiciones de

flujo desde la entrada a la descarga. Si la carga fuere muy alta, y en general con caudales relativamente bajos, podremos tener valores de velocidad específica inferiores a 500, lo que significa bajo rendimiento igual en impulsores de radio largo, en este caso tendríamos que pensar en bombas de varias etapas, dividiéndose la carga total en las etapas de la bomba, lo que elevará la velocidad específica (que es el caso de impulsores típicos de bombas de alimentación de calderas).

Dependiendo de la cabeza y del número de impulsores, la bomba tendrá más o menos eficiencia, cuando se tienen valores muy altos de  $N_s$  será necesario utilizar bombas en paralelo. Cuando se utilizan varios impulsores se habla de bombas multietapicas, es natural que entre mas etapas mas complicada será la bomba y mas difícil su mantenimiento y por lo tanto mas cara.

En la grafica 1, se puede observar el comportamiento de la velocidad específica para una instalación en la que se desean bombear 250 GPM de agua, a una altura de 200 pies, y se dispone de un motor variable desde 200 hasta 1800 RPM.

Grafica 1. Variación de la velocidad en función del número de impulsores



En la grafica anterior se puede observar la variación de la velocidad especifica en función del número de impulsores, lo que puede interpretarse como, si la bomba tiene un impulsor radial con un rendimiento de 45 a 55%, dos impulsores mas cortos con un rendimiento de 75%, y si tomamos 4 impulsores mas cortos el rendimiento aumenta hasta un 95% aproximadamente.

### 3.3 TIPOS DE IMPULSORES.

Además de la clasificación en impulsores vulgares o de simple oído, e impulsores de doble oído, hidráulicamente e independientemente de ella, debemos distinguir: por la forma y constitución de los álabes, los impulsores centrífugos puros, hélico-centrífugos, helicoidales puros y de tornillo. También pueden clasificarse en tres grupos principales a saber: Centrífugos, Axiales y Rotatorios. Una descripción de los diferentes tipos se muestra a continuación.

Tabla 1. Tipos de impulsores

Impulsores de turbinas	Impulsores de bombas		
	Radiales o Centrífugas	Axiales	Rotatorias
-Tipo Francis	-Tipo Abierto	-Tipo Hélice	-Tipo de Engranaje
-Tipo Kaplan	-Tipo Semiabierto		-Tipo de Lóbulos
-Tipo Pelton	-Tipo Cerrado		-Tipo Turbina Regenerativa
	-Tipo Drenaje inatascable		-Tipo de paletas deslizantes
	-Tipo Tazones de pozo Profundo		-Tipo de tornillo

Para el caso específico de este estudio, nos ocuparemos de analizar los impulsores para bombas centrífugas, de tipo abierto, semi abierto y cerrados, sin embargo, se hará una descripción general de los demás tipos de impulsores.

Cuando se habla de impulsores abiertos, semiabiertos y cerrados, se está haciendo una clasificación de acuerdo al diseño mecánico de los mismos.

El impulsor completamente abierto es aquel en el cual los álabes están unidos a un mamelón central sin ningún plato en el extremo. Si estos impulsores se hacen de gran diámetro, resultan muy débiles en su estructura, por esta razón su diámetro es limitado. Los impulsores abiertos tienen la ventaja de que pueden manejar líquidos ligeramente sucios, ya que la inspección visual es mucho más simple y fácil. Por el contrario tienen la desventaja de tener que trabajar con claros muy reducidos.

Figura 19. Impulsor abierto

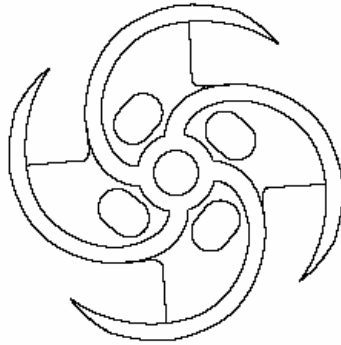
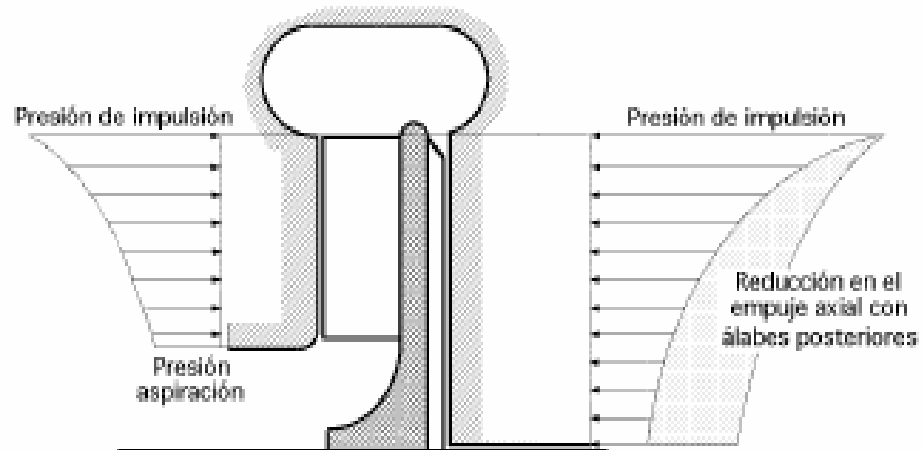
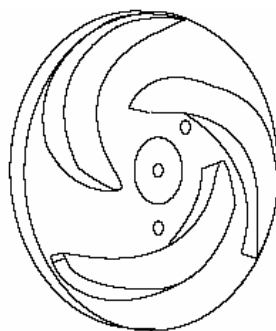


Figura 20. Impulsor abierto



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

Figura 21. Impulsor semiabierto



Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre ellos y la carcasa, ya que en realidad el líquido va canalizado entre las tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor. Por esta razón no se presentan fugas ni recirculación.

Son los impulsores mas usados en aplicaciones generales de las bombas centrífugas de simple y doble succión así como en las bombas de varios pasos.

Figura 22. Empuje axial en un impulsor cerrado.

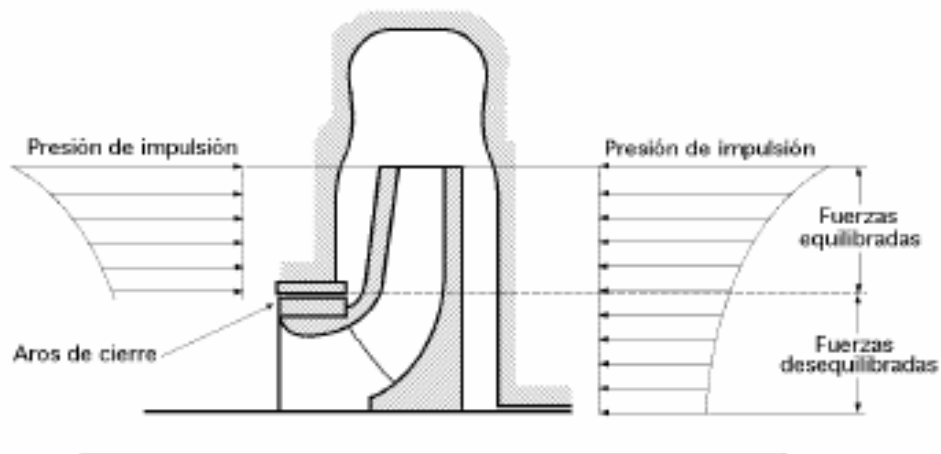
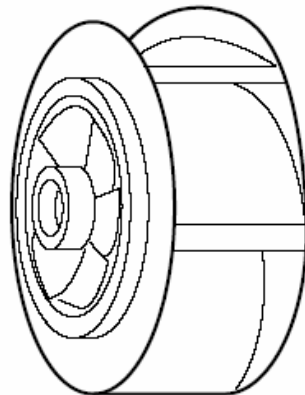


Figura 23. Impulsor cerrado



### **3.3.1 Impulsor Inatascable.**

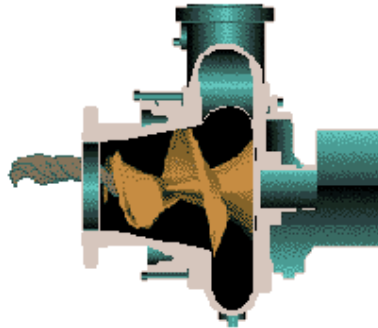
#### **Características.**

Este impulsor es su forma estructural es abierto, y por esta razón da facilidad para no obstruirse, tiene álabes de tornillo radiales curvilíneos. El extremo conductor del tornillo sobresale, bastante dentro de la boquilla de succión, permitiendo el manejo de material de alta consistencia. Puede ser de flujo axial o de flujo mixto. Estos impulsores por lo general se construyen de bronce, pero se pueden hacer de hierro por cuestiones económicas si va a trabajar con agua. Lo correcto es utilizar el material adecuado de acuerdo al fluido a utilizar.

#### **Aplicaciones y usos.**

Su utiliza para manejar líquidos de drenajes en fabricas de papel, y otros similares que contengan sólidos en suspensión como por ejemplo alcantarillado.

Figura 24. Bomba con impulsor inatascable





### **3.3.2 Impulsores de pozo profundo.**

#### **Características.**

Generalmente son del tipo abierto o semiabierto, para evitar en lo posible la obstrucción de la bomba, ya que presentan muchas dificultades para una reparación.

También se emplean impulsores tipo cerrado cuando se trata de mover aguas libre de sólidos que pudieran producir obstrucción.

Los impulsores tienen el diámetro limitado debido a que un diámetro muy grande trae como consecuencia tener que usar un tazón muy grande y por supuesto el pozo también tendría que ser grande, lo que resultaría muy costoso. Por otra parte todo el caudal debe pasar por cada impulsor, por tanto la relación del gasto a la carga suele ser mayor que en bombas centrífugas convencionales, esto es, la velocidad específica aumenta para la misma velocidad de giro. Por todo esto, los impulsores son tridimensionales en la mayor parte de los casos y con una cierta acción axial, ósea mixtos, bien sean abiertos o cerrados.

El agua a la salida del impulsor es recibida por un sistema de álabes fijos engastados en la parte interior de la carcasa o tazón, los que hacen el oficio de difusor y al mismo tiempo son directores del líquido a la parte central del impulsor, siguiente.

El nivel de bombeo es muy variable, desde menos de diez metros hasta cien metros. En todos los pozos y particularmente en los más profundos, se hace necesaria una perforación perfectamente vertical a fin de evitar vibraciones y lograr un buen funcionamiento de los impulsores y a la vez de las bombas. Con estos impulsores se alcanza bombear hasta una profundidad de 350 metros aproximadamente.

Este tipo de impulsores se subdividen en diversas formas por ejemplo:

En la construcción de los pozos se debe tener muy en cuenta el diámetro del impulsor ya que su costo crece con el diámetro, existe un valor máximo económico de la luz del pozo que puede ser de 200 a 250 mm..

### **Aplicaciones y usos.**

Como su nombre lo indica se utiliza para bombear fluidos en pozos profundos. Los cerrados se utilizan en líquidos claros y limpios, y los abiertos para líquidos con sólidos en suspensión.

### **3.3.3 Impulsor axial tipo hélice.**

#### **Características.**

En estos impulsores lo que determina el valor de la altura de elevación que se puede conseguir, es la parte del álabe que tiene la velocidad periférica menor. La altura de elevación que se puede lograr con una velocidad periférica máxima fijada será, evidentemente, una función de la relación de diámetros, y la altura de elevación será tanto menor cuanto mayor sea la relación de diámetros. Por este motivo, las bombas de hélice con una relación de diámetros grandes solo producen alturas de elevación muy escasa (1 a 2 m.). Como. Por otra parte, proporcionan caudales grandes, su número de revoluciones es muy elevado.

