

**EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL IMPELENTE DE  
LA BOMBA CENTRÍFUGA INSTALADA EN EL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE  
AGUA FRÍA DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII**

**BORIS RAFAEL JULIO VALDELAMAR**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRÓNICA  
CARTAGENA DE INDIAS  
2009**

**EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL IMPELENTE DE  
LA BOMBA CENTRIFUGA INSTALADA EN EL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE  
AGUA FRÍA DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII**

**BORIS RAFAEL JULIO VALDELAMAR**

**Trabajo de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico**

**ME. MSc(c). HERMES JAVIER RAMÍREZ LEÓN**  
**Director**

**ME. MSc. PhD. BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ**  
**Asesor**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRÓNICA**  
**CARTAGENA DE INDIAS**  
**2009**

Cartagena de indias D.T.H. y C. 09 de diciembre de 2009

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena

Estimados Señores

Presento para su consideración el trabajo de grado titulado **“Evaluación de los Parámetros Geométricos del Impelente de la Bomba Centrífuga Instalada en el Sistema de Circulación de Agua Fría del Buque tipo Nodriza Fluvial VII”** como requisito para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

---

BORIS RAFAEL JULIO VALDELAMAR

C.C. 1.128.063.834 de Cartagena.

Cartagena de indias D.T.H. y C. 09 de diciembre de 2009

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado **“Evaluación de los Parámetros Geométricos del Impelente de la Bomba Centrífuga Instalada en el Sistema de Circulación de Agua Fría del Buque tipo Nodriza Fluvial VII”** del estudiante Boris Rafael Julio Valdelamar; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

---

HERMES JAVIER RAMÍREZ LEÓN

Director de proyecto

Cartagena de indias D.T.H. y C. 09 de diciembre de 2009

## **AUTORIZACIÓN**

Yo, Boris Rafael Julio Valdelamar identificado con cedula de ciudadanía número 1.128.063.834 de Cartagena, autorizo a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catalogo on-line de su biblioteca

Cordialmente,

---

Boris Rafael Julio Valdelamar  
1.128.063.834 de Cartagena

**Nota de aceptación**

---

---

---

---

---

---

**Firma de presidente del jurado**

---

**Firma del jurado**

---

**Firma del jurado**

**Cartagena de indias D.T. y C. 09 de diciembre de 2009**

## Dedicatoria

*Dedico este trabajo a las personas más importantes en mi vida, las personas que me han brindado su apoyo incondicionalmente durante toda mi vida, a mi madre Lesbia Valdelamar y a mi padre Carlos Julio por darme la oportunidad de vivir y criarme bajo el techo de su amor, a mi hermano Carlitos y a mi hermana Irina por sus consejos y su comprensión a lo largo de este camino, a mi bisabuela Rebeca Herrera por compartir conmigo todas sus anécdotas y experiencia en la vida, y a toda mi familia y amistades por creer en mí y siempre tener las puertas abiertas cuando lo necesité. Esto es para ustedes!!!*

*BORIS RAFAEL JULIO VALDELAMAR*

## Agradecimientos

El Autor expresa sus agradecimientos a:

- Mi Familia por apoyarme incondicionalmente y confiar en mí todo el tiempo.
- Mis grandes amigos que conocí en la universidad por brindarme sus consejos en los momentos que más los necesite, por estar allí dispuestos a colaborarme sin importar el momento o la situación, por darme el apoyo moral que necesite en muchas ocasiones, a estas personas que me acompañaron a lo largo de este camino desde el comienzo de mi carrera, y además a las que se unieron en el camino, estas personas son: Alfredo De Ávila, Ricardo Domínguez, Jerónimo Hincapié, Cristian Paz, Luis Flórez, Dairo Caraballo, Alexander Sarmiento, Luis Benítez, Jonathan Miranda, Adriana Pereira, Evelyn Ballesteros y Johana Carballo. Muchas Gracias por su Amistad y por tantos momentos divertidos y agradables que pasamos juntos.
- Ph.D. Bienvenido Sarria L. por todos sus conocimientos como profesor y por sus consejos como amigo.
- M.E. Hermes Ramírez L. por su colaboración en la realización de este trabajo de grado.
- Al grupo de investigación de ingeniería mecánica en energías alternativas y fluidos EOLITO por estimular mi aprendizaje, además por darme la oportunidad de desarrollar habilidades investigativas e ingenieriles.

- A todos los profesores que me brindaron sus conocimientos y colaboración en mi formación como profesional y además como persona. Especial agradecimiento a: Luis Polo, Vladimir Quiroz, Luis F. Majana, Juan G. Fajardo, Justo R. Ramos, Alfredo Abuchar, Dawin Jiménez, José R. Fuentes, Vicente L. Martínez y al resto de profesores del programa de Ingeniería Mecánica.
- A la familia Amaris Salas por abrirme las puertas de su casa desde el primer día en que me conocieron y ofrecerme su apoyo y hospitalidad en todo momento.
- A la Universidad Tecnológica de Bolívar y al programa de Ingeniería Mecánica por convertirse en mi segunda casa, por confiar en mí, por ser fuente de conocimientos y permitirme hacer parte de esta familia, la familia UTB.
- Por último quiero expresar mis agradecimientos al más importante de todos, a DIOS, ese que hizo todo esto posible, que siempre me brinda ayuda, apoyo y fortaleza, y que a pesar de todo no me dejó sucumbir en el camino ante las dificultades y problemas que me abordaron.

Muchas Gracias!!!

## RESUMEN

El presente trabajo de grado hace parte del proyecto de investigación *Optimización Energética en Buques tipo Nodriza Fluvial VII* realizado por el grupo en energías alternativas y fluidos EOLITO del programa de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica de la Universidad Tecnológica de Bolívar. El estudio y la evaluación hidrodinámica de los impelentes centrífugos permitirá conocer los modelos de impelentes que permitan establecer la mayor eficiencia en las bombas centrífugas, la metodología de Estudio está basada inicialmente en la elaboración de una hoja de cálculo en Microsoft Excel en la cual se podrán variar los diámetros, anchos y ángulos de entrada y salida, y número de alabes del impelente, y también se podrán variar los parámetros de funcionamiento de la bomba como velocidad angular ( $\omega$ ) y caudal de operación (Q), y de acuerdo con las variaciones que se hagan se obtendrán distintos parámetros de salida como carga estática y dinámica y potencia útil necesaria, también se podrá establecer los parámetros de operación adecuados para obtener mejor aprovechamiento de la energía consumida por la bomba. La finalidad de este trabajo a nivel universitario será la propuesta de un banco experimental hidrodinámico para la evaluación de los impelentes diseñados computacionalmente.

## TABLA DE CONTENIDO

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	16
<b>OBJETIVO GENERAL</b> .....	18
<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	19
<b>1 MARCO TEÓRICO</b> .....	20
1.1 Bombas.....	20
1.2 Bombas Centrífugas. ....	22
1.3 impelentes centrífugos.....	45
<b>2 ANÁLISIS DEL IMPELENTE CENTRÍFUGO</b> .....	48
2.1 Teoría del Impelente: Ecuación de EULER .....	48
2.2 Altura Útil de una Bomba Centrífuga .....	52
<b>3 FENÓMENO DE CAVITACIÓN</b> .....	61
3.1 Etapas de la Cavitación .....	62
3.2 Síntomas Generales de Cavitación y sus Efectos sobre el Desempeño de la Bomba y de sus Componentes. ....	65
3.2.1 reducción de la capacidad de bombeo.....	65
3.2.2 disminución en la generación de cabeza .....	66
3.2.3 vibración y ruido anormal.....	66
3.2.4 daño a los componentes de la bomba.....	67
<b>4 AHORRO DE ENERGÍA</b> .....	70
4.1 Generalidades.....	70
4.2 Ahorro y Reducción de Consumo .....	71
4.3 Métodos para un Ahorro de Energía Eficaz .....	73
4.4 Métodos de ahorro de energía en bombas .....	74
4.5 Ventajas de la Utilización del Variador de Velocidad.....	76
4.5.1 características generales de la operación de una bomba rotodinámica a velocidad fija. ....	78
4.5.2 características de la operación de una bomba rotodinámica a velocidad variable.....	83

4.5.3	técnicas utilizadas para lograr la variación de la velocidad. ventajas del convertidor o inversor de frecuencia. ....	87
5	METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN .....	91
5.1	Determinación de los Parámetros Geométricos Reales del Impelente Centrífugo. ....	91
5.2	Elaboración de la Hoja de Cálculo en Microsoft Excel para el Análisis del Impelente Centrifugo.....	96
5.3	Determinación de los Parámetros Geométricos que Permitan Cumplir Óptimamente las Funciones Operacionales y el Consumo Energético ...	98
5.4	Evaluación del Impelente Centrífugo Realizando Variaciones del ancho b, Ángulo de Salida $\beta_2$ y Caudal Q. ....	108
6	ANÁLISIS DIMENSIONAL PARA LAS BOMBAS PEQUEÑAS. ....	117
7	DIBUJO COMPUTACIONAL DE LOS IMPELENTES CENTRÍFUGOS.....	124
7.1	Metodología para el Correcto Trazado de los Álabes del Impelente Centrífugo. ....	124
8	APORTE CIENTIFICO.....	131
9	CONCLUSIONES.....	132
10	RECOMENDACIONES.....	133
11	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	134

## LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1 Tipos de Bombas .....	21
Ilustración 1-2 Bomba centrífuga, Esquema y partes .....	24
Ilustración 1-3 Diferentes Términos de Presión.....	26
Ilustración 1-4 Relación Entre Potencias y Rendimientos.....	29
Ilustración 1-5 Características de las Curvas Típicas de las Bombas Centrífugas.....	32
Ilustración 1-6 Curvas Característica de la Bomba .....	33
Ilustración 1-7 Punto de Funcionamiento.....	37
Ilustración 1-8 Situación del Punto de Funcionamiento.....	38
Ilustración 1-9 Montaje Típico de una Bomba .....	42
Ilustración 1-10 Tipos de Impelentes.....	46
Ilustración 1-11 Impelentes Abiertos y Semiabiertos .....	47
Ilustración 1-12 Impelentes cerrados .....	47
Ilustración 2-1 Análisis cinemático para el impelente centrífugo.....	49
Ilustración 2-2 Triángulo de velocidad a la entrada del impelente .....	49
Ilustración 2-3 Triángulo de velocidad a la salida del impelente .....	50
Ilustración 2-4 Circulación del agua a través de dos Alabes .....	53
Ilustración 3-1 Erosión por burbujas.....	68
Ilustración 3-2 Daño en impelentes por cavitación.....	69
Ilustración 4-1 consumo de energía por lo métodos de control. ....	76
Ilustración 4-2 Curvas característica de una bomba rotodinámica para velocidad fija.....	80
Ilustración 4-3 Variaciones del punto de operación por medio de la válvula de control.....	82
Ilustración 4-4 Comparación entre los dos sistemas de control de flujo.....	86
Ilustración 5-1 Parámetros geométricos a medir.....	92

Ilustración 5-2 Vista de corte del impelente centrífugo .....	93
Ilustración 5-3 Radiografía del impelente centrífugo.....	94
Ilustración 5-4 Procedimiento para determinar el ángulo de salida del impelente.....	95
Ilustración 5-5 Triángulo de Velocidad a la Entrada del impelente .....	103
Ilustración 5-6 Triángulo de Velocidad a la Salida del impelente .....	103
Ilustración 5-7 Carga teórica y Carga real Versus Caudal.....	105
Ilustración 5-8 Comparación de la carga real contra la carga real teórica .....	110
Ilustración 5-9 Curva de $H_t$ inf y $N$ inf contra el caudal.....	111
Ilustración 5-10 Curva de Carga infinita Vs Ángulo de salida $\beta_2$ .....	113
Ilustración 5-11 Curva de Carga Real Vs Ángulo de salida $\beta_2$ .....	114
Ilustración 7-1 Trazado de los alabes impulsores y corte de un impulsor simple, de tipo vulgar ....	124
Ilustración 7-2 Trazado de Álabes 1 .....	125
Ilustración 7-3 Trazado de Álabes 2.....	125
Ilustración 7-4 Trazado de Álabes 3.....	126
Ilustración 7-5 Trazado de Álabes 4.....	126
Ilustración 7-6 Trazado de Álabes 5.....	127
Ilustración 7-7 perfil del Álabe terminado.....	127
Ilustración 7-8 Trazado completo de los Álabes.....	128
Ilustración 7-9 Impelente centrífugo real.....	128
Ilustración 7-10 Dibujo CAD del impelente # 1 ( $\beta_2=17$ ; $b=4$ ).....	129
Ilustración 7-11 Dibujo CAD del impelente # 2 ( $\beta_2=17$ ; $b=5$ ).....	130
Ilustración 7-12 Dibujo CAD del impelente # 3 ( $\beta_2=18$ ; $b=5$ ).....	130

## LISTA DE TABLAS

Tabla 4-1 Regulación por válvula de velocidad constante.....	87
Tabla 5-1 Parámetros de funcionamiento de la bomba.....	97
Tabla 5-2 Parámetros geométricos reales del impelente centrífugo. (Sección 5.1).....	98
Tabla 5-3 Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impelente.....	102
Tabla 5-4 Carga teórica para el impelente real.....	107
Tabla 5-5 Análisis de la carga mediante la variación del caudal.....	109
Tabla 5-6 Estudio de la carga mediante la variación del ángulo de salida $\beta_2$ .....	112
Tabla 5-7 Selección de los impelentes más eficientes .....	115
Tabla 5-8 Impelente real versus los impelentes propuestos. ....	116
Tabla 5-9 Análisis de Resultados.....	116
Tabla 6-1 Geometría Inicial del Impelente Centrifugo Real .....	117
Tabla 6-2 Datos obtenidos por similitud geométrica.....	119
Tabla 6-3 Variables Cinemáticas para el prototipo .....	120
Tabla 6-4 Condiciones Operacionales del Prototipo.....	120
Tabla 6-5 Variables Cinemáticas para el Prototipo de laboratorio.....	121
Tabla 6-6 Condiciones de Operación del prototipo de laboratorio.....	122
Tabla 6-7 Variables Cinemáticas para el modelo 2.....	122
Tabla 6-8 Condiciones Operacionales del Modelo 2.....	122
Tabla 6-9 Variables Cinemáticas para el modelo 3.....	122
Tabla 6-10 Condiciones Operacionales del Modelo 3 .....	123
Tabla 6-11 Variables cinemáticas para el modelo 4 .....	123
Tabla 6-12 Condiciones Operacionales del Modelo 4 .....	123

## INTRODUCCIÓN

En la mayoría de las plantas industriales siempre es necesario transportar un fluido de un lugar a otro, Las bombas centrífugas son por excelencia las indicadas para realizar este trabajo, y son las bombas que más se aplican en diversas industrias, en las que se destacan: *Industria alimenticia; Industria de cosméticos; Industrias farmacéuticas; Otros químicos.*<sup>1</sup>

Estas bombas pueden estar realizando desde trabajos sencillos o no muy importantes para la producción de la planta como por ejemplo suministrar agua potable a un baño auxiliar, o trabajos de gran importancia como el estar suministrando la materia prima al proceso principal de la planta, o estar suministrando agua fría para el proceso de intercambio de calor.

Por tal motivo las bombas centrífugas tienen gran importancia en la industria, y es por esto que se deben estudiar las fallas que se presenta en estas, haciendo especial énfasis en los impelentes ya que es el elemento que tiene la mayor exposición a las fallas porque es el encargado de dirigir el fluido desde la succión hasta la descarga, realizando así la mayor parte del trabajo para la elevación de la carga de un fluido determinado.

El estudio hidrodinámico en impelentes centrífugos es un área de la mecánica de los fluidos que no es muy conocida en estudios universitarios de pregrado ni de investigaciones en comparación con otras áreas de estudio, es por esto que este trabajo de grado puede contribuir en mucho a la comunidad estudiantil.

---

<sup>1</sup> Usos y aplicaciones de las bombas centrífugas.