Al disminuir la relación de diámetros, aumenta la altura de elevación, mientras que la rapidez se reduce.

Las bombas de impulsores axiales por lo general son de un solo paso aunque pueden ser de varios. Estos impulsores están provistos de álabes fijos cuya función es enderezar y reducir la velocidad absoluta cumpliendo las dos

funciones de director y convertidor parcial de la energía dinámica del agua en estática.

### **Aplicaciones y Usos.**

El campo de aplicación de los impulsores tipo hélice es en el bombeo de grandes caudales con altura de elevación muy pequeña. Por esa razón son adecuados esencialmente para el bombeo de riegos, desagües en instalaciones de agotamiento y además, servir en sistemas de bombeo de agua de refrigeración y de circulación.

Figura 25. Impulsor tipo hélice



### **3.3.4 Impulsor de Engranaje**

#### **Características.**

Los dientes de los engranajes están separados en el lado de la succión, al entrar el líquido llena los espacios entre los dientes y los impulsores al girar van comprimiendo al líquido entre ellos, conduciendo el líquido en una trayectoria circular hacia fuera; este proceso que es sucesivo para cada diente mantiene una descarga de líquido constante y será más uniforme y continuo cuanto mayor sea el número de dientes de los engranajes. En este tipo de

impulsores, uno esta acoplado al eje accionador y el otro recibe la energía del primero para moverse.

Los dientes pueden ser simples, dobles o involuta.

Algunos diseños tienen agujeros de flujo radial en el engranaje loco, que van de la corona y del fondo de los dientes a la perforación interna. Estos permiten que el líquido se comunique de un diente al siguiente, evitando la formación de presiones excesivas que pudiesen sobre cargar las chumaceras y causar una operación ruidosa.

Su capacidad es en función del volumen desplazado por cada rotación, y de las revoluciones por minutos a las que funcione. Para este tipo de impulsores se obtiene un rendimiento volumétrico del 95 al 80% y será mas bajo cuanto menos viscoso sea el líquido a bombear. El rendimiento de un impulsor de engranajes depende en gran parte de las pérdidas internas por fugas y la viscosidad del fluido.

Para los engranajes se emplean materiales de toda clase. El mas barato es el hierro gris, que es relativamente bueno en lo que respecta al desgaste y debe ser empleado cuando sea adaptable a las circunstancias. En la selección del material se debe tener en cuenta primordialmente el tipo de fluido a utilizar y sus características para obtener el material adecuado.

### **Aplicaciones y usos.**

Este tipo de impulsores se emplean para bombear aceite lubricante y diesel. Además se pueden usar en bombas de engrase y sistemas de refrigeración con agua para motores, turbinas y maquinas herramientas.

### **3.3.5 Impulsor tipo lobular.**

#### **Características.**

El funcionamiento es similar al impulsor de engranajes. Tienen dos o más rotores cortados con tres, cuatro o más lóbulos en cada rotor. Los rotores se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de engranes externos. En este tipo de impulsores el flujo es menor que en los de engranajes y además el flujo es menos constante.

#### **Aplicaciones y Usos.**

Se usan normalmente para compresores de baja presión. También se usan en bombas de aceite, combustible de trasiego, en drenaje de tanques de aceite combustible, en bombas de lubricación y circulación de agua de motor.

### **3.3.6 Impulsor de tipo Turbina regenerativa.**

#### **Características.**

Consiste en álabes radiales tallados sobre la periferia de un disco metálico o impulsor, con caras planas, bien paralelas. Cada dos álabes consecutivos forman una celdilla. El conjunto de celdillas se van llenando y descargando en su rotación, por las lumbreras de aspiración y de descarga respectivamente, situados radialmente en la carcasa. Las celdillas suelen ser en números suficientemente grandes para dar una continuidad a la velocidad de descarga. Cuando maneja líquidos viscosos la columna y la capacidad se reducen y aumenta la potencia demandada. Cuando la viscosidad del líquido excede 500 ssU, la capacidad se reduce considerablemente y hay un gran aumento en la entrada de potencia. La eficiencia resultante es tan disminuida en comparación con una de desplazamiento positivo, que rara vez se usan bombas regenerativas en líquidos de alta viscosidad.

Tienen limitaciones perfectamente definidas en cuanto a capacidad y columna, mas allá de las cuales no pueden competir económicamente con las bombas centrífugas usuales. Sin embargo, dentro de su margen de aplicación tienen ventajas aceptables, incluyendo buenas características de succión, elevación y una característica columna de capacidad muy elevada y buena eficiencia.

#### **Aplicaciones y usos.**

Se aplican en la alimentación de calderas, sistemas de refrigeración y torres de enfriamiento, así como en lecherías, cervecerías, lavanderías, destilerías, etc.

#### **3.3.7 Impulsor de paletas deslizantes.**

##### **Características.**

Este impulsor, esta compuesto, por aspas que se deslizan en ranuras radiales y que al deslizarse en las ranuras ejercen una presión sobre la carcaza, debido a la fuerza centrífuga cuando este gira. Al girar el rotor el líquido es atrapado por las aspas y conducido hacia fuera debido a la fuerza centrífuga.

##### **Aplicaciones y usos.**

Se utilizan en compresores de aire. Además se pueden utilizar para suministros de aire a hornos y como sistema de enfriamiento por aire. También puede trabajar con líquidos que sean limpios y libres de materiales abrasivos.

Figura 26. Impulsor de paletas



### **3.3.8 Impulsor de tornillos.**

#### **Características.**

En los impulsores de tornillo o husillos, el líquido corre impulsado mediante dos husillos que giran en sentido contrario, ejecutados para doble efecto y que están acoplados mediante un par de ruedas dentadas rectas que funcionan en baño de aceite. Uno de los dos husillos es impulsado y el otro, arrastrado por el acoplamiento de ruedas dentadas y ambos están encerrados dentro del cuerpo de la bomba.

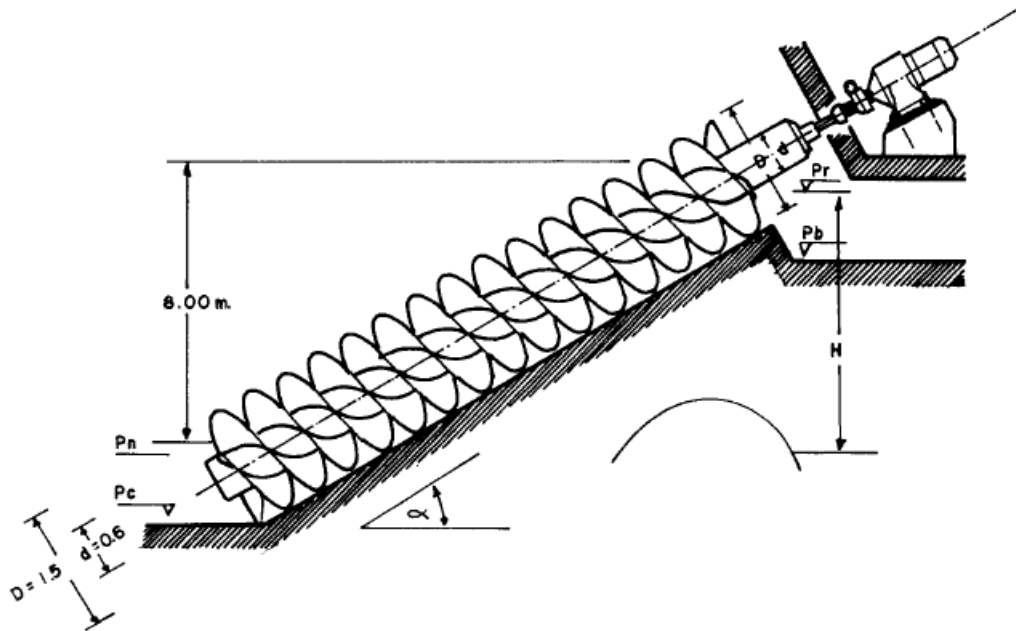
El rendimiento de los impulsores de tornillos depende, en gran parte, de las pérdidas de intersticios y de la viscosidad. Cuando la viscosidad es reducida, se necesitan intersticios estrechos. Por tanto las pérdidas se mantienen pequeñas y el rendimiento global es correlativamente elevado. En cambio, con medios viscosos es ventajoso aumentar la amplitud de los intersticios. Esto tiene como consecuencia cierta disminución del rendimiento volumétrico; pero, al mismo tiempo las pérdidas por rozamiento y la fuerza motriz necesaria se reducen sensiblemente.

Las bombas que utilizan este tipo de impulsor, pueden utilizar de 1 a 5 tornillos. Estos impulsores alcanzan alturas de aspiración de 5 a 6 metros.

#### **Aplicaciones y usos.**

Estos impulsores se aplican mucho en trasiego de agua, jugos, aceites y otros líquidos que no causen desgastes. Las bombas que utilizan un solo husillo se pueden emplear para bombeo de líquidos con impurezas arenosas, o fibrosas y además para bombeo de granos finos.

Figura 27. Impulsor de tornillo



### 3.3.9 Impulsores de turbina tipo Kaplan.

#### Características.

La turbina Kaplan debe su nombre al ingeniero Víctor Kaplan, quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. La turbina Kaplan, es una turbina de hélice con álabes ajustables, en forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe puede producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de la potencia; característica importantísima para un rotor de hélices, pues una de las deficiencias más notables que se advierten en las turbo máquinas de hélices de álabe fijo, la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produjo bajo ángulos inapropiados, dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad. Las turbinas de



álabe fijo justifican su utilización en instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

### **Aplicaciones y usos.**

Estos rotores tiene gran aplicación en saltos de agua de gran caudal y pequeñas cargas; estos, se acoplan a generadores en plantas de energía.

Figura 28. Impulsor tipo Kaplan



### **3.3.10 Impulsor tipo Francis.**

#### **Características.**

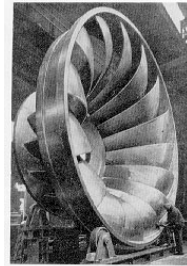
Los impulsadores la turbina Francis se consideran como impulsor típico de reacción de flujo radial. Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis. El impulsor Francis ha evolucionado mucho en el curso del siglo XX, encontrando buena aplicación en aprovechamiento hidráulico de características muy variadas de carga y caudal. Hay impulsores para turbina Francis instalados en saltos de agua de 30 metros como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan los 200 metros cúbicos por segundo. Esta versatilidad ha hecho que los impulsores de turbina Francis sean los más generalizados en el mundo hasta el momento. De acuerdo con la ponderación de la carga sobre el caudal y viceversa, se originan unas

particulares características en la maquina, que dan lugar a dos tipos, no siempre completamente definidos: el impulsor Francis puro el de Francis mixto.

### **Aplicaciones y usos.**

Estos rotores tienen buena aplicación en saltos de agua con carga relativamente grandes y caudales relativamente reducidos para acoplarlos a generadores de energía esto es en cuanto a rotores tipo Francis puro. En cuanto a los Francis tipo mixto tienen aplicación en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes y también son acoplados a un generador para producir energía. Además se utilizan en diversas aplicaciones con cargas y caudales moderados, su diversidad de aplicación les ha dado un gran auge a su producción en el mundo entero.

Figura 29. Impulsor tipo Francis



### 3.4 Análisis de los parámetros de diseño de impulsores.

En el diseño de impulsores, intervienen una serie de factores y parámetros que son determinantes a la hora de seleccionar los materiales, la forma y otras características del impulsor.

Estos parámetros son básicamente:

Relaciones de la velocidad en el impulsor

Número de álabes del impulsor

Ángulo de los álabes del impulsor

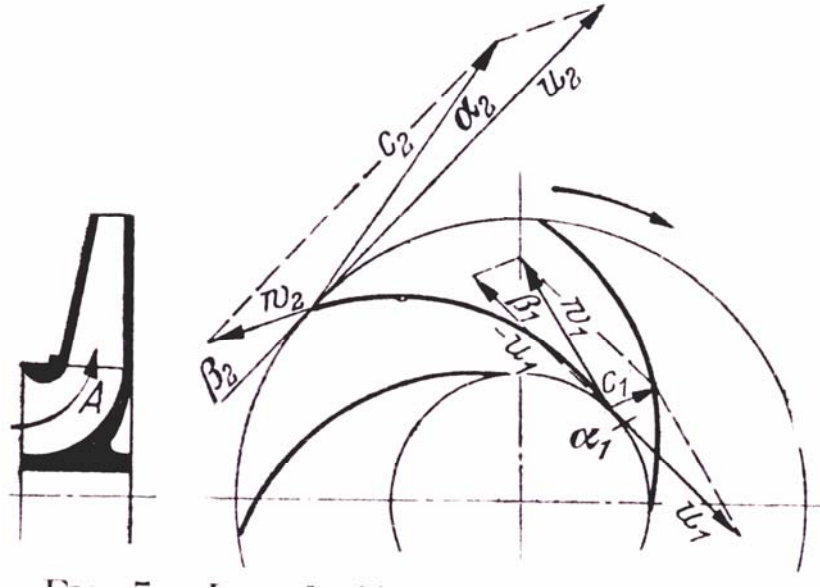
Forma y construcción mecánica del impulsor

En la circulación de un líquido por los canales del impulsor giratorio hay que distinguir dos movimientos típicos, el *movimiento absoluto* y el *movimiento relativo*. El movimiento absoluto es el de las partículas de líquido que nota un observador situado fuera del impulsor; con movimiento relativo se designa aquel que ve un observador situado dentro del giro del impulsor.

Según DIN 1331, se designa con  $\mathbf{c}$  la velocidad absoluta; con  $\mathbf{w}$  la velocidad relativa, y con  $\mathbf{u}$  la velocidad periférica de los álabes del impulsor, subordinada ésta a la distancia al eje de giro.

$\mathbf{C}$  forma el ángulo  $\alpha$ , con la dirección periférica positiva;  $\mathbf{w}$ , el ángulo  $\beta$ , con la dirección periférica negativa

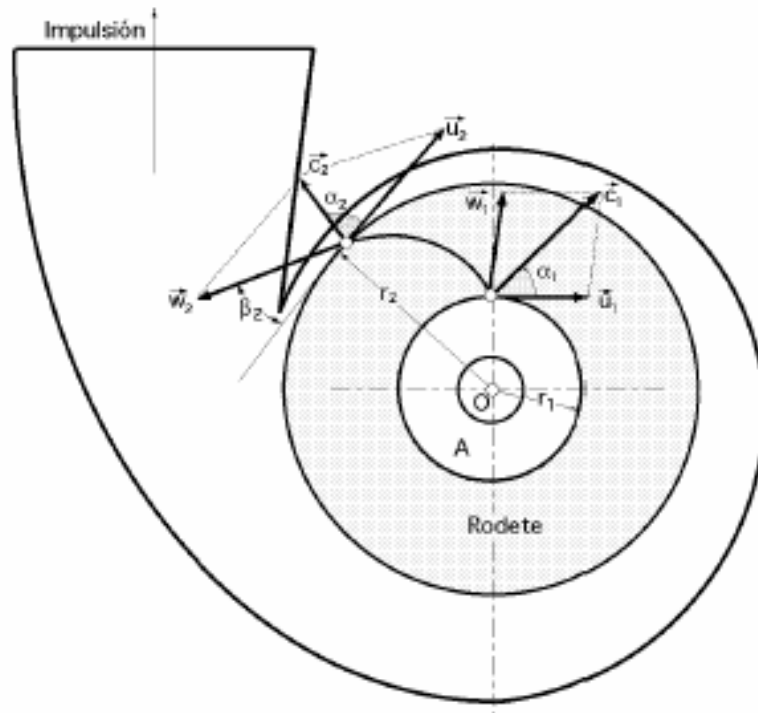
Figura 30. Relaciones de velocidad existentes en el impulsor



Todas las magnitudes reciben:

El subíndice **0**, para el estado con corrientes de entrada no perturbada, antes de entrar en los canales de los álabes; el subíndice **1**, para el estado que existe inmediatamente después de la entrada en los canales de los álabes; el subíndice **2**, para el estado que se encuentra inmediatamente antes de la salida de los canales de los álabes; el subíndice **3**, para el estado en la corriente de salida no perturbada, poco después de abandonar los canales de los álabes.

Figura 31. Velocidad en la entrada y salida del álabe del impulsor.



El líquido alcanza la arista de entrada de los álabes en **A** con la velocidad absoluta  $c_0$ , que crece inmediatamente después hasta el valor  $c_1$ , por reducirse la sección debido al espesor infinito de los álabes. En este lugar tiene la velocidad  $w_1$  respecto a los álabes giratorios. Para determinar la dirección y magnitud de  $w_1$ , hay que imaginar que el punto de referencia (un punto de de la arista de entrada del álabe) esta fijo, y que la velocidad periférica  $u_1$  del mismo se dirige hacia la partícula del líquido que circula con la velocidad  $c_1$ , aunque en sentido contrario. De  $c_1$  y  $u_1$  se obtiene, como resultante, la velocidad relativa  $w_1$ . Esta última ha de estar dirigida tangencialmente respecto a la entrada de los álabes, para evitar el choque con la superficie de los álabes.

Al circular el líquido por los canales de los álabes, suele disminuir la velocidad relativa. Inmediatamente antes de la salida de los canales de los álabes, el

líquido lleva la velocidad relativa  $w_2$ , y como quiera que participa del movimiento del canal, tiene, además, la velocidad periférica  $u_2$ . De ambas velocidades se obtiene, como resultante, la velocidad absoluta de salida  $c_2$ , que es sensiblemente mayor que  $c_1$ , debido a la energía transmitida por los álabes. La transformación de la energía de velocidad excedente en energía de presión, la lleva a cabo el difusor.

A que menos que se especifique otra cosa, todas las velocidades se consideraran como velocidades promedio para las secciones normales a la dirección del flujo. Esta es una de las aproximaciones hechas en los estudios teóricos y diseños prácticos, que no es exactamente verdadera en la realidad.

La velocidad periferia  $u$  se podrá calcular con la siguiente ecuación:

$$u = \frac{\pi D}{12} \text{ r.p.s.} = \frac{D * \text{ r.p.m.}}{229} (\text{pies/seg}) \quad (10)$$

En la cual  $D$  es el diámetro del círculo en pulgadas.

Figura 32 (a). Triangulo de velocidades del impulsor

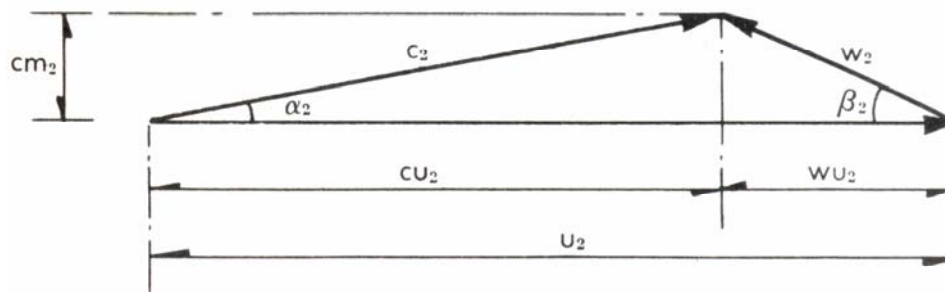
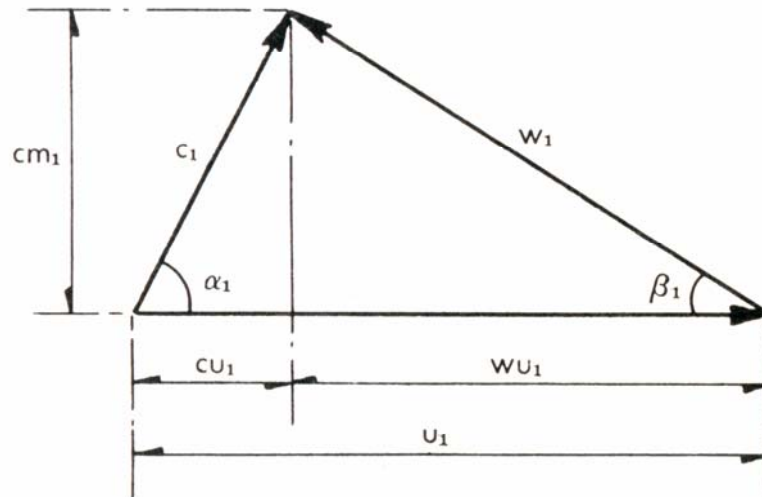


Figura 32 (b) . Triangulo de velocidades del impulsor



El trabajo transmitido por el impulsor al líquido se transforma en energía de presión, en parte directamente por la acción de las fuerzas centrífugas, y en parte indirectamente por la reducción de la velocidad en el impulsor y el difusor.

La parte del impulsor en la formación de la presión se debe al trabajo de las fuerzas centrífugas, junto con el aumento de la velocidad periférica de  $u_1$  a  $u_2$ , y por la transformación de una fracción de la velocidad relativa debida al aumento de la sección.

La parte del difusor resulta de la transformación de la velocidad absoluta excedente de la salida, y además es efecto del aumento de las secciones.

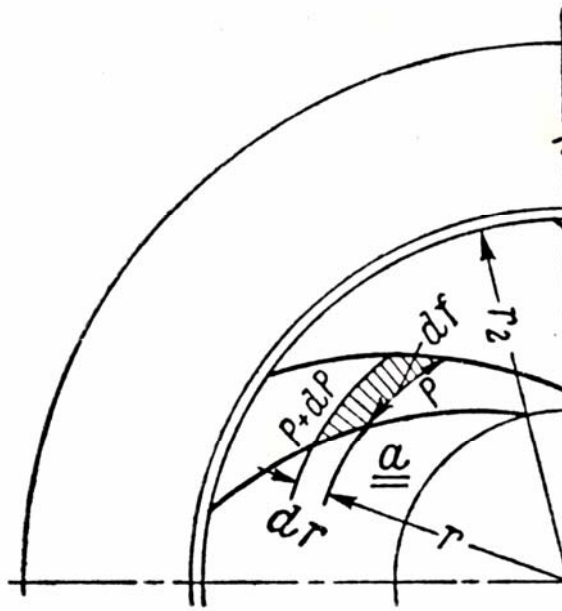
En varias consideraciones hay que suponer que todas las partículas de líquido siguen el camino de los álabes del impulsor, de modo que a lo largo de círculos concéntricos, con centro en el eje del impulsor, son iguales las condiciones de la corriente, o sea, que las presiones y las velocidades son las mismas. Esta condición se cumple suponiendo que existen infinitos álabes infinitamente

delgados<sup>2</sup>. Además, se supondrá que los procesos de las corrientes y los cambios que se producen en los canales no quedan modificados por ninguna clase de resistencias, y que, finalmente, la velocidad de salida del líquido del dispositivo difusor coincide con la velocidad absoluta de entrada en los canales del rodete.