Este trabajo de grado nace del interés que existe actualmente en la optimización energética en buques navales, y se une a una de las líneas de investigación del grupo de investigación en energías alternativas y fluidos EOLITO del programa de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica de la Universidad Tecnológica de Bolívar en el proyecto de optimización energética en buques tipo Nodriza Fluvial VII.

Actualmente el sistema de Aire Acondicionado (A/A) en las embarcaciones navales tipo nodriza fluvial utilizadas por la Armada Nacional y construidas por la *Corporación de Ciencia y Tecnología para el desarrollo de la industria Naval, Marítima y Fluvial (COTECMAR)* es el consumidor del 18% de la energía eléctrica utilizada por esta embarcación. El sistema de Aire Acondicionado (A/A) utiliza un sistema de circulación de agua fría, y uno de los componentes de este sistema son las bombas centrífugas. El estudio hidrodinámico del impelente utilizado en esta bomba nos permitirá conocer los modelos de impelentes que permitan establecer la mayor eficiencia en las bombas centrífugas, todo este análisis está basado en la teoría de Euler para bombas centrífugas.

## **OBJETIVO GENERAL**

Estudiar y Evaluar computacionalmente los parámetros geométricos del impelente de la bomba centrífuga que impulsa el agua a través de las tuberías ramificadas del sistema de A/A (circulación de Agua Fría) utilizada en los buques tipo nodriza fluvial, con el fin de optimizar el consumo energético del sistema.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Obtener los parámetros geométricos reales del impelente utilizado en la bomba centrífuga del sistema de aire acondicionado de los buques.
- Evaluar Computacionalmente los parámetros geométricos reales del impelente centrífugo utilizando Microsoft Excel.
- Determinar los parámetros geométricos óptimos para el impelente centrífugo.
- Realizar un análisis dimensional basados en los parámetros geométricos del impelente centrífugo con el fin de construir un prototipo de la bomba centrífuga a nivel de laboratorio
- Dibujar computacionalmente el impelente centrífugo instalado en la bomba centrífuga utilizada en el sistema de aire acondicionado de los buques tipo nodriza fluvial, tomando como base los parámetros geométricos reales y parámetros óptimos.

# 1 MARCO TEÓRICO

## 1.1 Bombas

Una necesidad muy antigua presentada al ser humano, fue la necesidad de transportar el agua de un lugar a otro, por lo que empezó a idear diversos mecanismos para su solución, iniciando así el desarrollo tecnológico en sistemas de bombeo.

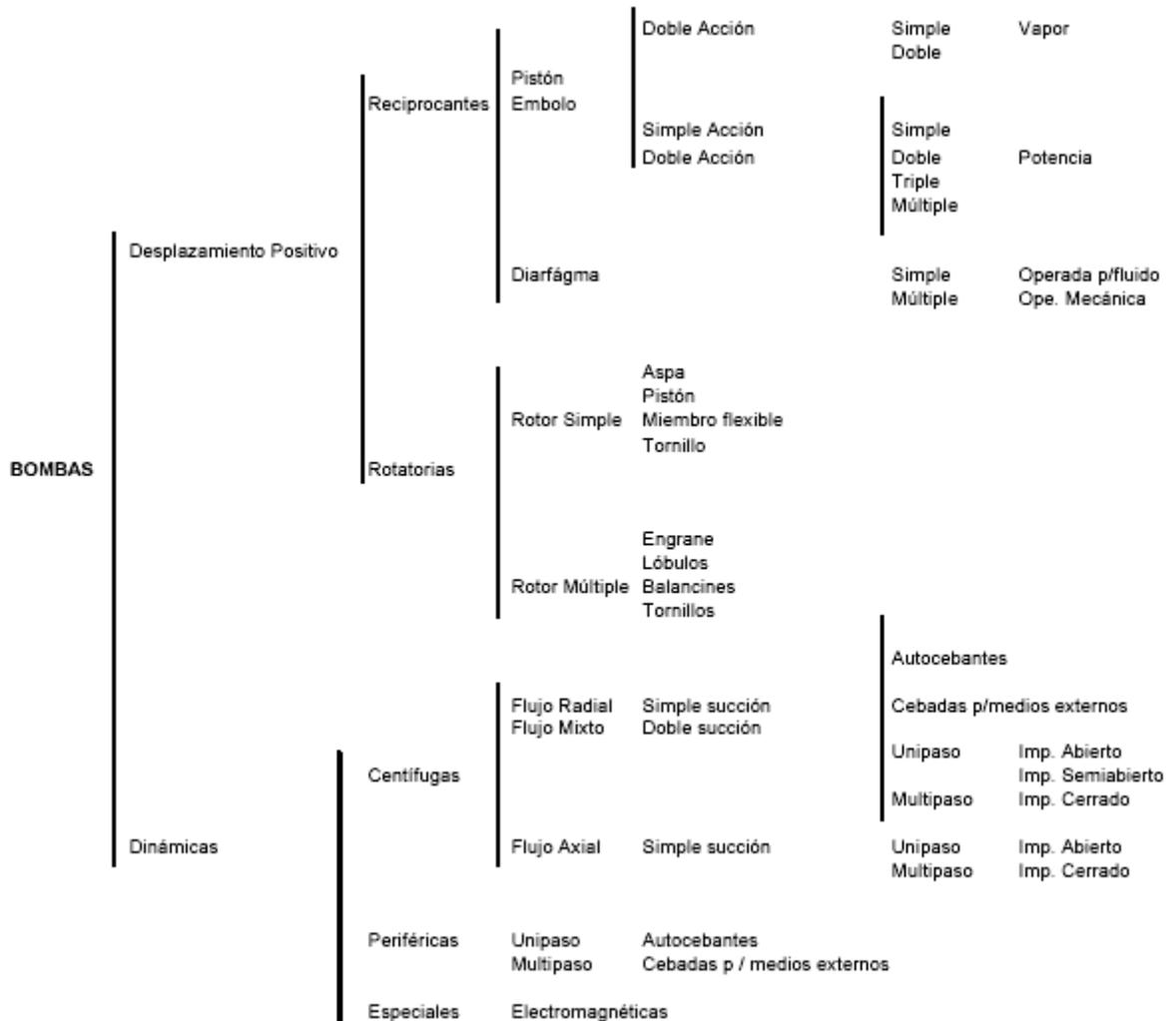
Las bombas se incluyen en un sistema de tuberías para convertir la energía mecánica (suministrada por un mecanismo impelente) en energía hidráulica. Esta energía permite transportar un fluido de un lugar a otro, cuando no es factible que fluya por gravedad, elevarla a cierta altura o recircularlo en un sistema cerrado. En general el efecto de una bomba en un sistema es incrementar la energía total en una cantidad  $H$ , generando presión y velocidad en el fluido.

Hay una diversidad de mecanismos de bombeo (bombas), cuya capacidad, diseño y aplicación cubren un amplio rango que va desde pequeñas unidades utilizadas para dosificación de cantidades mínimas, hasta bombas centrifugas que son capaces de manejar grandes volúmenes para surtir de agua a las grandes concentraciones urbanas. Su variedad de diseños cubren desde diferentes principios de operación, hasta bombas especiales para manejo de sustancias tan diversas como el agua, metales fundidos, concreto, etc., gastos diferentes y materiales de construcción.

- **Tipos y Aplicaciones de las Bombas.**

Debido a la diversidad de bombas que existen, hay muchas formas de clasificarlas: por rangos de volúmenes a manejar, por fluidos a mover, etc. Sin embargo, la clasificación más general es en función de la forma en que las

bombas imprimen el movimiento al fluido, separándose en dos tipos principales: las bombas dinámicas y las de desplazamiento positivo como se observa en la Ilustración 1-1.



FUENTE: Curso Básico de Eficiencia en Sistemas de Bombeo.pdf

**Ilustración 1-1 Tipos de Bombas.**

La clasificación anterior, nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para

manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etc., entenderemos la importancia de este tipo de maquinaria.

Dentro de ésta clasificación los tipos de bombas más comúnmente utilizadas son las llamadas Centrífugas, Rotatorias y Reciprocantes, pero concentraremos éste estudio en las Bombas Centrífugas debido a que tienen mayor aplicación en la industria.

## **1.2 Bombas Centrífugas.**

Si tenemos un cubo lleno de agua atado al extremo de una cuerda, y lo ponemos a girar, el agua contenida en el cubo permanecerá ahí, pegándose al extremo del cubo con una fuerza originada por la velocidad rotacional. Esa es la fuerza centrífuga, y es la base del principio de operación de las bombas centrífugas. Imaginando un impulsor en reposo dentro del agua. Si dicho impulsor se pone a girar, el agua saldrá impulsada por entre los alabes del mismo. A medida que el agua es arrojada fuera de los alabes, más agua llega al centro del impulsor, por ser ésta la zona de menor presión; por ello es ahí donde generalmente se coloca la succión. Al continuar girando el impulsor, más agua es expulsada y más agua llega al centro del impulsor, manteniéndose así un flujo continuo, sin variaciones de presión; estas son las características principales de las bombas centrífugas. Si el impulsor se coloca dentro de un envolvente o carcasa, el flujo es dirigido hacia donde es requerido, para lograr de ésta manera el objetivo deseado.

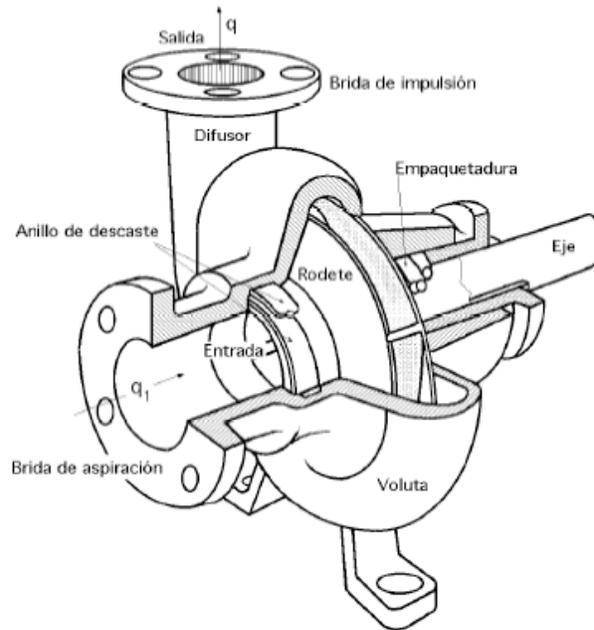
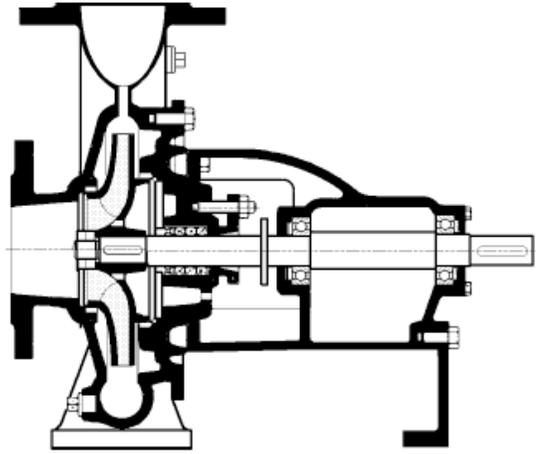
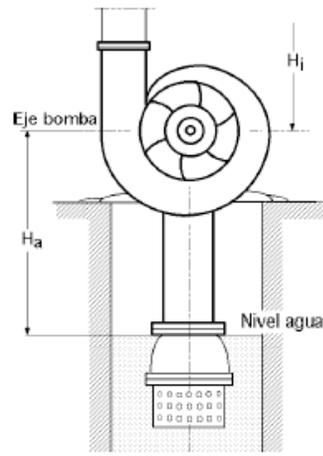
Este tipo de bombas son las empleadas en los sistemas de climatización, calefacción o refrigeración debido a que producen un flujo continuo de agua y por otro lado el par de arranque es pequeño, lo que hace fácil su accionamiento, además tiene algunas características básicas que permiten obtener datos base para determinar el comportamiento real del sistema.

Este tipo de bombas tiene ciertas características básicas entre ellas el caudal ( $\text{m}^3/\text{h}$  o  $\text{l}/\text{h}$  o GPM), la presión suministrada, la cabeza o altura H, la altura neta positiva en la aspiración (NPSH), la potencia consumida y la presión máxima que puede soportar.

Entre sus ventajas cabe destacar que son de sencilla construcción, no requieren tolerancias estrictas, no necesitan válvulas, no tienen movimientos alternativos, son compactas y de poco peso, tienen vida prolongada y fácil mantenimiento, en cuanto a desventajas, en ocasiones presenta bajos rendimientos con caudales pequeños; y no se autocebaban.

Algunas de las propiedades de estas bombas son las siguientes:

- Descarga de flujo continuo, sin pulsaciones.
  - Puede bombear todo tipo de líquidos, sucios, abrasivos, con sólidos, etc.
  - Altura de succión máxima del orden de 4.5 metros de columna de agua.
  - Rangos de presión de descarga hasta de  $150 \text{ kg}/\text{cm}^2$ .
  - Rangos de volúmenes a manejar hasta de  $20,000 \text{ m}^3/\text{hrs}$ .
- 
- **partes y/o elementos**
    - a) ***una tubería de aspiración o succión***, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
  
    - b) ***el impelente o rodete***, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular y son impulsados por un motor y está unido por medio de un eje. El impelente es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba. Ilustración 1-2



Fuente: Bombas Centrifugas y Volumétricas

**Ilustración 1-2 Bomba centrífuga, Esquema y partes.**

**c) la voluta**, es una parte fija que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el

líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba.

**d) *una tubería de impulsión***, instalada a la salida de la voluta, a través de esta tubería es por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

**e) *empaquetaduras y cierres mecánicos***, Se llaman empaquetaduras o cierres, a ciertos dispositivos cuyo fin es proporcionar un cierre que reduzca la cantidad de líquido que se pierde por fugas entre una parte en movimiento y otra fija de un equipo. Ver Ilustración 1-2.

- **características básicas**

**a) capacidad (gasto).**

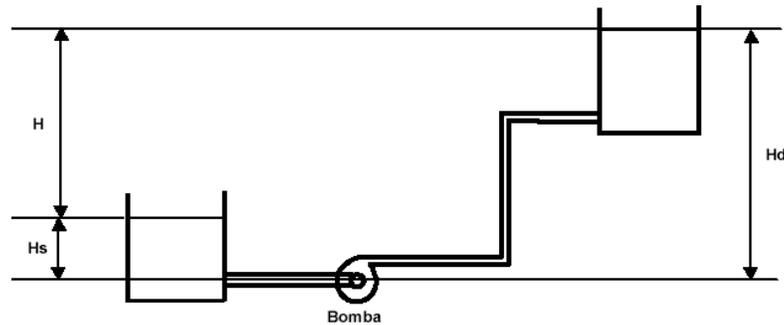
Se refiere al volumen del fluido bombeado por unidad de tiempo. También llamado “gasto”, y se expresa en litros por minuto ( $l/\text{min}$ ), metros cúbicos por minuto ( $m^3/\text{min}$ ), galones por minuto ( $g/\text{min}$ ), o unidades equivalentes.

**b) presión de descarga, presión de succión y carga total.**

En un sistema típico de bombeo, se involucran tres términos diferentes de presión, que deben identificarse claramente, estos son: Presión de descarga, Presión de succión y Presión o Carga Total, de donde:

$$P_t = (P_d) - (P_s)$$

**$P_s$** , puede ser negativa o positiva.



FUENTE: Eficiencia en Sistemas de Bombeo

**Ilustración 1-3 Diferentes Términos de Presión**

En el arreglo típico de la anterior Ilustración 1-3 se muestra la manera de identificar los tres diferentes términos de presión, relacionados con la posición de la bomba. La presión de descarga se refiere a la altura a la cual puede ser bombeado un fluido, expresándose en unidades de longitud de columna de agua ( $mH_2O$ ,  $mm Hg$  o  $ft H_2O$ ) o en unidades de presión ( $Kg/cm^2$  o  $Psig$ ). La presión de succión se refiere a la altura desde la cual el fluido puede ser succionado por la bomba, pudiendo ser presión de succión positiva o negativa, dependiendo de la posición relativa de la bomba con el nivel el fluido. La presión total se refiere a la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión. En una bomba centrífuga, la carga total dinámica se expresa así:

$$H = Hd - Hs + ((Vd)^2 / 2g) - ((Vs)^2 / 2g)$$

**Hd** = Carga a la salida o descarga de la bomba, medida en la tobera de descarga, expresada en pies de columna referida a la línea de centros de la flecha de la bomba.