### 3.4.1 Formación de la presión en el impulsor.

Como consecuencia de la acción de las fuerzas centrífugas, a lo largo del círculo de radio  $r$ , la presión superficial absoluta específica  $P$ , y a lo largo del círculo de radio  $r+dr$  es  $P+dP$ .

Figura 33. Formación de presión en el impulsor debido a fuerzas centrífugas



<sup>2</sup> Al mismo tiempo desaparece la influencia del espesor de los álabes sobre las velocidades, de modo que ya no es necesario hacer diferencias entre las velocidades de antes y después de la entrada, o de la salida, de los canales.



Consideremos ahora una partícula de masa limitada por las superficies laterales de dos cilindros de radios  $r$  y  $r+dr$ , así como por dos álabes vecinos y por las paredes del impulsor. Con las designaciones de la figura 11, la partícula tiene la masa

$$dfdr = \frac{\gamma}{g} , \quad (11)$$

Y con la velocidad angular  $\omega$  del impulsor produce la fuerza centrífuga,

$$dfdP = dfdr \frac{\gamma}{g} r \omega^2 \quad (12)$$

o sea, el aumento de la presión

$$dP = dr \frac{\gamma}{g} r \omega^2 \quad (13)$$

Con  $\gamma = \frac{1}{v}$  se puede escribir también

$$v dP = \frac{1}{g} r dr \omega^2 \quad (14)$$

Pero esto es el trabajo de la fuerza centrífuga realizado en el camino  $dr$  por 1 Kg. de líquido. En total, el trabajo realizado por las fuerzas centrífugas es

$$v \int_{P_1}^{P_\infty} dP = v(P_\infty - P_1) \quad ^3 = \frac{1}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} (\text{kgm} / \text{kg}) \quad (15)$$

Como se refiere a 1 Kg. de líquido, es equivalente a la altura de elevación

---

<sup>3</sup> El subíndice  $\infty$  quiere decir que la magnitud en cuestión solo es valida para el caso imaginario de un número infinito de álabes.

$$\frac{P_{\infty} - P_1}{\gamma} (m) \quad (16)$$

Además de la acción de las fuerzas centrífugas, en el impulsor también se forma presión a consecuencia del retardo de la velocidad relativa. Resulta para una partícula de masa,

$$dfds \frac{\gamma}{g} \quad (17)$$

De acuerdo con la ley fundamental de la dinámica:

$$df dP = -dfds \frac{\gamma}{g} \frac{dw}{dt} \quad ^4 \text{ o con } \frac{ds}{dt} = w, \quad dP = -\frac{\gamma}{g} w dw \quad (18)$$

En el camino **ds**, y por cada kilogramo de líquido, se produce la siguiente energía de presión:

$$v \cdot dP = -\frac{1}{g} w dw, \text{ y en toda la longitud del canal,} \quad (19)$$

$$v \int_{P_{\infty}}^{P_{p\infty}} dP = v(P_{p\infty} - P_{\infty}) = -\frac{1}{g} \int_{w_1}^{w_2} w dw = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{kgm/kg}) \quad (20)$$

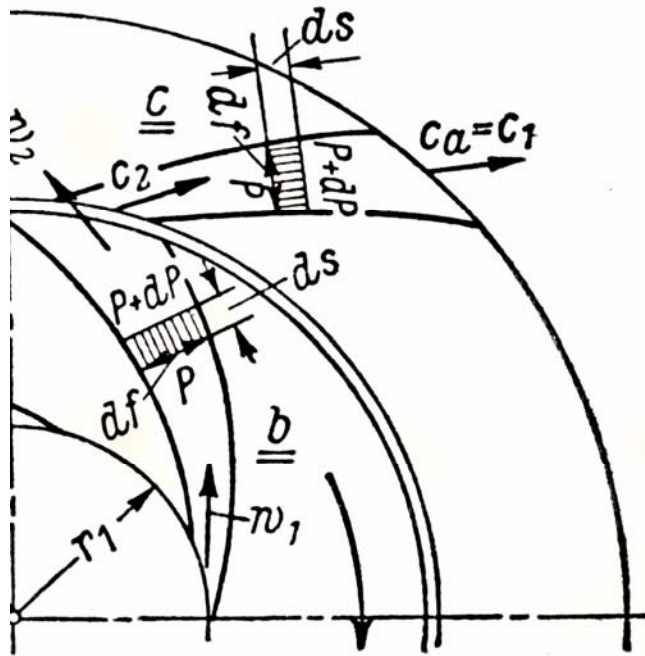
---

<sup>4</sup> dw es negativo, por disminuir al aumentar la presión

A este trabajo le corresponde la altura de elevación  $\frac{P_{p\infty} - P_{\infty}}{\gamma}(m)$  (21)

De esta manera se produce teóricamente en el impulsor, con un número infinitamente grande de álabes, la altura de elevación.

Figura 34. Formación de presión en el impulsor debido al retardo de la velocidad relativa



Partiendo de la ecuación general de las bombas centrífugas y tomando  $N$  como la potencia aplicada al eje de la bomba, se puede poner en función del par motor  $C$  y de la velocidad angular  $w$  de la bomba en la forma:

$$\begin{aligned}
N &= Cw = \frac{\gamma q}{g} w(c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) = \\
&= \frac{\gamma q}{g} \{c_2 (wr_2) \cos \alpha_2 - c_1 (wr_1) \cos \alpha_1\} = \left| \begin{array}{l} u_1 = r_1 w \\ u_2 = r_2 w \end{array} \right| = \\
&= \frac{\gamma q}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) = \left| \begin{array}{l} c_{2n} = c_2 \cos \alpha_2 \\ c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 \end{array} \right| = \\
&= \frac{\gamma q}{g} (c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1) = \gamma q H_t \quad (22)
\end{aligned}$$

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

$$H_t = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1}{g} \quad (23)$$

Esta es conocida como la ecuación de Euler, y también puede ser expresada como:

$$H_m = H_t \eta_{man} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \eta_{man} \quad (24)$$

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el impulsor, con lo cual  $c_{1n} u_1 = 0$  y debe salir formando

un ángulo lo mas pequeño posible para que  $c_{2n}u_2$  tienda a 1. Si  $C_{1n}u_1=0$  la ecuación de Euler se reduce a:

$$H_i = \frac{c_{2n}u_2}{g} \quad (25)$$

Por substitución trigonométrica de los triángulos de velocidad:

$$W_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 \quad (26)$$

$$W_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 \quad (27)$$

Substituyen en la ecuación de Euler y separando términos obtenemos:

$$H_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (28)$$

El primer término representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre las masas del líquido que viajan del diámetro  $D_1$  al diámetro  $D_2$  cuya formación fue explicada y se obtuvo la expresión 15.

El segundo término muestra el cambio de energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo. El último es un cambio de presión debido al cambio de velocidad relativa al pasar por el impulsor y se demostró su formación y se obtuvo la ecuación 20.

Sin embargo en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades y sus direcciones. Lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad sobre los ángulos de las aspas y por medio de la ecuación de Euler de 3 términos (expresión 28) calcular la carga. Estos triángulos así trazados se llaman triángulos de Euler; y la carga obtenida, carga de Euler. Esta carga es un poco mayor que la teórica, y no es posible calcular con ella la verdadera potencia hidráulica.

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

Si se usa la ecuación de Euler para la carga en su forma más simple, o sea, suponemos que el líquido entra al impulsor radialmente ( $cu_1=0$ ), por tanto:

$$H = \frac{u_2 c u_2}{g} \quad (29)$$

Puede demostrarse que esta es la ecuación de una línea recta, la cual dará la variación de la carga de Euler con la capacidad.

En efecto tenemos que:

$$cu_2 = u_2 - wu_2 = u_2 - \frac{cm_2}{\tan \beta_2} \quad (30)$$

Lo cual substituido en la ecuación 29 nos da:

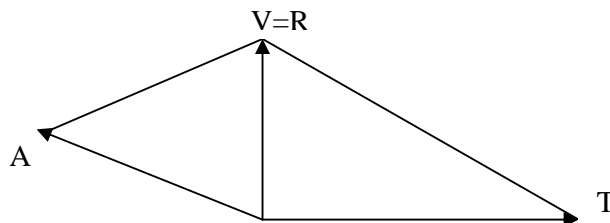
$$H = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 cm_2}{g \tan \beta_2} \quad (31)$$

En esta ecuación  $cm_2$  es proporcional a la capacidad  $Q$ , puesto que esta es igual a  $cm_2$  multiplicada por el área normal a ella.

El termino  $\beta_2$  es el ángulo de álabe. Desde un punto de vista teórico, cabe elegir libremente un ángulo de salida  $\beta_2$  dentro de limites bastantes amplios. Dependiendo de los valores del ángulo, se tendrán diferentes formas de álabes.

Un ángulo  $\beta_2 < 90^\circ$  produce álabes curvados hacia atrás o normales. Si, desde la entrada de los álabes, vamos modificando progresivamente el ángulo  $\beta$  de tal manera que la resultante, R, sea siempre igual a la velocidad real, V, cualquiera que sea el valor de la tangencial, T, en todo el recorrido del álabe, tendremos un paralelogramo como es que se muestra en la figura.

Figura 35. Paralelogramo de velocidades



El álabe ira ocupando, sucesivamente, las posiciones a, b, c, d, etcétera, de la figura 15 al mismo tiempo que cada molécula del líquido llega a las posiciones radiales de la misma designación. Estos álbes no producen ningún efecto. Con igual altura de elevación exigen una mayor velocidad periférica, y con ello causa mayores pérdidas por rozamiento en el impulsor y también mayores pérdidas de líquido en el intersticio, por ser mayor la presión en el mismo. Sin embargo, estos inconvenientes no llegan a compensar las ventajas de un rendimiento hidráulico mejor. Por este motivo, en las bombas centrífugas solo hay álbes curvados hacia atrás, o sea, que el ángulo de salida  $\beta_2$  es pequeño. En la practica se han acreditado los ángulos de salida  $\beta_2=20^\circ$  a  $30^\circ$  y hasta  $40^\circ$ .