**Hs** = Carga de succión, expresada en pies de columna, también referida a la línea de centros de la flecha de la bomba.

**Vd** = Velocidad del flujo de descarga de la bomba.

**$V_s$**  = Velocidad del flujo de succión de la bomba.

Los últimos dos términos representan la diferencia de energía cinética o carga de velocidad entre toberas de succión y descarga.

**c) carga neta positiva de succión (NPSH)**

NPSH (Net Positive Suction Head), en español conocida como la carga neta positiva de succión, se define como la lectura de presión, medida en pies o metros de columna de líquido, tomada de la boquilla de succión, referida a la línea de centro de la bomba, menos la presión de vapor del líquido correspondiente a la temperatura del líquido, más la carga de velocidad en el mismo punto. Es la carga estática que recibe la bomba en la succión menos las pérdidas en la propia tubería de succión.

$$NPSH = [(P_s - P_{vp}) * 2,31 / \text{densidad relativa}] + h_s - h_{fs}$$

donde:

**$P_s$**  = Presión de succión en pies.

**$P_{vp}$**  = Presión de vapor del fluido, en Psi.

**$h_s$**  = Carga estática en pies.

**$h_{fs}$**  = Pérdidas por fricción a la succión en pies.

Una bomba no puede operar adecuadamente si no tiene un mínimo de NPSH especificado, para cada diseño y condiciones de operación.

$$NPSH = P_{atm} + h_s - h_{fs} - \left[ \frac{(V_s)^2}{2g} \right]$$

donde:

***Patm*** = Presión atmosférica

***hs*** = Carga estática en pies.

***hfs*** = Pérdidas por fricción a la succión en pies.

***Vs*** = Velocidad en la succión

***g*** = Constante gravitacional

Por otra parte, existen dos NPSH.

***NPSH requerido***: es una característica de la bomba.

***NPSH disponible***: es una característica del circuito de aspiración, debe superar al requerido en un orden de 0,5m.

#### **d) eficiencia**

El grado de perfección mecánico o hidráulico de una bomba es juzgado por su eficiencia bruta, definida como sigue:

$$\text{Eficiencia} = (\text{salida de la Bomba}) / \text{BHP} = QgH / (550 * \text{BHP}) = (\text{gpm} * H) / (3960 * \text{BHP})$$

donde:

***Q*** = Capacidad o gasto en ft<sup>3</sup> / seg.

***g*** = Peso específico del líquido = 62.4 lb. / ft<sup>3</sup>

***BHP*** = Potencia recibida por la flecha de la bomba.

***H*** = Carga total del punto de operación para el sistema

***gpm*** = Flujo en unidades de galones por minutos

**550** = Factor de conversión a Hp con gasto en unidades de ft<sup>3</sup> / seg.

**3960** = Factor de conversión a Hp con gasto en unidades de gpm

### e) potencia de una bomba centrífuga

Llamaremos: **N** a la potencia aplicada al eje de la bomba

**N<sub>h</sub>** a la potencia cedida al líquido

**N<sub>u</sub>** a la potencia útil o disponible en la bomba

**η** al rendimiento global

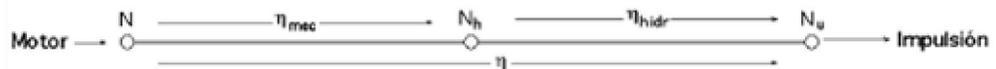
**η<sub>vol</sub>** al rendimiento volumétrico

**η<sub>mec</sub>** al rendimiento mecánico

$\eta_{hidr} = \eta_{vol} * \eta_{man}$  al rendimiento hidráulico

siendo  $\eta_{man}$  igual al rendimiento manométrico.

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



Fuente: Bombas Centrifugas y Volumétricas

**Ilustración 1-4 Relación Entre Potencias y Rendimientos.**

Se puede considerar que las pérdidas de caudal **q\*** en los intersticios de las bombas a través de los diversos órganos de cierre, hacen que el caudal impulsado **q** sea menor que el aspirado **q<sub>1</sub>**, es decir:

$$q_1 = q + q^*$$

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

$$\eta_{vol} = \frac{q_1 - q^*}{q_1} \quad \text{Por lo tanto} \quad \eta_{vol} = \frac{q}{q_1}$$

De esta forma:  $q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}}$

El caudal aspirado que corresponde a la carga total  $H_t$ , y la potencia hidráulica  $N_h$  cedida al líquido es:

$$N_h = \gamma q_1 H_t$$

Teniendo que:

$$q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}} \quad \text{Y} \quad \eta_{man} = \frac{H_m}{H_t}$$

donde:

$H_m$  = altura manométrica creada por la bomba,

Sustituyendo  $q_1$  y  $\eta_{man}$  tenemos que:

$$N_h = \gamma \frac{q}{\eta_{vol}} \frac{H_m}{\eta_{man}} = \frac{\gamma q H_m}{\eta_{hidr}}$$

Finalmente:

$$N_h = \frac{N_u}{\eta_{hidr}}$$

Si las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro y las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, en estas condiciones, la potencia útil y la potencia hidráulica necesarias para impulsar el caudal  $q$  son:

$$N_u = \gamma \cdot q H_m$$

donde:  $\Delta p = \gamma H_m$  y por otro lado  $q \Delta p = q(p_S - p_E)$ ; de esta forma:

$$N_h = \frac{q(p_S - p_E)}{\eta_h}$$

siendo:

$\frac{\Delta p}{\gamma}$  La altura de presión creada en la bomba entre las bridas de entrada y salida.

**Ps**= Presión en la impulsión

**Pe**= Presión en la aspiración

Las pérdidas de carga  $\Delta_e$  en las tuberías de aspiración e impulsión son:

$$\Delta_e = \frac{\lambda}{D} \frac{u_F^2}{2g} L^* \gamma = \frac{8\lambda L^* \gamma}{\pi^2 g D^5} q^2$$

donde:  $k = \frac{8\lambda L^* \gamma}{\pi^2 g D^5} = kq^2$  para obtener finalmente que

$$\Delta_e = k.q^2$$

Siendo: **k** una constante que depende del coeficiente de rozamiento  $\lambda$ , del diámetro de la tubería **D**, de la longitud equivalente de las tuberías de aspiración e impulsión **L\***, en la que se han incluido las pérdidas de carga accidentales.

El valor de  $\Delta_e$  para el agua, en función de  $\gamma$  es:

$$\left. \begin{array}{l} \gamma = 1; \Delta_e \text{ en } (m) \\ \gamma = 1000 (kg / m^3); \Delta_e \text{ en } (kg / m^2) \end{array} \right\}$$

El rendimiento global de la bomba es:  $\eta = \frac{N_u}{N} = \eta_{mec} \eta_{man} \eta_{vol}$

### 1.1.1 curvas características de las bombas centrífugas

Un aspecto importante para el estudio y evaluación de las bombas corresponde a estas curvas características, típicas, del tipo centrífugas, donde se puede interrelacionar:

- *La presión de descarga (carga)*
- *Capacidad (gasto)*
- *Potencia requerida*
- *Eficiencia de operación de la bomba*
- *Carga Neta Positiva de Succión (NPSH)*

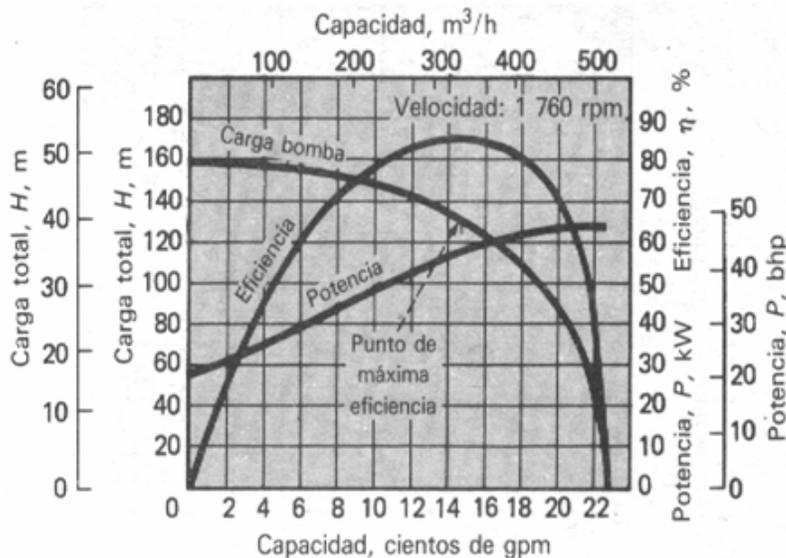
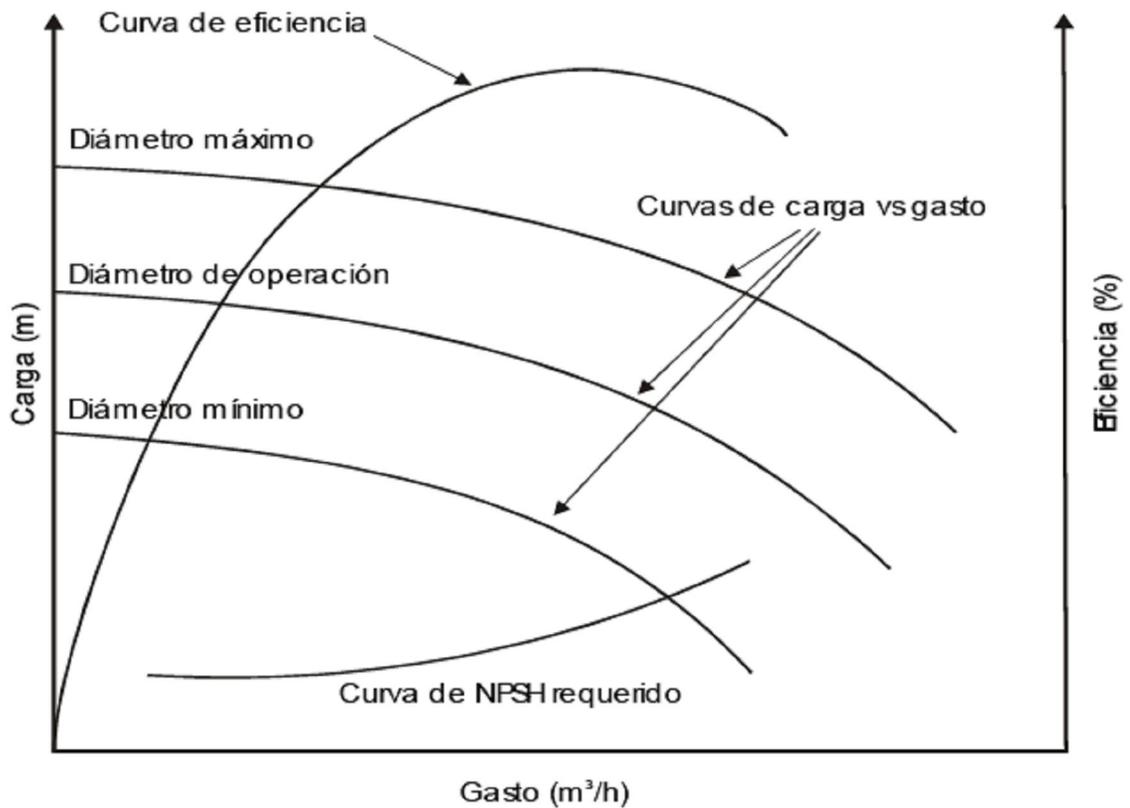


Ilustración 1-5 Características de las Curvas Típicas de las Bombas Centrífugas

Las características principales de la bomba: carga, capacidad y potencia al freno se determinan experimentalmente mediante pruebas. Las principales curvas que relacionan tales variables e intervienen en el funcionamiento de la bomba son:

- *Carga vs. Gasto*
- *Eficiencia vs. Gasto*
- *NPSH vs. Gasto*
- *Potencia en la Flecha vs. Gasto*



Fuente: Bombas Centrifugas y Volumétricas

**Ilustración 1-6 Curvas Característica de la Bomba**

- **curva característica carga vs. gasto**

Esta curva relaciona los posibles puntos de funcionamiento en cuanto a carga y gasto para una bomba centrífuga. En principio la bomba puede funcionar en

cualquiera de estos puntos, sin embargo, no es recomendable, por las siguientes razones:

- La eficiencia es muy baja en ciertos puntos de la curva.
- Se pueden originar inestabilidades, vibraciones y cavitación que producen problemas más graves en la bomba.

La curva Carga vs. Gasto corta a los ejes de coordenadas de la forma siguiente:

- Eje de ordenadas. En el punto de corte de la curva con el eje de ordenadas, el gasto es 0 y se obtiene la presión máxima.
- Eje de abscisas. En el punto de corte de la curva con el eje de abscisas se obtiene el gasto máximo, dando una altura manométrica nula.

Se puede ver en la Ilustración 1-6 que existe un punto de la curva Carga vs. Gasto para el cual la eficiencia es máxima y un entorno de dicho punto, en el cual las eficiencias son buenas. Por lo tanto, es muy importante seleccionar la bomba para que trabaje en los puntos cercanos a la máxima eficiencia.

- **curva característica eficiencia vs. gasto**

Tal como se observa en la Ilustración 1-6, esta curva relaciona a la eficiencia de la bomba para cada gasto de operación de la misma. Cabe mencionar que no es posible medir la eficiencia directamente, pero puede calcularse.

Se puede apreciar que la curva característica de eficiencia contra gasto es de forma parabólica y presenta los siguientes puntos notables:

- Para un gasto  $Q = 0$ , la eficiencia global es 0 esto es debido a que no hay efecto útil, ya que aunque se genera presión, ésta no es aplicada a ningún fluido.
  - Para un punto de gasto intermedio, la eficiencia toma su valor máximo o próximo a él.
- 
- **curva NPSH vs. gasto**

Los fabricantes de bombas manufacturan sus equipos para operar satisfactoriamente hasta ciertos valores NPSH. A ese valor se le denomina NPSH requerido (**NPSH<sub>r</sub>**).

La curva NPSH vs. Gasto muestra cuál es el NPSH requerido de acuerdo al fabricante para cada gasto de operación de la bomba.

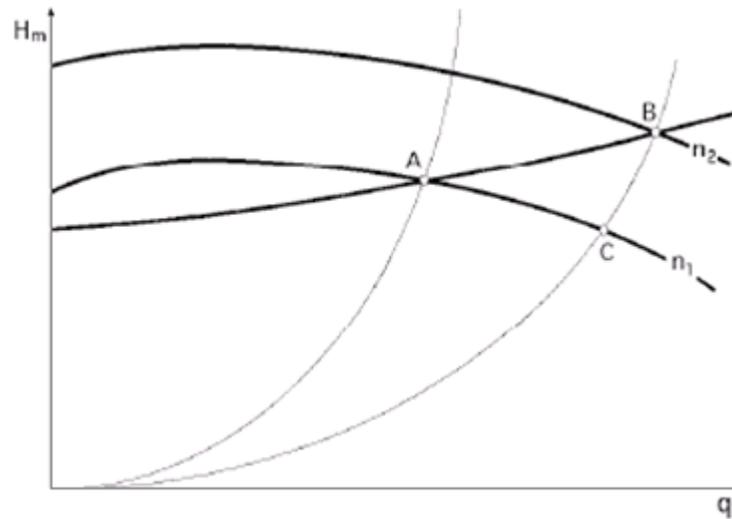
Cuando en la operación de una bomba el NPSH disponible es menor al requerido de acuerdo al fabricante, la bomba comenzará a trabajar con cavitación.