Figura 36. Forma de los canales del impulsor para un ángulo de salida de  $90^\circ$

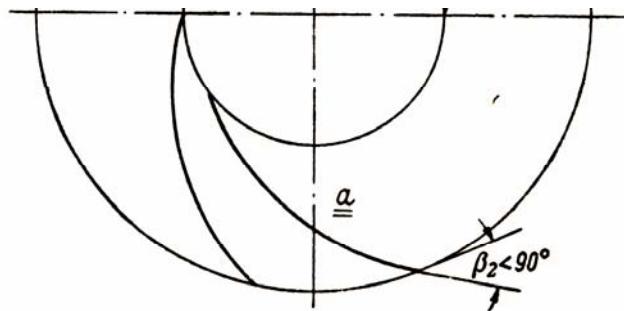
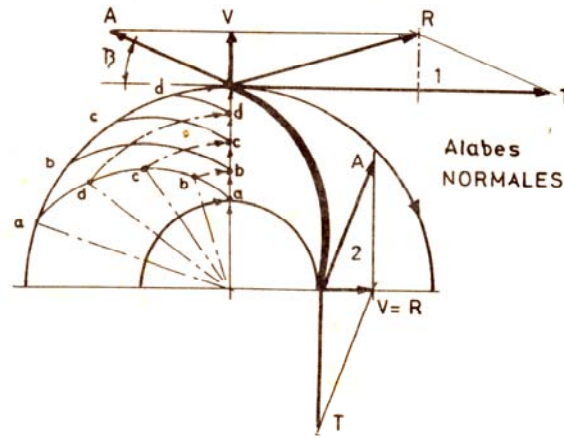


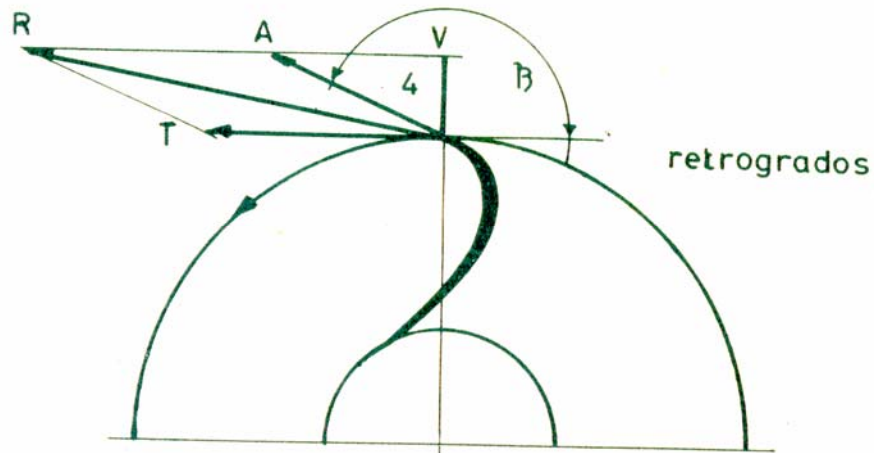


Figura 37. Relaciones de velocidad para álabes normales



Cuando se tiene un ángulo  $\beta_2 = 90^\circ$  los álabes terminan radialmente, mientras que con  $\beta_2 > 90^\circ$  resultan álabes curvados hacia delante. De acuerdo a la ecuación 31, la altura de elevación teórica será mayor cuanto mayor sea  $\beta_2$ , de modo que los álabes curvados hacia delante proporcionan alturas de presión grandes. De la figura 16 como se muestra a continuación, resulta que a ángulos  $\beta_2$  grandes corresponden velocidades absolutas grandes  $c_2$ , que han de transformarse en alturas de presión, en el difusor. De acuerdo con la experiencia, la transformación de la velocidad en altura de presión siempre está ligada a pérdidas de consideración. Por este motivo, con álabes curvados hacia delante es de esperar un rendimiento peor que con álabes curvados hacia atrás.

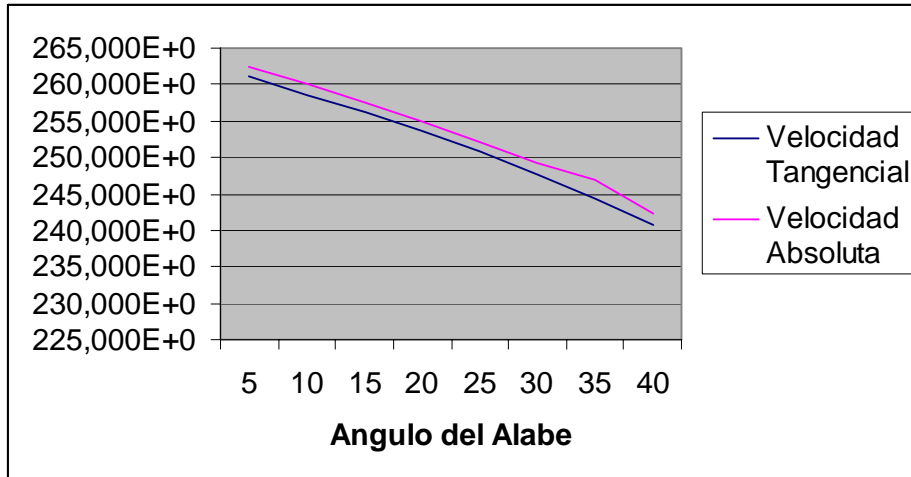
Figura 38. Álabes para ángulos de salida muy grandes.



Por lo que se refiere a la forma del canal, los ángulos  $\beta_2$  pequeños dan canales alargados con poca curvatura, lo cual, pese a originar un camino con rozamiento mas largo, resulta favorable para la circulación del líquido. En cambio, un canal de un ángulo de salida grande presenta una curvatura mayor y un mayor ensanchamiento en la dirección de la corriente. Tales ensanchamientos tienen como consecuencia la formación de fenómenos como la cavitación, de modo que, en determinadas circunstancias, no se puede formar una corriente estable.

Por otra parte, un ángulo  $\beta_2$  pequeño tiene también sus inconvenientes. Con igual altura de elevación, exige una mayor velocidad periférica, y con ello causa mayores perdidas por rozamiento en el rodete y también mayores perdidas de agua en el intersticio, por ser mayor la presión en el mismo. Sin embargo, estos inconvenientes no llegan a compensar las ventajas de un rendimiento hidráulico mejor. Por estos motivos en las bombas centrífugas solo hay álabes curvados hacia atrás, ósea, que el ángulo de salida  $\beta_2$  es pequeño. En la practica se han acreditado los ángulos de salida  $\beta_2=20^\circ$  a  $30^\circ$  y hasta  $40^\circ$ .

Grafica 2. Variación de las velocidades en función del ángulo del álabe.



En la grafica anterior se muestra una variación de las velocidades tangenciales y absolutas resultantes, en relación con el ángulo del álabe. Si se calculara un impulsor con un número infinito de álabes a partir de la ecuación de Euler, después de un determinado número de álabes, el impulsor no responde igual que otros impulsores de menor número de álabes bajo las mismas condiciones de operario. Esto demuestra que la ecuación de Euler no se puede aplicar sin limitaciones a un impulsor de un número infinito de álabes pues la altura de elevación teórica resulta menor que la obtenida a partir de dicha ecuación.

Numerosos álabes aseguran una buena conducción del agua, disminuyen la presión de álabe y, con ello, reducen el trabajo y la sensibilidad a la cavitación de la bomba, en lo que depende de la presión del álabe. Pero al mismo tiempo se eleva la pérdida por rozamiento en los canales, aumentando, a consecuencia de su espesor finito, el estrechamiento en la entrada de los canales, y de este modo reducen, a su vez, la capacidad de aspiración de la bomba. De acuerdo con la experiencia, el rendimiento de la bomba disminuye tan pronto como se pasa un determinado número de álabes, lo mismo ocurre

cuando se reduce el número de álabes. Desde el punto de vista de rendimiento, las condiciones mas favorables se tienen cuando el número de álabes es precisamente tal, que con la mayor sección de canal posible se logra una buena conducción de agua. Por tanto para determinar el número de álabes partimos del hecho de que la longitud  $l$  del filete medio líquido situado en la sección meridiana ha de estar en una relación determinada respecto a la anchura media del canal  $e_m$ . Ponemos  $\frac{l}{e_m} = 2$ . Si, además, suponemos que el ángulo  $\beta$  varia linealmente, a lo largo del álabe desde  $\beta_1$  hasta  $\beta_2$ , entonces el álabe, en el circulo medio de radio  $r_m$ , estará inclinado un ángulo  $\beta_m \approx \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$  respecto a la dirección negativa periférica. Con el paso correspondiente  $t_m$  y el número de álabes  $z$ , se tiene, aproximadamente:

$$e_m = t_m \text{sen} \beta_m = \frac{2r_m \pi}{z} \text{sen} \beta \quad (32)$$

Con lo cual,

$$l = \frac{4\pi r_m}{z} \text{sen} \beta_m \quad (33)$$

Y el número de álabes,

$$z = \frac{4\pi r_m}{l} \text{sen} \beta_m \quad (34)$$

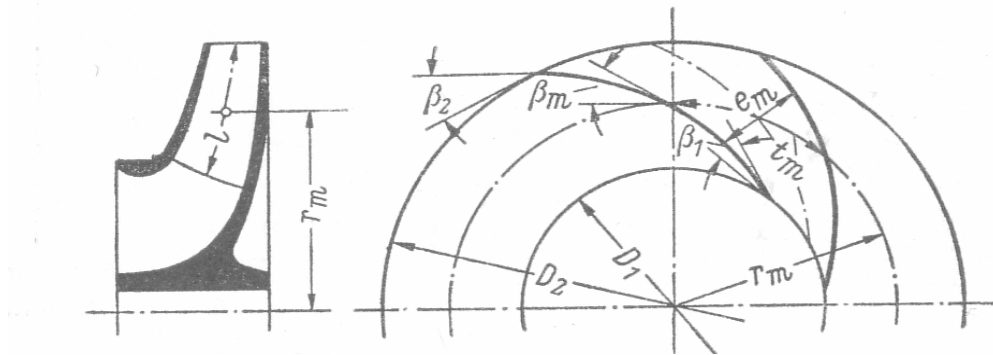
Con álabes radiales,  $r_m = \frac{D_1 + D_2}{4}$  y  $l = \frac{D_2 - D_1}{2}$  (35)

Con lo cual,

$$z = 2\pi \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \text{sen}\beta \quad (36)$$

Según lo expuesto, el número de álabes es independiente del tamaño del impulsor. Los impulsores geoméricamente semejantes en sus dimensiones exteriores tienen un mismo número de álabes,

Figura 39. Formación de los canales del impulsor.

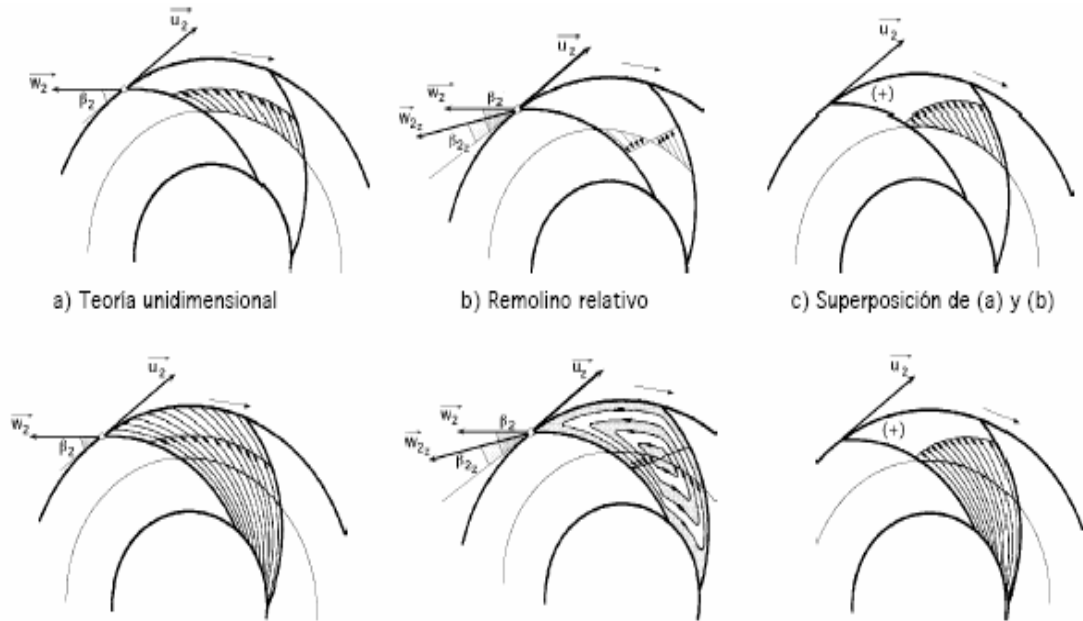


Dentro de los límites de los ángulos de salida  $\beta_2=20^\circ$  a  $30^\circ$ , corriente en las bombas centrífugas, los números de álabes determinados, para los impulsores radiales, con la ecuación 36, por lo que se refiere al rendimiento de la bomba, concuerdan bien con la experiencia.

Cuando a la bomba centrífuga se la supone trabajando en condiciones ideales, el número de álabes se considera infinito. Para acercarnos al proceso de trabajo de una bomba centrífuga real, el número de álabes tiene que ser finito estando este número comprendido entre 4 y 16; en este caso, el movimiento relativo del líquido entre los álabes del rodete impulsor ya no tiene carácter de chorro, como se supone tiene para infinitos álabes, resultando por lo tanto, una distribución de velocidades irregular. Así se tiene que en la zona del intrados entre álabes indicada en la Figura 18 con el signo (+), la presión es bastante

elevada lo que implica velocidades pequeñas. Esto es debido a que la distribución de velocidades se puede interpretar como la suma de dos flujos.

Figura 40. Flujo entre álabes y distribución de velocidades a la salida como suma de dos flujos.



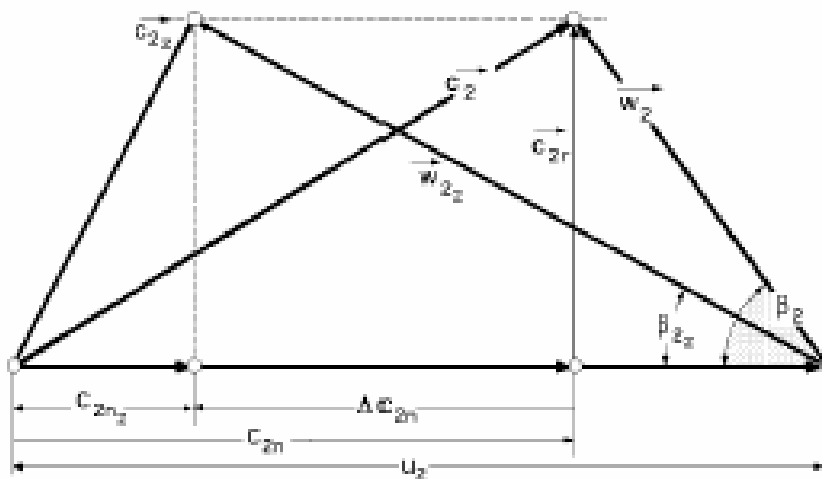
En la figura *a* el flujo corresponde a una distribución uniforme de la velocidad, idéntica a la existente para un número infinito de álabes. El flujo de la figura *b* corresponde al movimiento de rotación del líquido entre los álabes, en sentido opuesto a la rotación del impulsor.

Este tipo de movimiento, al girar el eje de la bomba se engendra en el espacio entre álabes un torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del impulsor, que sumado al desplazamiento de la velocidad relativa  $w_{2z}$  en la periferia del mismo, hace que esta se desvíe a la salida como se ve en la Figura 18, disminuyendo el ángulo efectivo de salida de la corriente hasta un ángulo  $\beta_{2z}$  menor que el correspondiente a un número infinito de álabes, es decir, la corriente experimenta un deslizamiento por el que pasa de la velocidad correspondiente a  $\infty$  número de álabes  $c_{2n}$ , a la correspondiente a un número finito  $c_{2nz}$ , fenómeno que viene representado por un coeficiente de influencia  $\mu$

que depende del número de álabes. En consecuencia, al pasar a un número finito de álabes  $z$ , la velocidad  $c_{2n}$  disminuye, lo cual se explica por el movimiento de rotación complementario citado. El ángulo  $\beta_2$  correspondiente a infinitos álabes, es el ángulo constructivo del álabe, mientras que  $\beta_2$  es el ángulo con el que el líquido sale de la bomba, que no es tangente al álabe.

Debido a estas irregularidades en la distribución de velocidades, tanto absolutas como relativas, para un número finito de álabes  $z$  se introduce el concepto de valor medio de la velocidad  $c_{2n}$  a la salida del impulsor, que interviene en la determinación de la altura total creada por la bomba; el fenómeno provoca una velocidad absoluta complementaria  $\Delta c_{2n}$  dirigida en sentido contrario a  $c_{2n}$ , modificándose así el triángulo de velocidades a la salida correspondiente a un número infinito de álabes; en la figura se observan los triángulos de velocidades para un número infinito de álabes y para un número finito, construidos ambos para valores iguales de  $u_2$  y  $c_{2r}$  lo cual implica iguales velocidades periféricas de rotación y caudales también iguales.

Figura 41. Triángulo de velocidades para un número finito e infinito de álabes



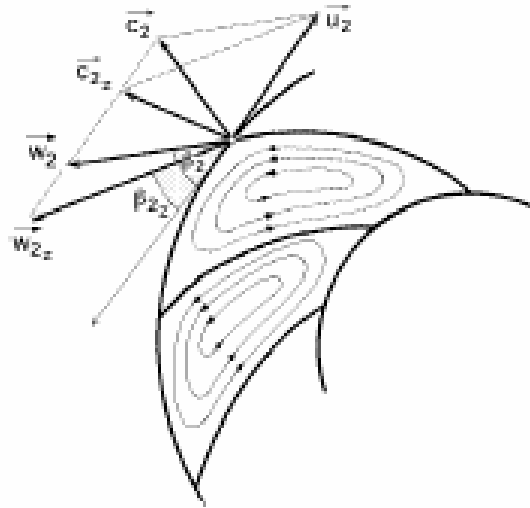
El ángulo  $\beta_2$  es el ángulo constructivo del álabe a la salida, mientras que  $\beta_{2z}$  es el ángulo de salida del líquido, para un número finito de álabes, que recordamos nos es tangente al álabe, y por lo tanto, menor que  $\beta_2$ . La disminución de la componente tangencial  $c_{2n}$  al pasar a un número finito de álabes, implica un descenso en la altura total creada por la bomba.

Otro factor importante que influye en el rendimiento del impulsor y por ende en el de la bomba, es el turbillonaje  $K$ . Se produce inevitablemente un vacío, seguido de un remolino, en tres puntos esenciales de la bomba:

- a) A la entrada de los álabes, se puede aminorar el efecto si se utilizan álabes "Johfer" con perfil de ala de avión, pero es inevitable.
- b) A la salida de los álabes, debido a su espesor, por pequeño que sea.
- c) La salida del líquido, en dirección tangencial recta, le hace chocar con las paredes curvas de la carcasa, produciendo una nueva onda de choque, un remolino y un vacío. Este también puede amortiguarse instalando una corona estática de álabes directores que encaucen progresivamente el líquido en la dirección necesar



Figura 42. Torbellino potencial en el impulsor.



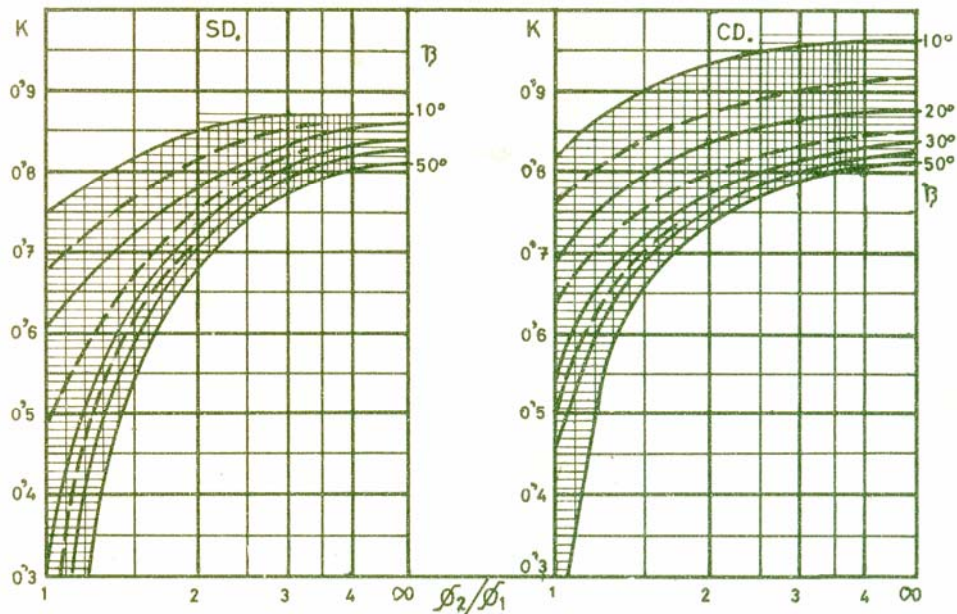
Estos choques, vacíos y remolinos, reduciendo accidentalmente el espacio disponible, aumentan variablemente la velocidad real,  $V$ , y disminuyen el rendimiento de la bomba y el valor absoluto de la altura de elevación.

Este factor de turbillonaje es función de:

- El ángulo  $\beta$  y, consecuentemente, el ángulo  $\alpha$  y la proyección de la velocidad,  $R$ , sobre  $T$ .
- La relación entre el diámetro exterior,  $D_2$ , y el diámetro interior,  $D_1$ , es decir,  $D_2/D_1$ . Cuanto mayor sea esta relación mayor será la distancia entre los efectos de entrada y de salida y mayor el recorrido sin disturbios de este tipo.
- El número de álabes que se decida instalar entre los platos. A mayor número de álabes, mejor encauzamiento del líquido y menores disturbios. En caso de haber corona estática de álabes directores, el número de ellos debe ser igual o mayor que el número de álabes impulsores; y en ningún caso habrá menos de seis.

Los valores de turbillonaje se calculan a partir de las siguientes graficas o ábacos, en función del número de álabes y de los diámetros.

Figura 43. Factor de turbillonaje,



Es debido al rozamiento del líquido con la superficie interna de los platos, de los álabes del impulsor, de los conductos de la carcasa, y, en general, durante todo el recorrido que el líquido haga dentro de la bomba, incluyendo el de sus moléculas entre si.

Es función de la velocidad real y de la amplitud de los pasajes, que, a su vez, lo son del caudal a elevar. En suma, es función de  $V$  y de  $Q$ . aumenta cuando aumenta  $V$ ; disminuye cuando aumenta  $Q$ . en apariencia, podría calcularse como el rozamiento en una tubería. Pero una copiosa experiencia ha demostrado que cualquier método de cálculo de esta pérdida de carga, se haya muy lejos de la realidad práctica. Por consiguiente, este factor de rendimiento hidráulico es enteramente empírico, y únicamente fruto de experiencias. Oscila

entre 0.40, aproximadamente, cuando Q es mínimo y V es máxima, y 0.95, aproximadamente, cuando Q es máximo y V es mínima. A partir de cierto punto,  $R_h$  es constante.

Los rozamientos mecánicos del eje en los cojinetes y en las estopadas y del impulsor, en sus alvéolos de la carcasa, consumen cierta cantidad de energía, que se suma a la consumida por el impulsor tanto en efectuar el trabajo de elevación del líquido como en vencer rozamientos hidráulicos (el turbillonaje no afecta al consumo de energía).

El rendimiento final (overall efficiency) de la bomba es el producto del rendimiento hidráulico,  $R_h$ , por el mecánico,  $R_m$ .

Es, en resumen, el resultado de dividir el trabajo practico realizado por la bomba, elevando un caudal a una altura, por la potencia necesaria para llevarlo a cabo. En consecuencia la potencia,  $N$ , expresada en caballos (HP), depende de los siguientes elementos:

Q= caudal, expresado en metros cúbicos por segundo.

H= altura expresada en metros.