En estas curvas es posible determinar el punto de funcionamiento que está marcado por la intersección entre la curva de la bomba y la de la tubería o sistema, lo que quiere decir que analizando en forma sobrepuesta las curvas de capacidad - carga de la bomba con la carga del sistema, se obtienen los puntos de capacidad y carga en las cuales la bomba podrá operar para la aplicación en particular.

- **punto de funcionamiento**

El régimen de trabajo de una bomba centrífuga viene determinado por el punto de intersección de la curva característica de la bomba y de la tubería, y por eso, al ser la característica de la tubería invariable, salvo que se actúe sobre la válvula de impulsión, el cambio del número de revoluciones de la bomba provoca el desplazamiento del punto de trabajo a lo largo de la característica de la tubería.

Si por la tubería se trasiega el líquido de un nivel inferior a otro superior, y la característica de la tubería tiene la forma indicada en la Ilustración 1-7, el cambio de revoluciones de la bomba de  $n_1$  a  $n_2$  provoca el desplazamiento del punto de funcionamiento sobre la característica de la tubería de **A** a **B**, que pertenecen a distintas parábolas de regímenes semejantes, por lo que no es posible aplicar las fórmulas de semejanza de los regímenes por cuanto no se mantiene el rendimiento. En consecuencia hay que hallar un punto **C** sobre la curva característica inicial a  $n_1$ , intersección con la parábola de regímenes semejantes que pasa por **B**; el punto **C** es de igual rendimiento que el **B**, y una vez hallado el caudal  $Q_C$ , se pueden aplicar las fórmulas de semejanza entre **B** y **C**, y así hallar el número de revoluciones  $n_2$ .



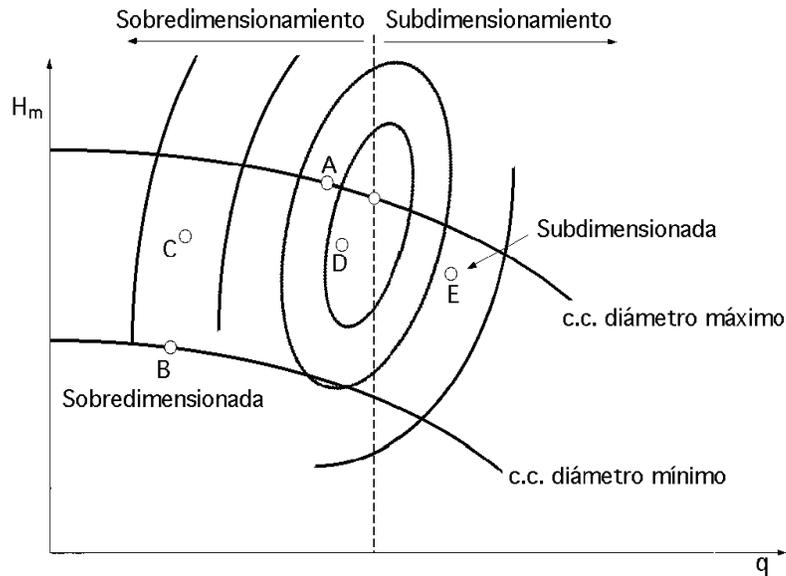
Fuente: Bombas Centrífugas y Volumétricas

**Ilustración 1-7 Punto de Funcionamiento**

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

- **situación del punto de funcionamiento sobre la curva característica de la bomba.**

La Ilustración 1-8 muestra dos curvas características ( $H_m$ ,  $Q$ ) para dos diámetros de rodete, máximo y mínimo, que pertenecen a la misma bomba, y en la que se han fijado unos puntos de funcionamiento con particularidades muy diferentes.



Fuente: Bombas Centrifugas y Volumétricas

**Ilustración 1-8 Situación del Punto de Funcionamiento.**

- A. **punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro máximo del rodete impulsor.**- Esta bomba no tiene posibilidades de aumentar su caudal y altura para el caso de verificarse una alteración en las pérdidas de carga de la tubería o se requiera una ampliación de capacidad de la instalación, ya que no dispone de un rodete de mayor diámetro.
  
- B. **punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro mínimo del rodete impulsor.**- Esta bomba está muy sobredimensionada para las condiciones de operación exigidas, por lo que su precio no será muy competitivo.
  
- C. **punto de funcionamiento muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.**- La bomba está sobredimensionada, ya que si la bomba genera una carga elevada, la pérdida de energía será notoria (bajo rendimiento).

- **velocidad específica alta.-** Para bombas de alta velocidad específica  $n_s$  y gran caudal, un alto desplazamiento a la izquierda del punto de funcionamiento respecto del de máximo rendimiento implica:
  - **velocidad específica baja.-** Si la bomba genera una carga muy baja, siendo pequeña su velocidad específica, se intercala entre las bridas de aspiración y de impulsión de la bomba un by-pass que recirculará la diferencia entre el caudal impulsado por la bomba y el requerido por el proceso.
- D. **punto de funcionamiento situado ligeramente a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.-** Curva de funcionamiento por debajo de la correspondiente a diámetro máximo; cuando se requiera un aumento de la altura creada por la bomba como consecuencia de un incremento en la pérdida de carga de la tubería, se instala un rodete de diámetro mayor y así se alcanzan las nuevas condiciones de operación.
- E. **punto de funcionamiento a la derecha de máximo rendimiento.-** Bombas subdimensionadas, ya que al incrementar el caudal disminuye el rendimiento. Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento a la derecha de la zona de máximo rendimiento implica un alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con su consecuente deterioro.

- **bombas geoméricamente similares**

Cuando dos bombas, geoméricamente similares se operan a la misma velocidad rotacional, la capacidad varía directamente con el cubo de la relación de diámetros de los impulsores. La carga es proporcional al cuadrado de la misma relación y la potencia requerida varía con la quinta potencia de esa relación.

$$Q_2/Q_1 = (D_2/D_1)^3;$$
$$H_2/H_1 = (D_2/D_1)^2;$$
$$(BHP)_2/(BHP)_1 = (D_2/D_1)^5$$

Reducción del Diámetro del Impulsor: Si se conserva la velocidad rotacional constante de una bomba, se puede reducir capacidad y carga de la bomba, al reducir el diámetro el impulsor. La reducción sigue, en una forma aproximada las leyes de afinidad.

- La capacidad se reduce en forma directamente proporcional a la relación de diámetros.
- La carga decrece en función cuadrática a la relación de diámetros.
- La potencia se reduce en función cúbica de la relación de diámetros.

### **1.1.2 rendimiento de las bombas centrífugas**

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, sólo parte de la energía comunicada por el eje del impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes, incluyendo las

pérdidas por choque a la entrada del impulsor, estas se producen cuando el flujo no entra en el impulsor suavemente lo que hace que el flujo se separe de los alabes. El rendimiento de una bomba es bastante sensible a las condiciones bajo las cuales esté operando.

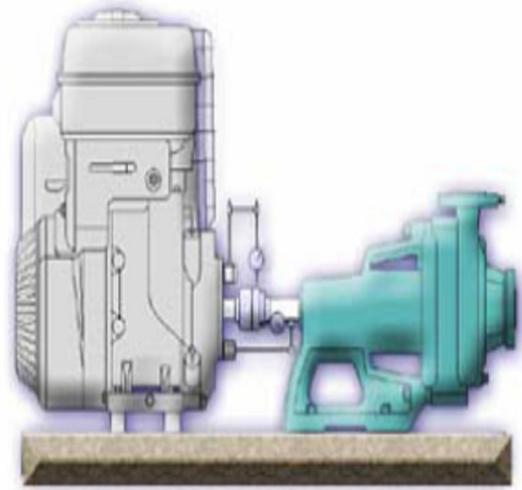
El rendimiento  $\eta$  de una bomba viene dado por:

$$\eta = \frac{\text{potencia suministrada al fluido}}{\text{potencia en el eje (al freno)}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot h}{T \cdot \omega}$$

donde  $\gamma$ ,  $Q$  y  $h$  se definen de la forma habitual;  $T$  es el par ejercido por el motor sobre el eje de la bomba y  $\omega$  el régimen de giro del eje en radianes por segundo.

- **factores que afectan la eficiencia**

Existen condiciones que afectan negativamente la eficiencia del equipo de bombeo, en general corresponde a la fabricación del diseño del equipo. Entre las principales se tienen las siguientes:



<http://www.diee.unican.es/image/010%20Dist%20Bomba>

**Ilustración 1-9 Montaje Típico de una Bomba**

- **pérdidas volumétricas.**

Estas pérdidas son indicativas de una circulación de flujo del lado de alta presión al de baja presión del impulsor; aunque en general, estas pérdidas son pequeñas, pueden revestir importancia bajo condiciones de desgaste o desajuste de la bomba.

- **pérdidas hidráulicas.**

Constituyen la diferencia entre la carga que podría obtenerse de la energía disponible en el impulsor y aquella que realmente se desarrolla; las más importantes son por choque de entrada, generadas por el cambio de dirección del líquido y por fricción del líquido, al fluir.

- **pérdidas mecánicas.**

Se deben principalmente a la fricción de cojinetes, empaques o sellos y a la fricción del disco generada entre los lados del impulsor y el líquido.

- **alineación.**

La correcta alineación de la bomba y el motor, es de suma importancia para conseguir una operación mecánica libre de problemas; por lo que esta se debe verificar de acuerdo a recomendaciones del fabricante.

- **impulsores.**

Se deben ajustar los impulsores antes de intentar poner en marcha la bomba. Una bomba nueva se debe operar con los impulsores ajustados a la mitad del juego lateral de acuerdo con recomendaciones del fabricante, esto es con el objeto de que la arena presente en el agua, no provoque un desgaste excesivo en la bomba lo cual afectaría a la bomba, especialmente a los impulsores. Una vez que el agua deje de salir con arena, los impulsores se podrán ajustar a su posición de trabajo más eficiente.

- **sobredimensionamiento.**

El sobredimensionamiento de los equipos, es producto de un mal cálculo, falta de previsión y en algunos casos de información pobre, lo cual ocasiona que se disponga de equipos que no cumplan con las características que requiere el sistema hidráulico.

Sabemos que al sobredimensionar un equipo, se producen desventajas que ocasionan se pierda eficiencia en el sistema, obteniéndose con ello gastos de energía innecesarios.

- **cavitación**

El término cavitación, se refiere a ciertas condiciones dentro de la bomba, cuando debido a una pérdida de presión localizada, el fluido manejado hierve en ese punto, formando burbujas o cavidades llenas de vapor. Esas cavidades desaparecen cuando las burbujas llegan a regiones de la bomba con mayor presión. Más adelante se enfatizará en este tema ya que se considera de gran importancia.

- **factores que incrementan la eficiencia**

Para mantener, prever o controlar la eficiencia, podemos tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- Selección del equipo de bombeo (motor-bomba) apropiado, teniendo el conocimiento pleno del sistema.
- Acabado de la superficie de los impulsores.
- Selección adecuada de la velocidad específica de succión.
- Control de líquidos viscosos.
- Control de concentraciones de grandes volúmenes de sólidos.
- Control del tamaño de sólidos.
- Control de fricción en cojinetes, empaques o sellos.
- Montaje apropiado del equipo (bomba- motor).
- Corregir desbalances.

- Reducir vibraciones.
- Alineación del equipo en forma programada.
- Controlar la temperatura de operación del motor.
- Evitar recortes de impulsores.
- Controlar la velocidad del equipo.
- Controlar la presión del fluido.
- Evitar tensiones mecánicas en tuberías.
- Reposición de grasa adecuada.
- Verificar el cebado de bomba y tubería
- Evitar entrada de aire.
- Cambiar sellos.
- Controlar el abatimiento del nivel dinámico.
- Control del peso específico del fluido que impulsa la bomba.
- Nivelación de la flecha.
- Verificar presión de succión y descarga.
- Mantenimiento adecuado del equipo.

### **1.3 impelentes centrífugos**

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración (succión) hasta la entrada del impelente, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), acelerándose y absorbiendo un trabajo.

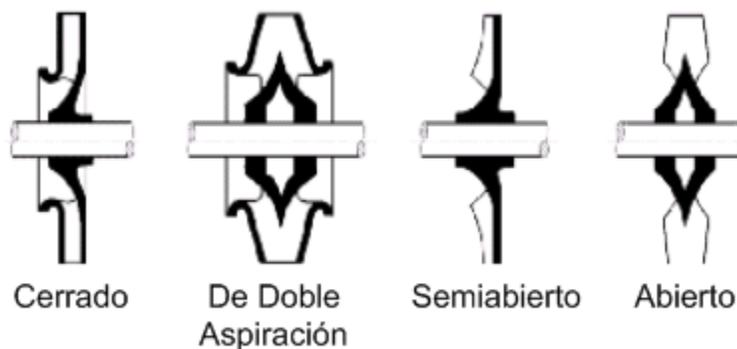
Los alabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el

impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga, pues es el componente que imprime la velocidad al fluido; consiste en un cierto número de aspas o alabes curvados con una forma tal que permite un flujo continuo del fluido a través de ella. El diseño de los impulsores se hace en función del fluido a bombear, pudiendo ser abiertos, semicerrados y cerrados.

- **tipos de impulsores**

El impulsor tiene la función fundamental de comunicarle al fluido la energía. Los impulsores pueden ser abiertos, semiabiertos y cerrados, Ilustración 1-10; Ilustración 1-11; Ilustración 1-12.

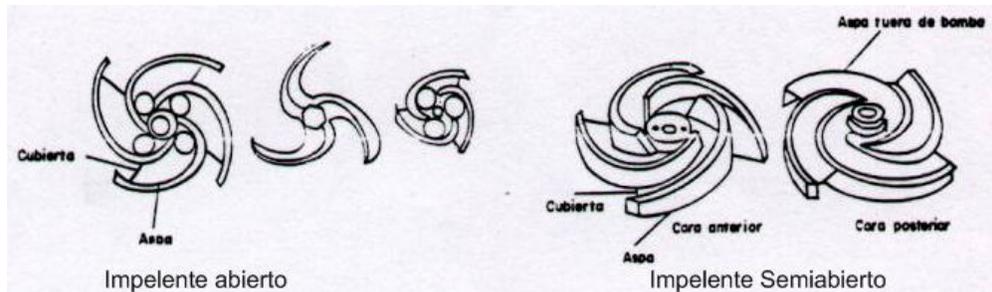


Fuente: <http://zip.rincondelvago.com/00045097>

**Ilustración 1-10 Tipos de Impelentes**

**impulsores abiertos:**

Estos impulsores manejan líquidos ligeramente sucios, aunque tienen la desventaja de tener que trabajar con claros reducidos entre éste y la carcasa, Ilustración 1-11.



Fuente: <http://zip.rincondelvago.com/00045097>

**Ilustración 1-11 Impelentes Abiertos y Semiabiertos**

**impulsores cerrados:**

Los impulsores cerrados trabajan con claros mayores entre éstos y la carcasa, ya que el líquido se lleva entre las tapas integrales que cubren ambos lados del impulsor y las aspas.

Estos impulsores son los más utilizados en aplicaciones generales en bombas de simple succión y doble succión, así como en bombas de varios pasos, Ilustración 1-12.



Fuente: <http://zip.rincondelvago.com/00045097>

**Ilustración 1-12 Impelentes cerrados**

## 2 ANÁLISIS DEL IMPELENTE CENTRÍFUGO

### 2.1 Teoría del Impelente: Ecuación de EULER

Este capítulo hace referencia al estudio de las componentes de la velocidad del flujo en una bomba centrífuga mediante un procedimiento gráfico en el que se utilizan las técnicas vectoriales. La forma de tal diagrama vectorial es triangular y se conoce como ***triángulos de velocidades o polígonos de velocidad***.