T= trabajo realizado, que es el producto del caudal por la altura. Recordando que 1 HP es igual a 75kgm, el trabajo en caballos será  $T=Q*H/75$

Finalmente, la potencia consumida será:

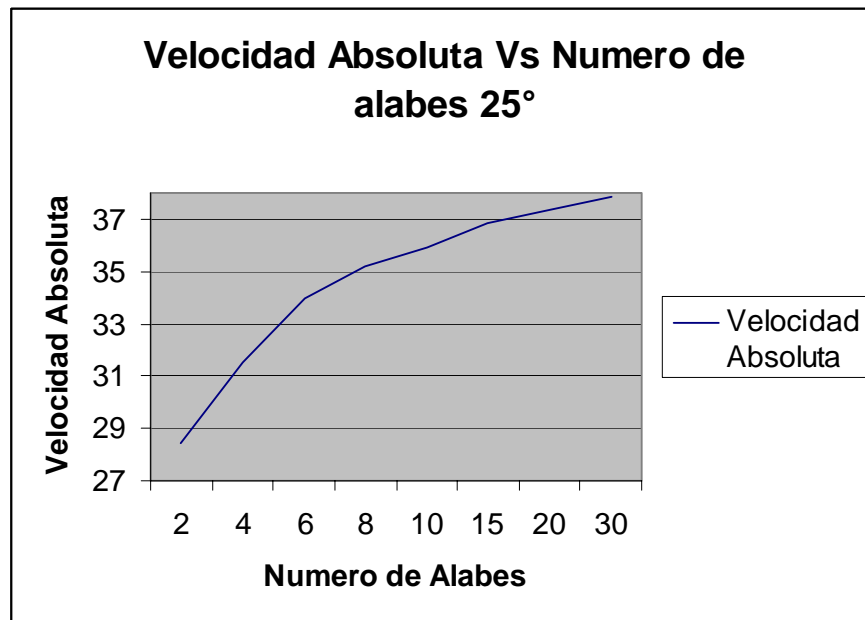
$$N = \frac{q * H}{75 * R_m * R_h} \quad (37)$$

De donde se deduce que, tal como acabamos de decir:

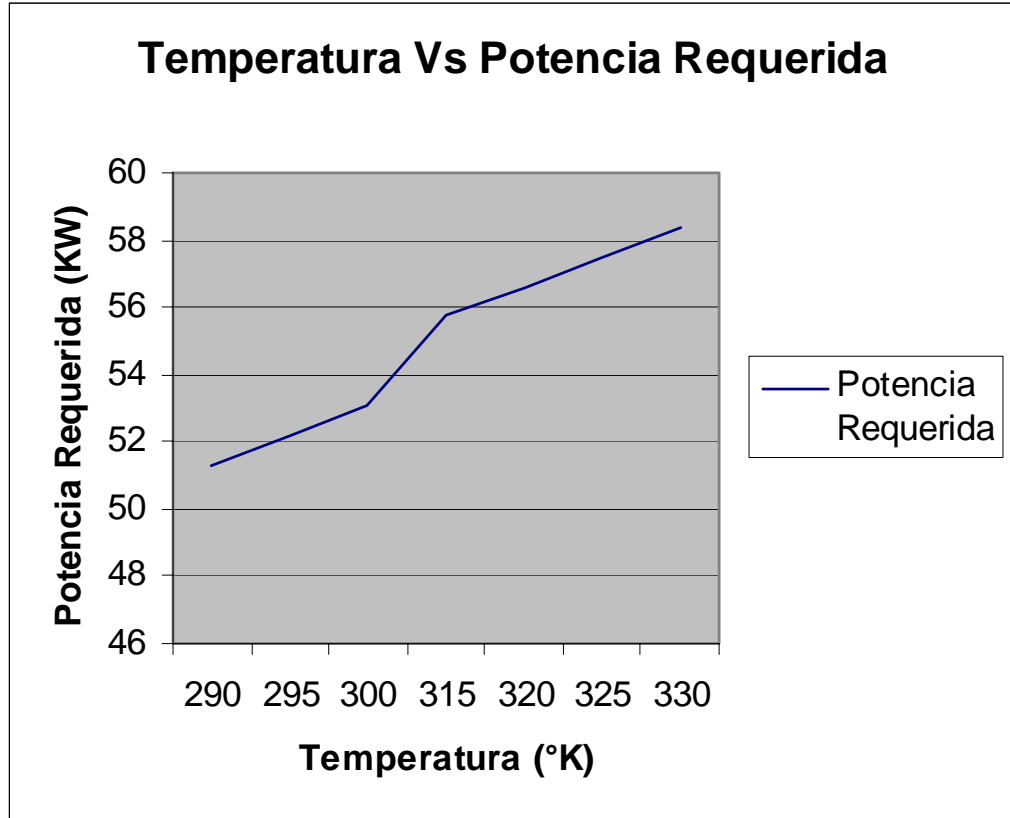
$$R_m * R_h = T/N \quad (37)$$

El rendimiento mecánico,  $R_m$ , que estamos estudiando, es un factor constante del rendimiento hidráulico, teniendo en cuenta que los rozamientos son casi proporcionales a los esfuerzos realizados.

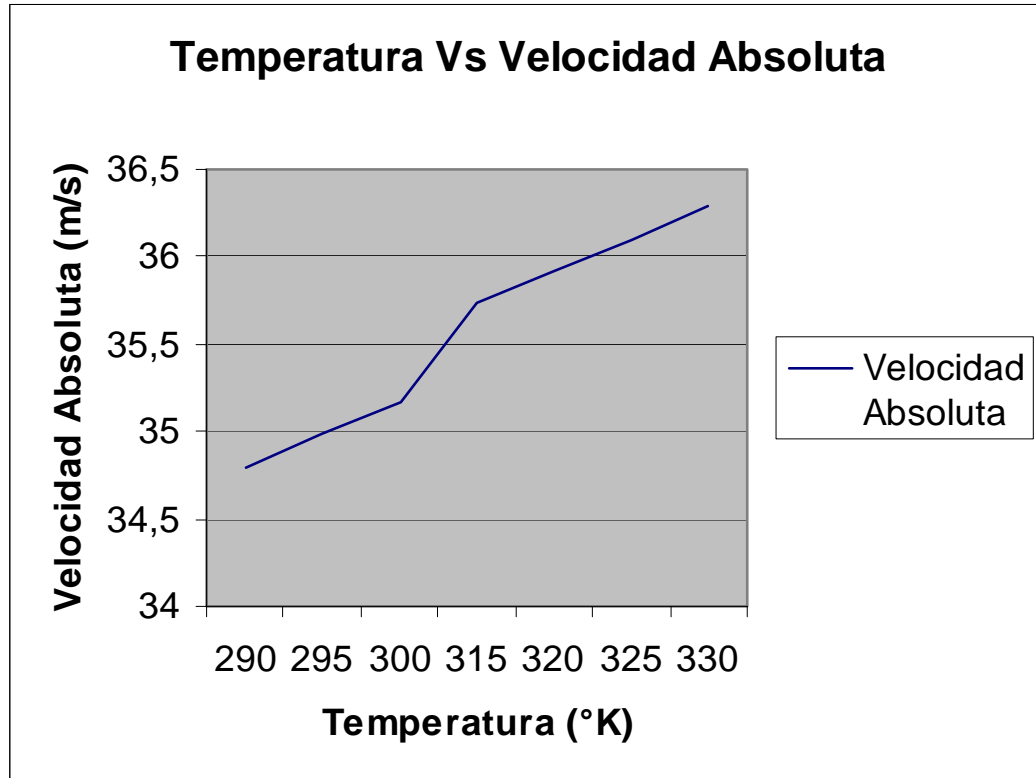
Grafica 3. Velocidad absoluta vs. Número de álabes



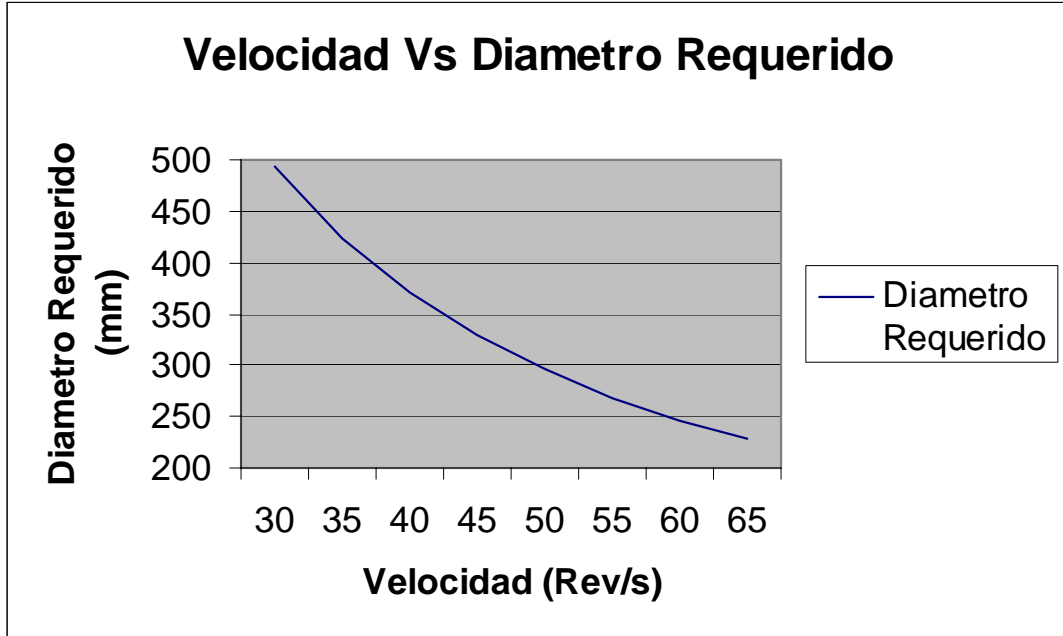
Grafica 4. Temperatura vs. Potencia requerida



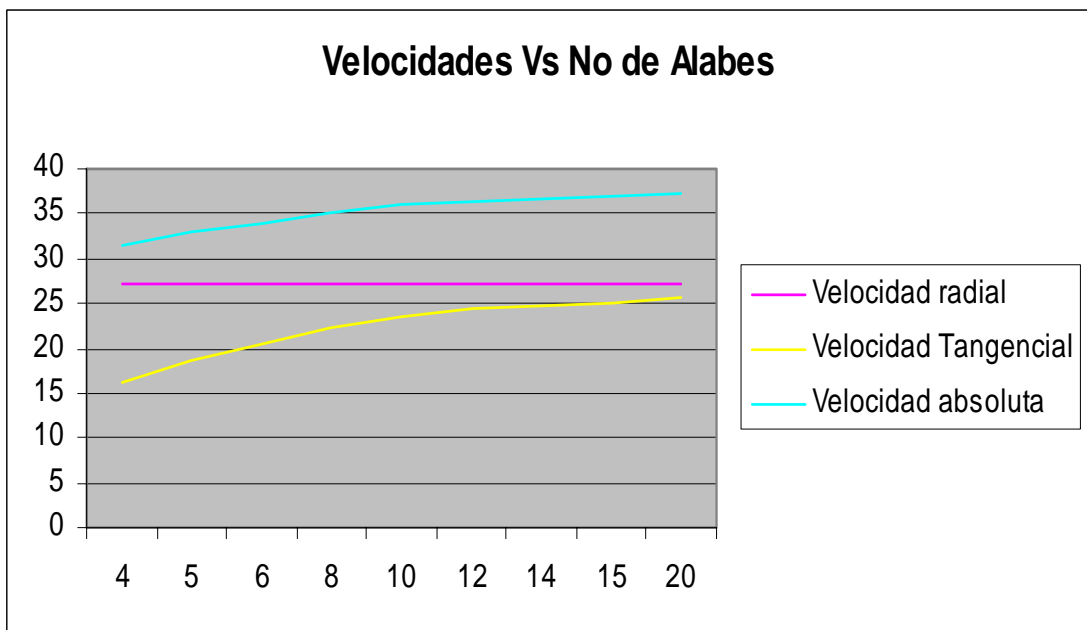
Grafica 5. Temperatura vs. Velocidad absoluta