Estos triángulos pueden trazarse para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor pero, por lo general, sólo se hace para la entrada y salida del mismo. Los tres lados vectores del triángulo son:

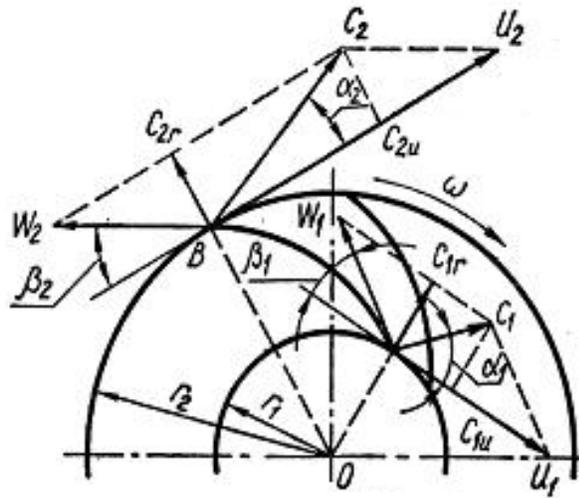
$U$ : velocidad tangencial del impulsor;

$W$ : velocidad relativa del flujo;

$C$ : velocidad absoluta del flujo.

La velocidad relativa se considera con respecto al impulsor y su dirección lleva incorporada la curvatura del alabe del rotor; la absoluta, es la velocidad del flujo y con respecto a la carcasa; esta última es siempre igual a la suma vectorial de la relativa y la circunferencias o de arrastres.

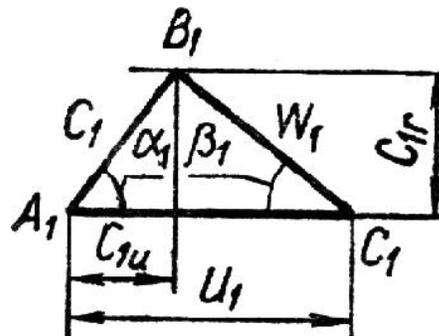
Las velocidades citadas llevan subíndices 1 ó 2 según sean a la entrada o a la salida (Ilustración 2-1), respectivamente.



Fuente: Sarría L, B. Mecánica de los fluidos aplicada. P. 33

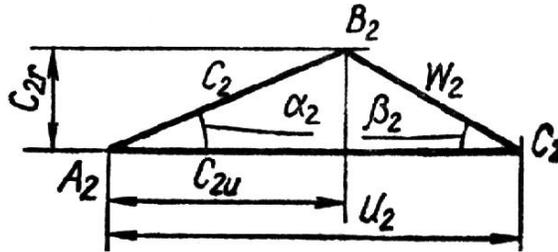
**Ilustración 2-1 Análisis cinemático para el impelente centrífugo.**

Para el estudio cinemático de el impelente es necesario identificar todas las componentes involucradas en los triángulos de velocidad, éstas componentes dependen de la geometría del impelente y de los parámetros de funcionamiento establecidos para su estudio, en la Ilustración 2-2 y en la Ilustración 2-3 se muestran los triángulos de velocidad en la entrada y en la salida del impelente especificando los vectores correspondientes que los conforman.



Fuente: Sarría L, B. Mecánica de los fluidos aplicada. P. 33

**Ilustración 2-2 Triángulo de velocidad a la entrada del impelente**



Fuente: Sarría L, B. Mecánica de los fluidos aplicada. P. 33

**Ilustración 2-3 Triángulo de velocidad a la salida del impelente**

Las componentes de la velocidad absoluta normales a la velocidad periférica, son designadas como  $C_{1r}$  y  $C_{2r}$  para los diagramas de entrada y salida. Esta componente es radial o axial, según sea el impulsor. En general, se lo llamará radial y llevará un subíndice  $r$ .

Todas las velocidades se consideran como velocidades promedio o media para las secciones normales a la dirección del flujo. Esta es una de las aproximaciones hechas en los estudios teóricos y para diseños prácticos, situación que no es exactamente verdadera en la realidad.

La velocidad periférica  $u$  se podía calcular con la siguiente ecuación:

$$u = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \quad \text{Ecuación 2-1}$$

En la cual  $D$  es el diámetro del círculo en [m] si considerando al SI como referencia en medidas.

De los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del impelente se obtiene lo siguiente:

TRIANGULO ENTRADA.

$U_1$  : **Velocidad tangencial a la entrada.**

$W_1$  : **Velocidad relativa de la partícula del fluido respecto al impelente a la entrada.**

$C_1$  : **Velocidad absoluta en la entrada.**

$\alpha_1$  : **Ángulo tomado entre  $U_1$  y  $C_1$ .**

$\beta_1$  : **Ángulo tomado entre  $W_1$  y  $U_1$ .**

$C_{1u}$  : **Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada.**

$C_{1r}$  : **Componente radial de la velocidad absoluta a la entrada.**

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{1u} = U_1 - W_{1u}$$

$$W_{1u} = C_{1r} \cot g \beta_1$$

$$C_{1u} = U_1 - C_{1r} \cot g \beta_1$$

$$C_{1r} = C_1 \sin \alpha_1$$

$$C_{1r} = W_1 \cos \beta_1$$

TRIANGULO SALIDA.

$U_2$  : **Velocidad tangencial a la salida.**

$W_2$  : **Velocidad relativa de la partícula de fluido respecto al impelente a la salida.**

$C_2$  : **Velocidad absoluta en la salida.**

$\alpha_2$  : **Ángulo tomado entre  $U_2$  y  $C_2$ .**

$\beta_2$  : **Ángulo tomado entre  $W_2$  y  $U_2$ .**

$C_{2u}$  : **Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida.**

$C_{2r}$  : **Componente radial de la velocidad absoluta a la salida.**

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$$

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u}$$

$$W_{2u} = C_{2r} \cot g \beta_2$$

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \cot g \beta_2$$

$$C_{2r} = C_2 \operatorname{sen} \alpha_2$$

$$C_{2r} = W_2 \cos \beta_2$$

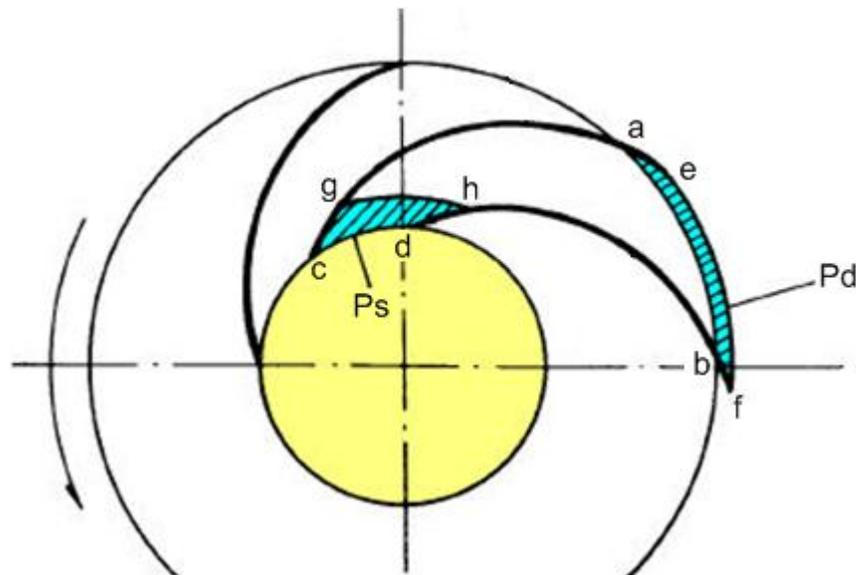
## 2.2 Altura Útil de una Bomba Centrífuga

La expresión para la altura útil de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del momento angular a la masa de líquido que circula a través del impulsor.

Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo con respecto al mismo eje. El Momento hidráulico de un alabe es el que se origina por el impulso del agua de este alabe con respecto al eje de rotación. Si

consideramos una masa líquida que llene completamente el espacio que existe entre dos alabes consecutivos del impulsor.

En el instante ( $t = 0$ ) la posición de la masa líquida es  $abcd$  y después de un intervalo de tiempo  $dt$  su posición ha cambiado a  $efgh$ , al salir una capa de espesor diferencial a  $abef$ , Ilustración 2-4. Esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo  $dt$  y está representada por  $cdgh$ . La parte  $abgh$  del líquido contenido entre las aspas, no cambia su momento hidráulico.



Fuente: Ariel R. Marchegiani. Bombas Centrífugas. p.4

**Ilustración 2-4 Circulación del agua a través de dos Alabes**

Por lo tanto, el cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa  $dm$  que entra al impelente y la masa  $dm$  que sale. Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre los dos alabes.

Deducimos a continuación la fórmula:

En un cierto tiempo  $dt$  entra un volumen  $dV$  cuya masa es:

$$dm = \frac{\gamma}{g} dV \quad \text{Ecuación 2-2}$$

Cuyo impulso a la entrada del impelente es el producto de la masa y la velocidad (absoluta):

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_1 \quad \text{Ecuación 2-3}$$

Igualmente el impulso a la salida del impelente es:

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_2 \quad \text{Ecuación 2-4}$$

Ahora, el Momento producido por los impulsos a la entrada y a la salida del impelente es llamado Momento Hidráulico ó Momento de la cantidad de movimiento. Los cuales son  $M_{h,1}$  y  $M_{h,2}$ , a la entrada y a la salida respectivamente y están expresados de la siguiente forma.

A la entrada del impelente:

$$M_{h,1} = \frac{\gamma}{g} \cdot dV \cdot C_1 \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad \text{Ecuación 2-5}$$

A la salida del impelente:

$$M_{h,2} = \frac{\gamma}{g} \cdot dV \cdot C_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad \text{Ecuación 2-6}$$

De acuerdo a ley de variación del momento de la cantidad de movimiento másico se puede decir:

$$M = M_{h,2} - M_{h,1} \quad \text{Ecuación 2-7}$$

donde:

$M$  : Momento (torque) exterior (al fluido) en el eje del impelente.

Por consiguiente el Momento por unidad de tiempo es:

$$M = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dV}{dt} [r_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - r_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1)] \quad \text{Ecuación 2-8}$$

Ahora bien, las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre los alabes del rotor son:

- La diferencia de presiones sobre los dos lados de cada alabe ( **$p_f$**  y  **$p_b$** ).
- Las presiones  **$p_d$**  y  **$p_s$**  sobre las caras  **$ab$**  y  **$cd$**  son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
- Las fuerzas de fricción hidráulicas que se oponen al flujo relativo y producen un par, además, del que ejercen las aspas del impulsor. Estas fuerzas se desprecian aún en el flujo idealizado.

Si multiplicamos la ecuación (2.8) por  $\omega$  obtenemos:

$$M\omega = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \omega \cdot [r_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - r_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1)] \quad \text{Ecuación 2-9}$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica útil aplicada al líquido por los alabes del impelente.

$$N_{util} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} [\omega \cdot r_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_2) - \omega \cdot r_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha_1)]$$

Al sustituir

$$u = \omega \cdot r \quad c_u = c \cdot \cos(\alpha)$$

Se obtiene la siguiente expresión:

$$N_{util} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} [u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}]$$

Si suponemos que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica total, se dispone de esta potencia a la salida.

$$N_{util} = \gamma \cdot Q \cdot H_i = \frac{\gamma \cdot Q}{g} [u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}] \quad \text{Ecuación 2-10}$$

Al eliminar  $\gamma \cdot Q$  en ambos términos de la ecuación obtenemos la expresión para la carga teórica para un número infinito de alabes:

$$H_i = H_{T\infty} = \frac{[u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}]}{g} \quad \text{Ecuación 2-11}$$

La Ecuación 2-11 es llamada ecuación de Euler para bombas centrífugas, La **CARGA (H)** es la relación que existe entre la energía total recibida por el fluido entre su peso, por lo tanto esta ecuación también es expresada como:

$$H = \frac{E}{\text{peso}}$$

donde:  $\text{peso} = m \cdot g$ ;  $m = \text{masa}$

$$H = \frac{E}{m \cdot g}, \text{ Pero la energía específica es: } \frac{E}{m} = e$$

Entonces nos queda que:

$$H_{\text{util}} = \frac{e}{g} \quad \text{Ecuación 2-12}$$

Igualando las ecuaciones (2-11) y (2-12) se tiene que:

$$H_{T\infty} = \frac{e}{g} = \frac{[u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u}]}{g}$$

Al eliminar  $g$  en ambos términos de la ecuación obtenemos la expresión para la Energía específica total correspondiente a un impelente ideal con un número infinito de álabes:

$$e_{T\infty} = u_2 \cdot C_{2u} - u_1 \cdot C_{1u} \quad \text{Ecuación 2-13}$$

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga debemos tener una energía específica máxima, es decir, el líquido debe penetrar radialmente en el impelente ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ), con lo cual  $C_{u1} = 0$  y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que  $C_{u2}$  tienda a 1.

Si  $\alpha_1 = 90^\circ$ ;  $C_{u1} = 0$ , y la ecuación de Euler se reduce a:

$$H_{T\infty, \max} = \frac{[u_2 \cdot C_{2u}]}{g} \quad \text{Ecuación 2-14}$$

Realizando un análisis geométrico a los triángulos de entrada y salida de los impelentes se expresa que:

$$W_2^2 = C_2^2 + u_2^2 - 2u_2 C_2 \cos(\alpha_2) \quad \text{Ecuación 2-15}$$

$$W_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2u_1 C_1 \cos(\alpha_1) \quad \text{Ecuación 2-16}$$

De aquí se tiene que:

$$u_2 C_{u2} = \frac{C_2^2 + u_2^2 - W_2^2}{2} \quad \text{Ecuación 2-17}$$

$$u_1 C_{u1} = \frac{C_1^2 + u_1^2 - W_1^2}{2} \quad \text{Ecuación 2-18}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2-17) y (2-18) en la ecuación (2-11), se obtiene:

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 + u_2^2 - W_2^2 - C_1^2 - u_1^2 + W_1^2}{2g}$$

Luego arreglando la ecuación y agrupando términos iguales tenemos:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2-19}$$

Esta es ecuación de Euler para la carga teórica infinita.

A la suma de los dos primeros miembros de la ecuación de la Carga Teórica Infinita se le denomina Carga Estática ( $H_{T\infty EST}$ ).

$$H_{T\infty EST} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Al tercer miembro de la ecuación de la Carga Teórica Infinita se le llama Carga Dinámica ( $H_{T\infty DIN}$ ).

$$H_{T\infty DIN} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

Como resultado se tiene que:

$$H_{T\infty} = H_{T\infty EST} + H_{T\infty DIN}$$

Para disminuir la pérdida de energía durante el proceso de transformación de la carga dinámica en estática, esta última (carga estática) debe representar no menos que el (75 ÷ 85%) de la carga total; es decir:

$$H_{T\infty EST} = (75 \div 85\%)H_{T\infty}$$

### ***interpretación física de la ecuación (2.19)***

El primer término representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa del líquido que viajan del diámetro  $D_1$  al diámetro  $D_2$ . El segundo es un cambio de presión debido al cambio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor. El último muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo.

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 los alabes y por medio de la ecuación (2.19) calcular la carga, estos triángulos así trazados se llaman triángulos de Euler; y la altura obtenida, Altura de Euler o Altura Útil.

### 3 FENÓMENO DE CAVITACIÓN

El fenómeno de cavitación es la causa principal de las pérdidas parcial o total del funcionamiento de las bombas centrífugas, y esta cavitación afecta principalmente al impelente centrífugo, es por esto que a este tema se le dedica gran importancia.

Cuando se produce cavitación, la bomba no solamente no cumple con su servicio básico de bombear un líquido sino que también experimenta daños internos, fallas de los sellos, rodamientos, daños en el impelente, etc. En resumen, la cavitación es una condición anormal que puede producir pérdidas de producción, daños al equipo y lo peor de todo, lesiones al personal.

Generalmente las burbujas que se forman dentro de un líquido son de dos tipos: Burbujas de vapor o burbujas de gas.

- *Las burbujas de vapor* se forman debido a la vaporización del líquido bombeado. La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como Cavitación Vaporosa.
- *Las burbujas de gas* se forman por la presencia de gases disueltos en el líquido bombeado (generalmente aire pero puede ser cualquier gas presente en el sistema). La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como Cavitación Gaseosa.

En ambos tipos, las burbujas se forman en un punto interior de la bomba en el que la presión estática es menor que la presión de vapor del líquido (cavitación vaporosa) o que la presión de saturación del gas (cavitación gaseosa).

- *La Cavitación Vaporosa* es la forma de cavitación más común en las bombas de proceso. Generalmente ocurre debido a un insuficiente NPSH disponible o a fenómenos de recirculación interna. Se manifiesta como una reducción del desempeño de la bomba, ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba. La extensión del daño puede ir desde unas picaduras relativamente menores después de años de servicio, hasta fallas catastróficas en un corto periodo de tiempo.
- *La Cavitación Gaseosa* se produce por efecto de gases disueltos (más comúnmente aire) en el líquido. Esta cavitación raramente produce daño en el impulsor o en la voluta. Su efecto principal es una pérdida de capacidad. No debe confundirse con el ingreso de aire o bombeo de líquidos espumosos, situaciones que no necesariamente producen cavitación pero sí reducción de capacidad, detención del bombeo y otros problemas. Para el bombeo de líquidos espumosos se han diseñado y se siguen desarrollando bombas especiales (Froth pumps) que han logrado un considerable mejoramiento en el manejo de estos fluidos. Para poder identificar los tipos de cavitación es necesario entender primero sus mecanismos, es decir, como ocurre.

### **3.1 Etapas de la Cavitación**

#### ***Etapa 1. formación de burbujas***

Las burbujas se forman dentro del líquido cuando este se vaporiza. Esto es, cuando cambia desde la fase líquida a la de vapor. La vaporización de cualquier líquido dentro de un contenedor se produce ya sea porque la presión sobre la superficie del líquido disminuye hasta ser igual o inferior a su presión de vapor (a la temperatura actual), o bien porque la temperatura del líquido sube hasta hacer

que la presión de vapor sobrepase a la presión sobre la superficie de líquido. Por ejemplo en un depósito abierto a nivel del mar la superficie del agua está sometida a una presión atmosférica de aprox. 10 bar por lo que la temperatura tendría que subir a 100 °C para que su presión de vapor sobrepase los 10 bar y se inicie la ebullición (formación de burbujas). A 4000 m. de altitud la presión atmosférica se reduce a 6.2 bar por lo que la temperatura tendría que subir solamente a unos 85 °C para que se inicie la ebullición. Si en un contenedor cerrado se reduce la presión a 0.3 bar, la ebullición se iniciará con el agua a 25 °C. También se producirá la ebullición si la presión permanece constante en alrededor de 0.3 bar pero la temperatura sube sobre 25 °C.

En resumen, la vaporización se produce por adición de calor o por reducción de la presión estática (para la definición de cavitación se excluirá la acción dinámica del líquido) Lo mismo que en un contenedor cerrado, la vaporización del líquido puede ocurrir en las bombas centrifugas cuando la presión estática en algún punto se reduce a un valor menor que la presión de vapor del líquido (a la temperatura en dicho punto). Por lo tanto, el concepto clave es: Las burbujas de vapor se forman dentro de la bomba cuando la presión estática en algún punto baja a un valor igual o menor que la presión de vapor del líquido.

La presión estática en algún punto dentro de la bomba puede bajar hasta un nivel inferior a la presión de vapor bajo dos condiciones:

1. Porque la caída de presión actual en el sistema externo de succión es mayor que la que se consideró durante el diseño del sistema. (Es una situación bastante corriente). Esto resulta en que la presión disponible en la succión de la bomba (NPSHa) no es suficientemente alta para suministrar la energía

requerida para superar la caída de presión interna (NPSHr) propia del diseño de la bomba.

2. Porque la caída de presión actual dentro de la bomba (NPSHr) es más grande que la informada por el fabricante y que se usó para seleccionar la bomba.

### ***Etapa 2. crecimiento de las burbujas***

Si no se produce ningún cambio en las condiciones de operación, se seguirán formando burbujas nuevas y las viejas seguirán creciendo en tamaño. Luego serán arrastradas por el líquido desde el ojo del impulsor hacia los alabes y la periferia del impulsor. Debido a la rotación del impulsor las burbujas adquieren alta velocidad y se desplazan hacia las regiones de alta presión dentro del impulsor donde empiezan a colapsar. El ciclo de vida de una burbuja se ha estimado en alrededor de 0.003 segundos.

### ***Etapa 3. colapso de las burbujas***

A medida que las burbujas se desplazan, la presión que las rodea va aumentando hasta que llegan a un punto donde la presión exterior es mayor que la interior y las burbujas colapsan. El proceso es una implosión. Cientos de burbujas colapsan en aproximadamente el mismo punto de cada alabe. Las burbujas no colapsan simétricamente de modo que el líquido que las rodea se precipita a llenar el hueco produciendo un micro jet. Subsecuentemente los micro jet rompen las burbujas con tal fuerza que produce una acción de martilleo. Se han reportado presiones de colapso de burbujas superiores a 1 GPa (145 x 10<sup>6</sup> psi). El martilleo altamente focalizado puede producir desprendimiento de material (socavaciones) en el impulsor. Después del colapso, emana una onda de choque desde el punto de

colapso. Esta onda es la que se escucha y que usualmente se identifica como 'cavitación'.

### **3.2 Síntomas Generales de Cavitación y sus Efectos sobre el Desempeño de la Bomba y de sus Componentes.**

*La cavitación se produce cuando el NPSHa es Igual o Menor al NPSHr. Las indicaciones perceptibles de la cavitación son los ruidos y vibraciones más o menos fuertes y el trabajo inestable de la bomba. Se producen fluctuaciones en el caudal y la presión de descarga con una súbita y drástica reducción de la cabeza de descarga y capacidad de la bomba. Dependiendo del tamaño y cantidad de burbujas los problemas van desde una pérdida parcial de capacidad y cabeza hasta una falla total de bombeo junto con daños irreparables de los componentes internos de la bomba. Se requiere una investigación cuidadosa, mucha experiencia y conocimientos acerca de los efectos de la cavitación sobre los componentes de la bomba para poder identificar el tipo de cavitación y su causa original.*

La siguiente es una descripción detallada de los síntomas generales más comunes:

#### **3.2.1 reducción de la capacidad de bombeo**

Las burbujas ocupan un volumen que reduce el espacio disponible para el líquido y esto disminuye la capacidad de bombeo. Por ejemplo, cuando el agua pasa del estado líquido al de vapor su volumen aumenta en aproximadamente 1700 veces. Si la generación de burbujas en el ojo del impulsor es suficientemente grande, la bomba se puede 'ahogar' y quedar sin nada de succión con una reducción total del

flujo. La formación y colapso de las burbujas es desigual y disparejo, esto genera fluctuaciones en el flujo y el bombeo se produce en chorros intermitentes. *Este síntoma es común a todos los tipos de de cavitación.*

### **3.2.2 disminución en la generación de cabeza**

A diferencia de los líquidos, las burbujas son compresibles. La cabeza desarrollada por la bomba disminuye drásticamente debido a que se gasta energía en aumentar la velocidad del líquido empleado en llenar las cavidades que dejan las burbujas colapsadas. *Lo mismo que la reducción en capacidad, este síntoma es común a todos los tipos de cavitación.*

Por lo tanto, el efecto hidráulico de la cavitación en una bomba es que su funcionamiento cae fuera de la curva de desempeño esperada, produciendo una cabeza y flujo más bajo que el correspondiente a su condición normal de operación.

### **3.2.3 vibración y ruido anormal**

El desplazamiento de las burbujas a muy alta velocidad desde el área de baja presión hacia una zona de alta presión y el subsiguiente colapso crea ondas de choque que producen ruidos y vibraciones anormales. Se estima que durante el colapso de las burbujas se desarrollan ondas de choque con presiones del orden de 104 atmósferas.

El sonido de la cavitación puede describirse como algo similar a pequeñas partículas duras chocando o rebotando rápidamente en el interior de una bomba o válvula. Se usan varios términos para describirlo; traqueteo, golpeteo, crepitación, etc. El ruido de una bomba cavitando va desde el golpeteo grave y uniforme (como sobre una puerta) hasta una crepitación aguda y errática (similar a un impacto metálico). El ruido de cavitación puede confundirse fácilmente con el de un

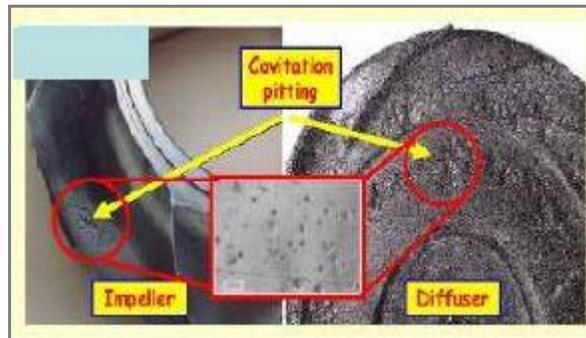
rodamiento en mal estado. Para distinguir si el ruido es debido a un rodamiento o a cavitación basta con operar la bomba sin flujo, si el ruido desaparece quiere decir que existe cavitación.

La vibración se debe al efecto de cargas dispares actuando sobre el impulsor y que son generadas por una mezcla no uniforme de líquido y vapor, así como por las ondas de choque por el colapso de las burbujas. En los manuales existe muy poco acuerdo sobre las características de la vibración primaria asociada con la cavitación en las bombas centrifugas. La formación y colapso de las burbujas se alternará periódicamente con la frecuencia resultante de la velocidad y número de alabes. Algunos sugieren que la vibración asociada con la cavitación produce un pico de banda ancha a frecuencias sobre 2000 Herz. Otros sugieren que la cavitación sigue la frecuencia de paso del alabe (número de alabes por la frecuencia de la velocidad de rotación). Otros indican que afecta a la amplitud de la vibración pico. Todas estas indicaciones pueden ser correctas, ya que la cavitación en la bomba puede producir varias frecuencias de vibración dependiendo del tipo de cavitación, diseño de la bomba, instalación y aplicación. La vibración excesiva por cavitación comúnmente produce fallas en los sellos y/o rodamientos. *Este es el modo de falla más probable en una bomba cavitando.*

### **3.2.4 daño a los componentes de la bomba**

Durante la cavitación el colapso de las burbujas ocurre a velocidades sónicas eyectándose micro chorros de líquido a altísima velocidad (sobre 1000 m/s) con una fuerza suficiente para erosionar componentes de la bomba, particularmente el impulsor. La burbuja es presionada para colapsar desde todos lados, pero si la burbuja está apoyada sobre una pieza de metal como puede ser el impulsor o la voluta, no puede colapsar desde ese lado. Entonces el fluido se mete por el lado opuesto con su alta velocidad y explota contra el metal creando la impresión de que la superficie metálica fue golpeada con un martillo de bola. El daño empieza a

hacerse visible en la forma de hendiduras o 'pits' las cuales son deformaciones plásticas muy pequeñas (micrométricas). El daño causado por el colapso de las burbujas se conoce comúnmente como *Erosión* o *Picaduras* (pitting) por cavitación. En la Ilustración 3-1 se observa su efecto sobre la superficie de un impulsor y un difusor.



Fuente: [www.cheresources.com](http://www.cheresources.com)

**Ilustración 3-1 Erosión por burbujas**

La erosión por colapso de burbujas ocurre primeramente como una fractura por fatiga, debido a la repetición de implosiones sobre la superficie, seguida de desprendimiento de material. El efecto es muy similar al de una operación de arenado. Las bombas de alta cabeza son más proclives a sufrir erosión por cavitación, (la fuerza de impacto de las implosiones es mayor), por lo que es un fenómeno más típico de las bombas de "alta energía". Las áreas más sensitivas a la erosión por cavitación se observan en los lados de baja presión de los alabes del impulsor, cerca de los bordes de entrada. Sin embargo, los daños en el impulsor pueden estar más o menos diseminados. Las picaduras también se han observado en otros puntos de los alabes de impulsión, en los alabes difusores y en la periferia del impulsor. En ocasiones, la cavitación ha sido suficientemente severa para producir perforaciones y dañar los alabes hasta un grado que hace al impulsor completamente inefectivo. El daño es evidente cerca de la arista externa del impulsor. En esta parte es donde el impulsor desarrolla la presión más alta. Esta presión implota las burbujas cambiando el estado del agua desde gas (vapor)

a líquido. Cuando la cavitación es menos severa, el daño puede ocurrir más cerca del ojo del impulsor. Además de la erosión de los componentes, en bombas grandes, la cavitación prolongada puede causar desbalance (debido a una distribución desigual en la formación y colapso de las burbujas) de los esfuerzos radiales y axiales sobre el impulsor. Este desbalance comúnmente lleva a los siguientes problemas mecánicos:



Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Cavitaci%C3%B3n>

**Ilustración 3-2 Daño en impelentes por cavitación**

## **4 AHORRO DE ENERGÍA**

### **4.1 Generalidades**

Hoy cuando el mundo atraviesa una nueva y fuerte tendencia al aumento en el precio de los combustibles, y además se incrementan los niveles de contaminación, se hace nuevamente menester estudiar, analizar e implementar eficazmente un sistema que esté plenamente comprometido con la detección, prevención y eliminación de los desperdicios y que permita lograr un uso más productivo de la energía.

Consumir energía es sinónimo de actividad, de transformación y de progreso, siempre que ese consumo esté ajustado a nuestras necesidades y trate de aprovechar al máximo las posibilidades contenidas en la energía.

Desde las necesidades más básicas y primitivas, a las más modernas y sofisticadas, la mejora de las condiciones de vida de los hombres o de su nivel de bienestar ha exigido siempre disponer de un excedente de energía que pudiese ser consumido. El consumo de energía, es por tanto sinónimo de progreso, de aumento en la infraestructura, los bienes y servicios disponibles y de la misma satisfacción de las necesidades.

Como tal un principio esencial para el ahorro de energía consiste en conocer cómo funcionan los equipos y aparatos que están a nuestra disposición, los diferentes tipos de energía que consumen y el distinto aprovechamiento que podemos obtener de ellos.

Es importantísimo tener en cuenta que la trascendencia y la complejidad que hoy en día supone el consumo de energía, hoy a su vez genera una gran posibilidad de hacer un buen uso de esta energía y utilizarla con la mayor eficiencia, para sacar el mejor provecho de todos los recursos que poseemos.<sup>2</sup>

#### **4.2 Ahorro y Reducción de Consumo**

El ahorro es, en cierta forma, un concepto económico que está asociado al concepto tiempo y a su vez, a la calidad de la explotación de los equipos, un equipo consume tanta energía dependiendo de la cantidad de tiempo que funcione o de cómo sea la calidad de la energía con que el equipo esté operando. Energéticamente cuesta más dinero si el equipo funciona largas jornadas, o si no se están utilizando los recursos de la manera más eficiente posible, en este sentido, el ahorro debe ser una preocupación del usuario del equipo, es decir, del consumidor energético, el cual debe tener también la adecuada sensibilidad frente a la conservación de la energía y el medio ambiente.

Hay diversos métodos para llegar a un ahorro de energía y colaborar con el medio ambiente pero el método más efectivo es quemar menos combustibles fósiles y en especial, combustibles ricos en carbono como el carbón y el petróleo. Estos combustibles dan lugar a emisiones de carácter ácido y causan la lluvia ácida. De ello se desprende que la protección del medio ambiente es hoy el mayor incentivo para el ahorro de energía.