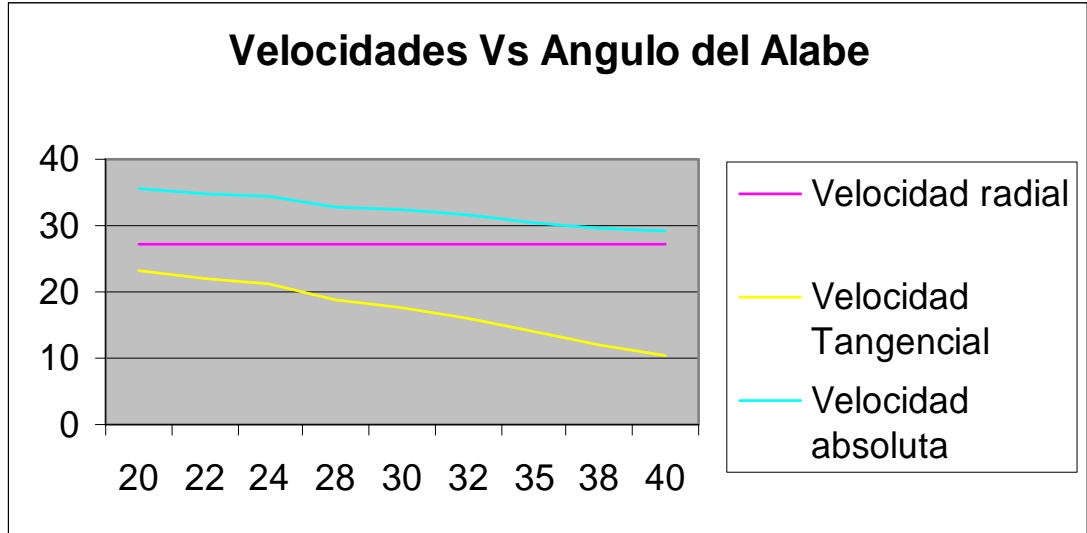
Grafica 6. Velocidad vs. Diámetro requerido



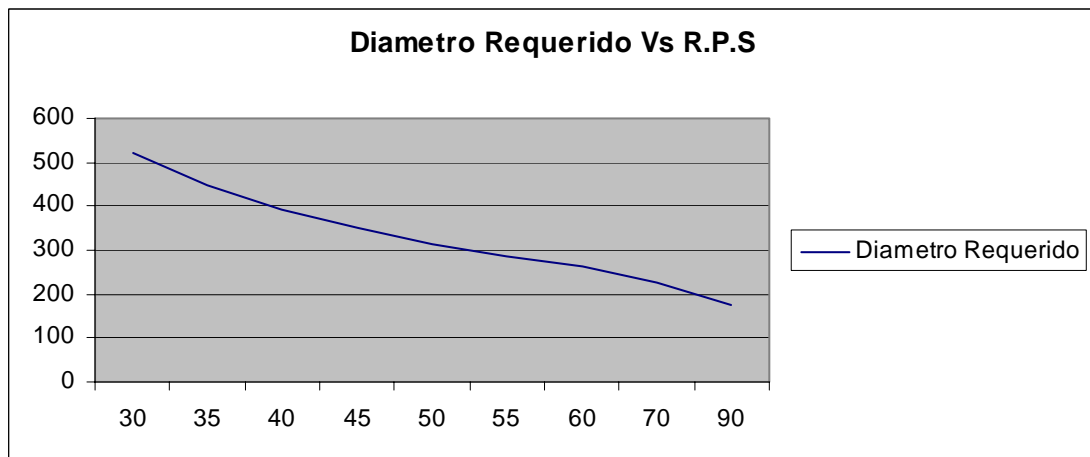
Grafica 7. Velocidad Vs. No de Alabes



Grafica 8. Velocidad Vs. Ángulo de Alabe



Grafica 9. Diámetro requerido Vs. R.P.S.





#### 4. CONCLUSIONES

1. El impulsor es quizás la parte más importante de la bomba, es el encargado de proporcionar energía al fluido. Se debe seleccionar de acuerdo a la aplicación en la que se va a emplear.
2. Existe una serie de parámetros de diseño, los cuales fueron expuesto a lo largo de esta monografía, que se deben tener en cuenta siempre que se quiera diseñar un impulsor. La correcta aplicación de estos parámetros aseguran el buen funcionamiento de la bomba y disminuyen sobre costos.
3. El número de álabes del impulsor debe ser calculado correctamente, pues, a partir de determinado número se obtendrán los mismos resultados que con un número infinito.
4. Si no hace un análisis adecuado del ángulo de entrada y salida del fluido al impulsor, no se obtendrán los resultados de rendimiento esperados, se hará necesaria mas potencia para mover la misma cantidad de fluido que utilizando una bomba igual pero diseñada correctamente, además, a mayor potencia y mas velocidad, mayor serán las pérdidas por rozamiento. Este valor del ángulo afecta directamente los rendimientos mecánico e hidráulico de la bomba.
5. El análisis y diseño del impulsor debe partir de una cabeza de presión conocida, el impulsor debe suplir esta altura.
6. Si el impulsor diseñado no satisface las necesidades de velocidad, altura, rendimiento u otro, se debe pensar en hacer una bomba multietapica, en donde se acoplen dos o más impulsores.

## 5. BIBLIOGRAFIA

VIEJO ZUBICARAY, MANUEL. Bombas: teoría, diseño y aplicaciones. México D. F: Limusa, 1977.

HICKS TYLER, G. Bombas su selección y aplicación. México, D. F: CECSA, 1960.

KARASAIK, IGOR J. Bombas centrífugas: selección, operación y mantenimiento. México, D. F: CECSA, 1971.

MCNAUGHTON, RENNETH J. Bombas: selección uso y mantenimiento. México, D. F: McGraw-Hill, 1989.

SCHULZ, HELLMUTH. Bombas: funcionamiento, cálculo y construcción 10 ed. BARCELONA: LABOR, 1964.

FORRERO, JOSE H. Manual de bombas centrífugas: cálculo construcción y aplicación. Madrid: Alhambra, 1969.

MURILLO PADILLA, JOSÉ LUIS. Diseño, construcción, selección y clasificación de impulsores. Cartagena de Indias: J. L. Murillo Padilla, 1984.

CARNICERO ROYO, ENRIQUE. Bombas centrífugas. Madrid : Parainfo, 1996.

<http://www.centrifugalpumps.biz/info/def.htm>

<http://www.cheresources.com/centrifugalpumps3.shtml>

[http://webhome.idirect.com/~benzimra/Pump\\_Gen.htm](http://webhome.idirect.com/~benzimra/Pump_Gen.htm)

<http://www.mcnallyinstitute.com/CDweb/i-html/i003.htm>

<http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/Bombas/index.html>

## RESUMEN

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga proporciona la energía necesaria al líquido para moverse de un punto a otro. En el impulsor se hace un cambio de energía potencial a energía cinética. Es fundamental conocer sus partes, su funcionamiento, sus clases y sobretodo sus parámetros de diseño.

Los parámetros de diseño del impulsor no solo afecta el rendimiento de este, si no se realiza adecuadamente el calculo del impulsor se vera seriamente afectada la bomba, estos parámetros van desde los diámetros de entrada y salida del impulsor hasta el número de álabes del mismo. En cuanto al número de álabes es importante conocer como determinarlos pues a partir de cierto número se tiene el mismo efecto que agregando infinito número de álabes, esto debe ir de la mano con los ángulos de entrada y salida del líquido al impulsor. En el impulsor se forman fuerzas y presiones que hacen que el líquido se mueva de un punto a otro es importante conocer como se forman estas fuerzas y que se debe hacer para que cumplan con su cometido.

De acuerdo al tipo de fluido se debe seleccionar la bomba y el impulsor adecuado, es por esto que se presentan los diferentes tipos de bombas e impulsores. Si no se esta seguro de cómo seleccionar el impulsor adecuado se puede recurrir al principio de similaridad dinámica introducido por Isaac Newton con el que se puede estudiar el funcionamiento y los diferentes parámetros que afectaran el funcionamiento de la bomba real.

## LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Curvas de rendimiento, potencia y $NPSH_R$ , de una bomba centrífuga	3
Figura 2. Partes de una bomba centrífuga	9
Figura 3. Bomba de pistón de doble acción	11
Figura 4. Bomba de diafragma	13
Figura 5. Bomba de pistón	15
Figura 6. Bomba de engranajes externos	16
Figura 7. Bomba lobular	17
Figura 8. Bomba de Tornillo	18
Figura 9. Bomba de aspas	18
Figura 10. Bomba de tubo flexible	19
Figura 11. Sección de bomba de flujo axial	21
Figura 12. Sección de bomba de flujo mixto	22
Figura 13. Sección de bomba de flujo radial	22
Figura 14. Bomba tipo voluta	24
Figura 15. Partes del impulsor y su lugar de trabajo	25
Figura 16. Impulsor de admisión simple	27
Figura 17. Impulsor de admisión doble	28
Figura 18. Relación aproximada entre las formas de impulsores y variaciones de eficiencia con la velocidad específica	33
Figura 19. Impulsor abierto	37
Figura 20. Impulsor abierto	38
Figura 21. Impulsor semiabierto	38
Figura 22. Empuje axial en un impulsor cerrado	39
Figura 23. Impulsor cerrado	39
Figura 24. Bomba con impulsor inatascable	40
Figura 25. Impulsor tipo hélice	43

Figura 26. Impulsor de paletas	46
Figura 27. Impulsor de tornillo	48
Figura 28. Impulsor tipo Kaplan	49
Figura 29. Impulsor tipo Francis	50
Figura 30. Relaciones de velocidad existentes en el impulsor	52
Figura 31. Velocidad en la entrada y salida del álabe del impulsor	53
Figura 32 (a). Triangulo de velocidades del impulsor	54
Figura 32 (b) . Triangulo de velocidades del impulsor	55
Figura 33. Formación de presión en el impulsor debido a fuerzas centrífugas	56
Figura 34. Formación de presión en el impulsor debido al retardo de la velocidad relativa	59
Figura 35. Paralelogramo de velocidades	63
Figura 36. Forma de los canales del impulsor para un ángulo de salida de $90^\circ$	64
Figura 37. Relaciones de velocidad para álabes normales	65
Figura 38. Álabes para ángulos de salida muy grandes	66
Figura 39. Formación de los canales del impulsor	69
Figura 40. Flujo entre álabes y distribución de velocidades a la salida como suma de dos flujos	70
Figura 41. Triangulo de velocidades para un número finito e infinito de álabes	71
Figura 42. Torbellino potencial en el impulsor	73
Figura 43. Factor de turbillonaje	74

## LISTA DE GRAFICAS

	Pagina
Grafica 1. Variación de la velocidad en función del número de impulsores	34
Grafica 2. Variación de las velocidades en función del ángulo del álabe	67
Grafica 3. Velocidad absoluta vs. Número de álabes	76
Grafica 4. Temperatura vs. Potencia requerida	77
Grafica 5. Temperatura vs. Velocidad absoluta	78
Grafica 6. Velocidad vs. Diámetro requerido	79
Grafica 7. Velocidad Vs. No de Alabes	79
Grafica 8. Velocidad Vs. Ángulo de Alabe	80
Grafica 9. Diámetro requerido Vs. R.P.S	80