Hoy por hoy se hace evidente la presencia de oportunidades de ahorro específicas para distintas aplicaciones que conlleven a la optimización de los sistemas

---

<sup>2</sup> Escalona Moreno. Iván, Documento titulado "Ahorro de energía".  
<http://www.monografias.com/trabajos12/ahorener/ahorener.shtml>

energéticos por medio de la gestión energética, que es definida como el manejo sostenible de la energía con el mayor aprovechamiento de su disponibilidad, respecto a esto es importante tener claro que “manejo sostenible de la energía” incluye lo que corresponde a su:

- |                         |                       |                        |
|-------------------------|-----------------------|------------------------|
| • <b>Administración</b> | <b>Selección</b>      | <b>Planeación</b>      |
| • <b>Uso</b>            | <b>Organización</b>   | <b>Dirección</b>       |
| • <b>Control</b>        | <b>Identificación</b> | <b>Operación</b>       |
| • <b>Evaluación</b>     | <b>Mantenimiento</b>  | <b>Estandarización</b> |

En la actualidad surge la necesidad de evaluar que oportunidades generarían cambios positivos en cuanto al uso racional y eficiente de la energía a nivel económico y ambiental, y es aplicando los conceptos de la gestión energética que se hace posible llegar a transformaciones precisas a la hora de diseñar, seleccionar y operar equipos y sistemas energéticos, algunas de las medidas que todo usuario debería buscar con el fin de conseguir grandes beneficios en cuanto a consumo son:

- Buenas prácticas de operación
- Buen estado técnico de equipos
- Mantenimiento dirigido a la eficiencia
- Planeación energética
- Planeación productiva teniendo en cuenta consumos energéticos
- Medición y control de indicadores de eficiencia
- Control de los consumos energéticos no asociados a la producción
- Racionalización de procesos productivos
- Uso de residuos energéticos
- Control y optimización de los regímenes de operación

- Estandarización de procesos
- Reducción de reprocesos
- Cambio de fuentes energéticas
- Acomodos de demandas
- Acercamiento de la producción energética a la demanda en el tiempo
- Capacitación y motivación del personal clave
- Paso de operación reactiva a proactiva
- Vigilancia tecnológica

Es de esta manera como muchos procesos deben cambiar para así obtener mejores resultados pero con una reducción en el consumo de energía y un mejor trato con el medio ambiente, de esta manera se hace indispensable invertir en la adecuación de medidas de ahorro que permitan ajustar desde el diseño cada uno de los sistemas para los servicios energéticos y los sistemas de conversión de energía.<sup>3</sup>

#### **4.3 Métodos para un Ahorro de Energía Eficaz**

El ahorro de energía mediante el aumento de la eficacia en su manipulación se puede lograr, por lo que respecta a la parte del suministro, a través de avances tecnológicos en la producción de electricidad, mejora de los procesos en las refineras y otros. En cambio, por lo que respecta a la parte de la demanda (la energía empleada para la climatización de instalaciones, aparatos eléctricos, iluminación etc.), durante la explotación de los equipos y el uso de la energía misma, existen múltiples oportunidades para el ahorro en relación con la parte del suministro, existiendo un margen amplio para su mejora.

---

<sup>3</sup> Campos Juan Carlos, Documento titulado, Modelos de Gestión Energética, Módulo de Gestión Energética; Minor de Uso Racional de la Energía Universidad Tecnológica de Bolívar Cartagena Colombia 2006

El ahorro de electricidad se puede conseguir mediante sistemas avanzados de control de potencia, la instalación de motores eléctricos modernos para ventiladores, bombas, mecanismos de transmisión etc., y la instalación de equipos de iluminación de alta eficacia.

La conservación de la energía sólo se puede conseguir si se introduce un plan de gestión de la energía con un seguimiento riguroso y metas de progreso.

En la actualidad existen principales áreas de oportunidad para el ahorro y la reducción de los costos energéticos en instalaciones industriales y de servicio, algunas de las más comunes son:

- **Sistemas De Suministro Y Accionamientos Eléctricos**
- **Sistemas De Generación Y Uso Del Vapor**
- **Sistemas De Aire Comprimido**
- **Sistemas De Bombeo Y Ventilación**
- **Sistemas De Refrigeración Y Climatización**
- **Sistemas De Cogeneración**

Pero haremos énfasis en el ahorro de energía en los sistemas de bombeo y ventilación.

#### **4.4 Métodos de ahorro de energía en bombas**

Actualmente las bombas centrifugas son parte importante en la mayoría de las industrias, ya que siempre es necesario hacer circular un fluido de un lugar a otro, tales como, Agua, Soluciones refrigerantes, Materias primas, Producto finalizado,

etc. Esta es una de las razones por la cual se han desarrollado formas y/o métodos de ahorro de energía en bombas, además de que actualmente debido a los cambios climáticos que ha sufrido la tierra, es necesario optimizar los costos de operación de las bombas.

### **sistemas de bombeo y ventilación**

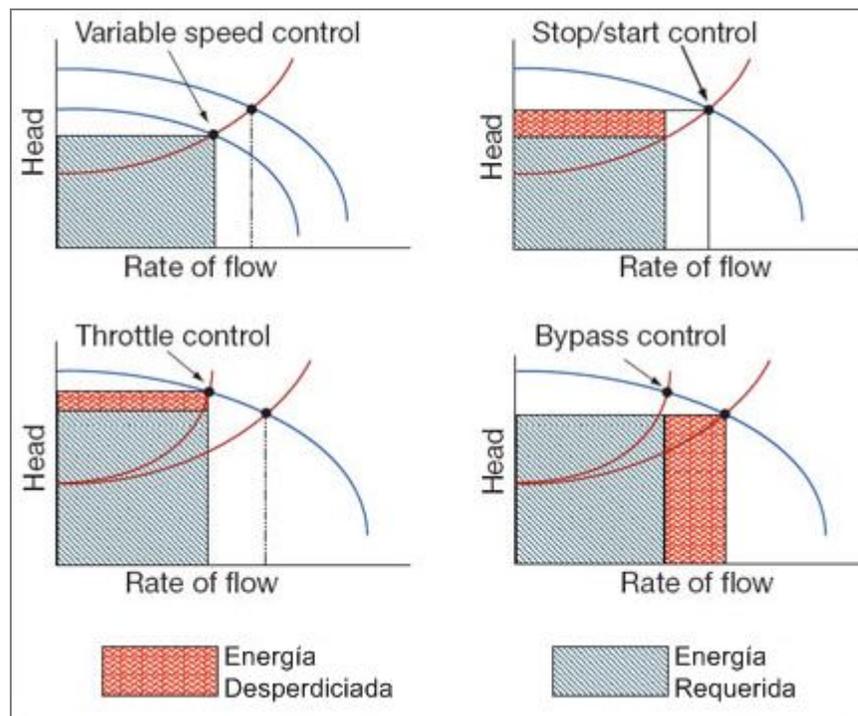
- Diseño adecuado del sistema
- Selección de las bombas y ventiladores
- Evitar las bombas y ventiladores sobredimensionados.
- Recorte o cambio de impelentes.
- Cambio de velocidad de la bomba.
- Accionamientos de velocidad variable.
- Sistemas con bombas múltiples.
- Bombas “booster”.
- Mantenimiento adecuado.
- Métodos de control de flujo en ventiladores más eficientes: alabes guías en la succión, reducción de la velocidad del ventilador o variadores de velocidad.

Como se puede observar en las tareas anteriores, para un ahorro de energía en la bomba centrífuga instalada en la embarcación naval, es más factible enfatizar en las tareas de recorte o cambio del impelente, cambio de velocidad de la bomba y accionamiento de velocidad variable.

Utilizar métodos de control de flujo para reducir la potencia consumida por la bomba en los periodos donde la carga requerida baja puede ahorrar costos. En sistemas donde la interrupción del flujo puede ser tolerada, el método de apagado y encendido de la bomba podría ser la mejor opción para controlar el flujo, pero

variar el rendimiento de la bomba con cambios de velocidad es a menudo la opción energéticamente más eficiente de control de flujo.

En la Ilustración 4-1 se muestra la comparación de los métodos populares y el método de velocidad variable para el control de flujo de una bomba.



FUENTE: <http://www.pump-zone.com/>

**Ilustración 4-1 consumo de energía por los métodos de control.**

#### 4.5 Ventajas de la Utilización del Variador de Velocidad

Se analizan las ventajas económicas y técnicas que tiene la utilización de la velocidad variable en las instalaciones de bombas rotodinámicas que deban operar con flujo variable, concluyéndose que en las presentes circunstancias de desarrollo de los convertidores electrónicos de frecuencia para controlar y hacer

variar la velocidad de los motores eléctricos, es una alternativa que tiene las mejores posibilidades técnicas y económicas para su aplicación.

Las bombas rotodinámicas, al trabajar contra los sistemas de tuberías en los cuales están instaladas, con frecuencia deben ajustar el caudal a determinados requerimientos. Este ajuste se hace normalmente, hasta el presente, cerrando o abriendo parcialmente una válvula de control situada en el sistema de tubería, de modo que la curva del sistema y la de la bomba se corten en un nuevo punto de operación. Con esta maniobra se introducen pérdidas de carga adicionales, que originan un consumo de energía por encima del que se requeriría normalmente para el nuevo caudal si la bomba estuviera operando dentro de su zona de diseño.

Las pérdidas de energía extra pueden evitarse si se trabaja la bomba variando la velocidad de rotación para ajustarla a la demanda del sistema. La variación de velocidad puede lograrse, dentro de ciertos límites, si la bomba está conectada a un motor de combustión interna, pero la mayoría de las bombas instaladas están acopladas directa o indirectamente a motores eléctricos de velocidad de rotación determinada, existiendo hasta hace muy poco tiempo limitaciones en este sentido. Para variar la velocidad el motor eléctrico conectado a una bomba, existen medios mecánicos, pero, por ejemplo, los embragues y los sistemas de engranajes, y poleas y correas no son suficientemente flexibles en cuanto a sus operaciones, y el acoplamiento hidráulico, que si tiene flexibilidad, al igual que cualquiera de los dispositivos anteriores, no solo aumenta el costo inicial, sino también los gastos de mantenimiento y rebaja la eficiencia del conjunto bomba-motor.

Los motores eléctricos de velocidad variables son costosos, por lo que lo más favorable sería controlar la velocidad del motor corriente de jaula de ardilla por medios eléctricos, pero como ya se ha planteado no ha sido hasta hace varios

años, con la introducción de nuevos dispositivos electrónicos, que esa posibilidad se ha abierto comercialmente de modo muy efectivo con los llamados convertidores o inversores de frecuencia. Es por eso que en los últimos tiempos se está yendo cada día más la utilización de la velocidad variable como medio de control de flujo en las instalaciones de bombeo de amplia variación de caudal.

La operación de bombas rotodinámicas, a velocidad variable, introduce ahorros notables en el consumo de energía. En el estudio que se presenta a continuación se analizan las diferencias fundamentales entre el control con válvulas y a través de velocidad variable, sobre la base de las curvas características de las bombas y sus variaciones al cambiar la velocidad, y de un nuevo concepto, la llamada curva de consumo; también se hace referencia a los dispositivos electrónicos disponibles comercialmente para variar la velocidad de los motores eléctricos corrientes.

#### **4.5.1 características generales de la operación de una bomba rotodinámica a velocidad fija.**

Como se sabe, la carga y caudal de operación de una bomba dependen del punto donde se cortan la curva del sistema de tuberías y la curva de carga-capacidad de la bomba<sup>4</sup>. La ecuación de la curva del sistema de tuberías está representada por:

$$H = (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + K_s \cdot Q^n \quad \text{Ecuación 4-1}$$

donde:

H: Carga total para un caudal Q determinado (m)

---

<sup>4</sup> PEREZ FRANCO, D.: *equipos de bombeo*, Ed. Pueblo y educación, la habana, 1974.

- Z: Nivel de la superficie del liquido.
- 2: Subíndice que indica el punto de descarga.
- 1: Subíndice que indica el punto de toma.
- P: Presión sobre la superficie del liquido.
- $\rho$ : Densidad del liquido bombeado.
- g: Intensidad de la gravedad.
- $K_s Q^n$ : Pérdidas de carga en el sistema de tuberías de la instalación.

Por otra parte el comportamiento de una bomba rotodinámica se conoce a través de sus curvas características fundamentales,<sup>5</sup> o sea:

Curva de carga-capacidad:  $H=f(Q)$

Curva de Eficiencia:  $e=f(Q)$

También se pueden obtener por deducción de las curvas anteriores:

Curva de Potencia:  $(P_a \cdot \frac{QH}{e}) \cdot P = f(Q)$

Curva de consumo:<sup>6</sup> Es función del caudal [ $C=f(Q)$ ] que representa el elemento fundamental en la determinación de los costos de energía, de modo que:

$$C = \frac{P}{Q} = \frac{N}{e}$$

---

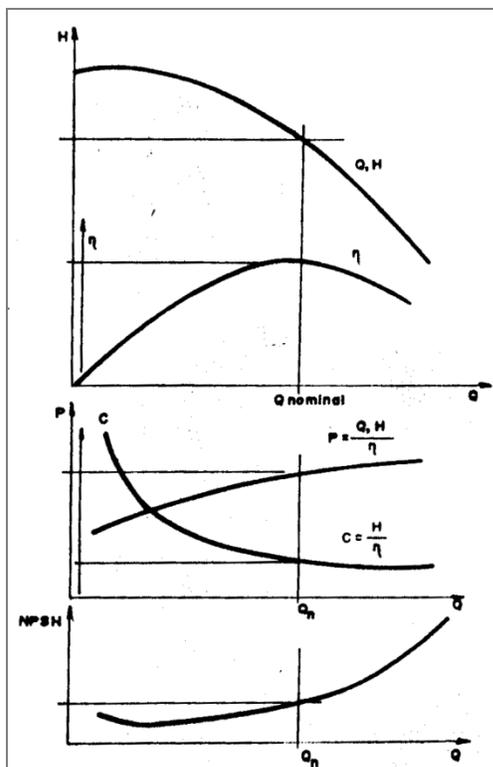
<sup>5</sup> Ibíd. PEREZ FRANCO, D.

<sup>6</sup> VOVARD, J.: "Application of variable speed to centrifugal, outward flow or axial-flow pumps drivers", World pumps, pp. 202-205, Julio, Inglaterra, 1987.

De la misma forma que se acostumbra representar las características de succión a través de la curva que relaciona la carga absoluta neta positiva en la succión (NPSH) o la máxima succión posible ( $H_{smax.}$ ) con el caudal que se bombea, de modo que la capacidad de succión de la bomba estará expresada por una de esas dos curvas:

$$NPSH=f(Q) \quad \text{ó} \quad H_{smax.}=f(Q)$$

En la Ilustración 4-2 aparecen esquemáticamente representados los distintos tipos de curvas características mencionadas para las bombas rotodinámicas.



Fuente: ventajas de la utilización de la velocidad variable en el control de flujo.

**Ilustración 4-2** Curvas característica de una bomba rotodinámica para velocidad fija.

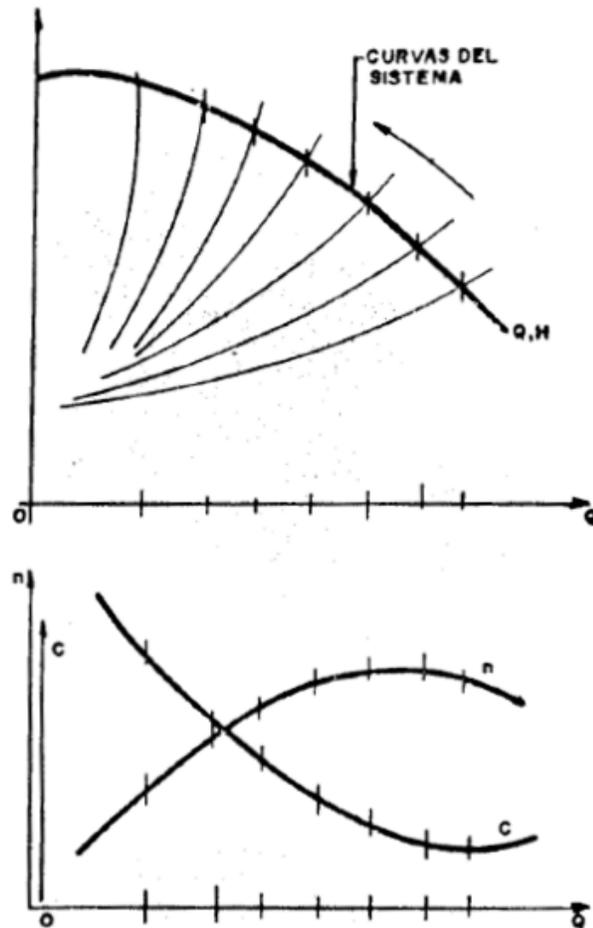
La curva de eficiencia tiene su máximo en el llamado *punto de diseño* que determina el llamado *caudal nominal o de diseño* de la bomba,  $Q_d$ : Es preferible que cualquier bomba instalada opere con caudales cercanos al de diseño, ya que de esa forma trabajará con mayor eficacia en todos los sentidos, pues cuando el caudal de operación se diferencia del de diseño, la eficiencia baja, aumenta el nivel de ruido y vibraciones, y pueden aparecer esfuerzos mecánicos anormales sobre la bomba que originen problemas en su funcionamiento. O sea, que el punto de operación de una bomba contra un sistema determinado de tuberías debe estar lo mas cercano posible del punto de diseño. Sin embargo, esto es imposible de lograr si la bomba trabaja a una velocidad fija y es necesario operarla con caudal variable.

En este caso (velocidad fija de la bomba) el caudal de varía a través de la acción de una válvula de control situada en el sistema de tuberías, generalmente a la salida de la bomba, lo que se refleja en el empinamiento sucesivo de la curva del sistema de tuberías por cierres parciales de la válvula, o su aplanamiento por aperturas. Desde luego que la posición mas baja posible de la curva del sistema corresponderá con la situación de las válvulas completamente abiertas, tal como puede apreciarse el la Ilustración 4-3.

Esta forma de lograr la variación del caudal, ademas de afectar la confiabilidad de operación de la bomba, como puede decirse con lo que se ha dicho al respecto, aumenta el consumo de energía por unidad de volumen (vease Ilustración 4-3).

Si se quiere evitar esta forma de operación y mantenerla alrededor del punto de diseño, puede lograrse si se añade al sistema un deposito de volumen

determinado y se trabaja la bomba dentro de los límites de dos presiones o dos niveles prefijados, con los inconvenientes que pueda traer.<sup>7</sup>



Fuente: ventajas de la utilización de la velocidad variable en el control de flujo.

**Ilustración 4-3 Variaciones del punto de operación por medio de la válvula de control.**

---

<sup>7</sup> *Ibíd.*, pp. 202-205.

#### 4.5.2 características de la operación de una bomba rotodinámica a velocidad variable.

Cuando varía la velocidad de rotación de una bomba rotodinámica, de acuerdo con las leyes de semejanza:<sup>8</sup>

- El caudal varía directamente con el cambio de velocidad, o sea:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{n_A}{n_B} \quad \text{Ecuación 4-2}$$

donde:

A y B: subíndices que designen dos velocidades diferentes.

N: velocidad de rotación.

- La carga varía con el cuadrado de la velocidad, o sea:

$$\frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{n_A}{n_B}\right)^2 \quad \text{Ecuación 4-3}$$

La potencia varía con el cubo de la velocidad, o sea:

$$\frac{P_A}{P_B} = \left(\frac{n_A}{n_B}\right)^3 \quad \text{Ecuación 4-4}$$

- La eficiencia se mantiene igual para los puntos homólogos. Es decir, que si para un punto de la curva de carga-capacidad ( $Q_A$ ,  $H_A$ ) a la velocidad  $n_A$ ,

---

<sup>8</sup> Op. Cit. PEREZ FRANCO, D.

existe una eficiencia  $X$ , para el punto homólogo ( $Q_B, H_B$ ) obtenido para la velocidad  $n_B$  existirá esa misma eficiencia  $X$ . Los puntos (homólogos de igual eficiencia) tienen también la misma velocidad específica  $n_q$  y caen en una parábola que parte del origen ( $Q = 0, H = 0$ ), cuyos puntos quedan definidos por la relación:

$$\frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{Q_A}{Q_B}\right)^2 \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Que pueden obtenerse eliminando  $n_A$  y  $n_B$  al combinar las ecuaciones (4-2) y (4-3). De la ecuación (4-5) puede obtenerse:

$$\frac{H_A}{Q_A^2} = \frac{H_B}{Q_B^2} = \text{constante} = K_H \quad \text{Ecuación 4-6}$$

Por lo que la ecuación de la parábola que pasa por los puntos homólogos (de igual eficiencia) resultará:

$$H = K_H Q^2 \quad \text{Ecuación 4-7}$$

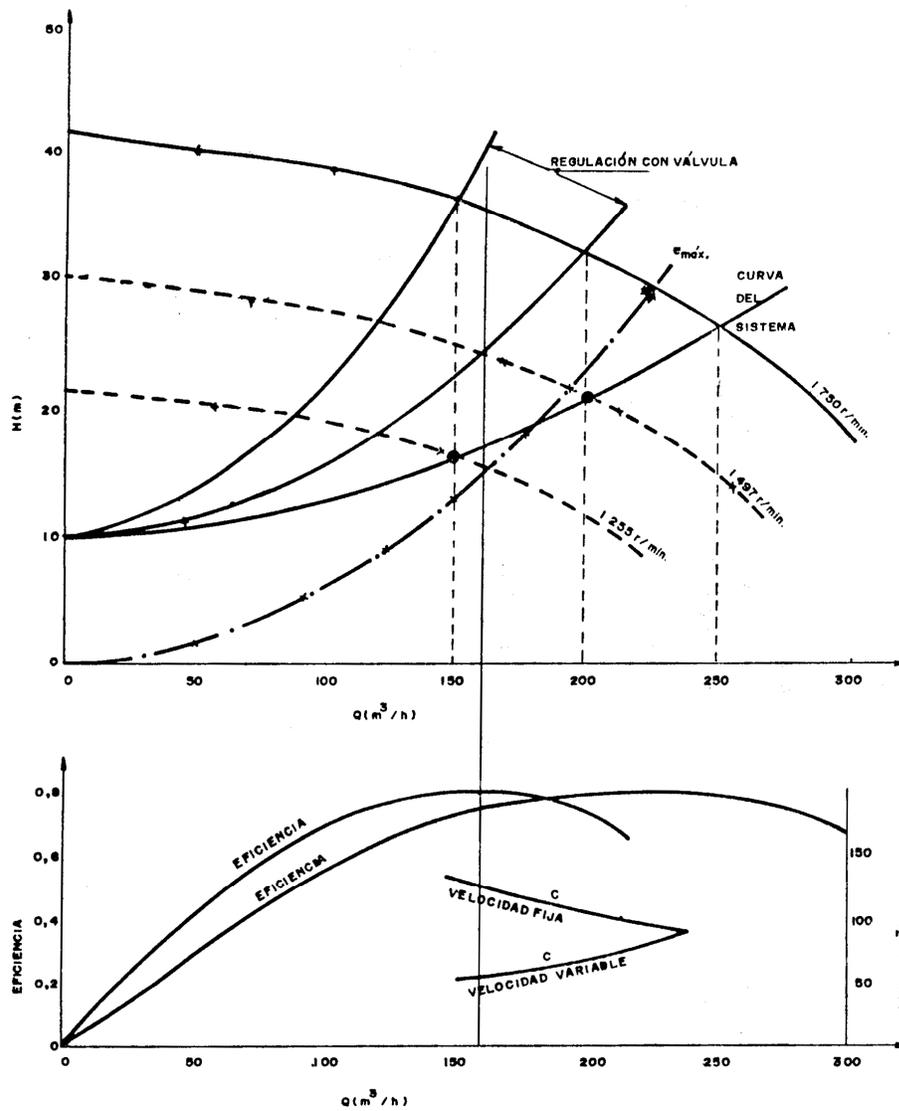
El valor de la constante será diferente para cada punto ( $Q - H$ ) de la curva de carga-capacidad de la que se parte, y se mantendrá igual para todos los puntos homólogos.

Si el punto de operación a una velocidad determinada de rotación que coincide con el de diseño de la bomba, para que el punto de operación a cualquier velocidad coincidiera con el de máxima eficiencia tendría que ocurrir que la curva del sistema [véase ecuación (4-2)] estuviera solamente determinada por la pérdida

por fricción con exponente  $n=2$ , o sea, que la suma de las diferencias de nivel de presión entre tomo y descarga fuera nula.

Como esto no es generalmente así, al variar la velocidad, las curvas de carga del sistema darán lugar a puntos de operación que no serán homólogos y por consiguiente, dentro de un rango determinado de caudales, la eficiencia también variará, por lo que es necesario estudiar las distintas condiciones de operación que pueden presentarse, aunque con toda probabilidad, si el nivel de variaciones de caudales es amplio no hay dudas de que la curva de consumo resultará más favorable para el caso de variación de velocidad que para el control de válvula.

En la Ilustración 4-4 aparece un análisis gráfico comparativo de un caso de control de flujo de una bomba rotodinámica por cambio de velocidad frente a una en que se mantiene la velocidad y se controla por válvula. Las diferencias en la curva de consumo indican la ventaja indiscutible del cambio de velocidad.



Fuente: ventajas de la utilización de la velocidad variable en el control de flujo

**Ilustración 4-4 Comparación entre los dos sistemas de control de flujo**

En la Tabla 4-1 aparecen numéricamente los resultados del análisis de la Ilustración 4-4.

En las estaciones de bombeo con varias bombas puede utilizarse también la combinación de bombas de velocidad variable con velocidad fija, en función de la

forma de operación que resulte más ventajosa desde el punto de vista del sistema y económicamente. Las variaciones de velocidad en cualquier caso pueden relacionarse con un nivel, presión o caudal determinados, de acuerdo con las condiciones de operación.

La utilización o no de un sistema de variación de velocidad en una instalación de una bomba rotodinámica debe ser el resultado de un estudio comparativo con un esquema de velocidad fija desde el punto de vista técnico (rango de operación de las bombas, sistema de control) y económico (ahorro de energía, inversión necesaria).

Tabla 4-1 Regulación por válvula de velocidad constante.

$n$ (r/min)	$Q$ (m <sup>3</sup> /h)	$H$ (m)	$e$	$P$ (kW)	$C$ (Wh/m <sup>3</sup> )
1 750	250	26,0	0,78	22,71	90,8
1 750	200	31,7	0,79	21,87	109,3
1 750	150	36,0	0,73	20,16	134,4
Regulación por variación de la velocidad					
$n$ (r/min)	$Q$ (m <sup>3</sup> /h)	$H$ (m)	$e$	$P$ (kW)	$C$ (Wh/m <sup>3</sup> )
1 750	250	26,0	0,78	22,71	90,8
1 497	200	20,5	0,79	14,14	70,7
1 255	150	15,7	0,795	8,07	53,8

Fuente: ventajas de la utilización de la velocidad variable en el control de flujo

#### 4.5.3 técnicas utilizadas para lograr la variación de la velocidad. ventajas del convertidor o inversor de frecuencia.

Como ya se ha señalado existen diversas técnicas para producir la velocidad variable en las bombas, que pueden clasificarse en: mecánicas, hidráulicas y

eléctricas. Un estudio comparativo realizado<sup>9</sup> teniendo en cuenta la eficiencia, la inversión necesaria, el espacio ocupado, la confiabilidad, los costos de mantenimiento y la afectación al medio ambiente, nuestra claramente las ventajas de utilizar la técnica de variación de frecuencia con motores eléctricos de jaula de ardilla, de corriente alterna. Existen tres tipos principales de convertidores de frecuencia en el mercado: de fuente de corriente, de voltaje variable y de ancho de pulso modulado (APM).<sup>10</sup> En la práctica, la mayoría de los fabricantes ofrecen en la actualidad el sistema APM, ya que en este tiende a ser más versátil en su aplicación y puede explotar mejor la posibilidad de los últimos avances en semiconductores.

Los convertidores o inversores de frecuencia son dispositivos electrónicos que tienen, en general, una parte eléctrica y otra de control, y su función es convertir la frecuencia y voltaje fijos de la fuente de suministro en un infinito número de posibilidades de frecuencia y voltajes de salida, lo que proporciona al motor la posibilidad de un sinnúmero de variaciones de velocidad desde cero a un máximo, en ocasiones hasta cinco veces la velocidad sincrónica, cuando las especificaciones lo permiten.<sup>11</sup> De acuerdo con la literatura consultada existen comercialmente convertidores de frecuencia de hasta 300 KW.<sup>12</sup>

Por otra parte, el control a través de microprocesadores aplicado a convertidores de frecuencia permite ofrecer integralmente, con el convertidor, un gran número de

---

<sup>9</sup> Op.cit. VOVARD, J., pp. 202-205.

<sup>10</sup> BROWN, G.: "Electronic controllers. For pumping applications". World pumps, pp. 386-387, diciembre, Inglaterra, 1987.

<sup>11</sup> POGSON, J.: "Motor using frequency inverters", World pumps, p, 201, Julio, Inglaterra, 1987.

<sup>12</sup> Ibit., P. 201

opciones de control, incluyendo control proporcional por transductores de nivel. O flujo y control simultáneo de bombas de velocidad fija y velocidad variable desde un transductor, en adición a la facilidad de variar manualmente la velocidad.<sup>13</sup>

Todo lo anterior significa la posibilidad de una variación infinita de la velocidad, lo que unido a las demás características favorables desde el punto de vista técnico y económico convierten al inversor de frecuencia en la técnica más adecuada para ser utilizada en las instalaciones que requieren variaciones de velocidad en su operación.

Por último es necesario decir que la aparición en el mercado de los convertidores de frecuencia hace posible la aplicación práctica de la utilización de velocidad variable en las instalaciones de bombas rotodinámicas en que deban introducirse, en función de las condiciones de operación. En los últimos tiempos se reportan<sup>14</sup> cambios de instalaciones existentes hacia esquemas de velocidad variable con una recuperación rápida de la inversión y reducción notable de los costos de operación, unido a mejores condiciones de control.

Teniendo en cuenta las posibilidades actuales, la aplicación de la velocidad variable a las bombas rotodinámicas debe analizarse en cada caso, ya que pueden resultar las siguientes ventajas:

- Ahorro de energía.

---

<sup>13</sup> Op. Cit. BROWN, G., pp. 386-387.

<sup>14</sup> ANONIMO: "infinitely-variable speed controller triple pumps", world pumps, pp. 116-119, mayo, Inglaterra, 1987.

- Reducción del volumen de las obras civiles (eliminación de dispositivos reguladores, válvulas de control, etcétera).
- Eliminación de presiones en exceso, especialmente en el caso de caudales bajos.
- Mejor adaptación del tamaño de la bomba al sistema.
- Operación de la bomba en la zona de mayor eficiencia, asegurando mayor confiabilidad en la operación desde el punto de vista mecánico.
- Mayor flexibilidad en la operación.
- Eliminación de sobrepresiones producidas por cambios bruscos en las condiciones de flujo, al asegurar variaciones lentas y controladas de la velocidad del agua en el arranque, y parada de las bombas, así como durante su operación.
- Obtención fácil y precisa de los parámetros de operación, tales como: Presión, caudal, nivel, etcétera.
- El posible control automático de toda la operación de las bombas.

## 5 METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

La metodología utilizada para el desarrollo de este trabajo de grado está dividida en las siguientes partes:

- Obtener los parámetros reales de diseño del impelente centrífugo, a través de mediciones geométricas.
- Elaborar una hoja de cálculo en Microsoft Excel que permita Evaluar Computacionalmente el impelente centrífugo basado en la teoría de Euler para bombas centrífugas
- Determinación de los parámetros geométricos que permitan cumplir óptimamente las funciones operacionales y el consumo energético
- Simulación computacional del impelente centrífugo con los parámetros reales de funcionamiento y con los parámetros óptimos determinados.

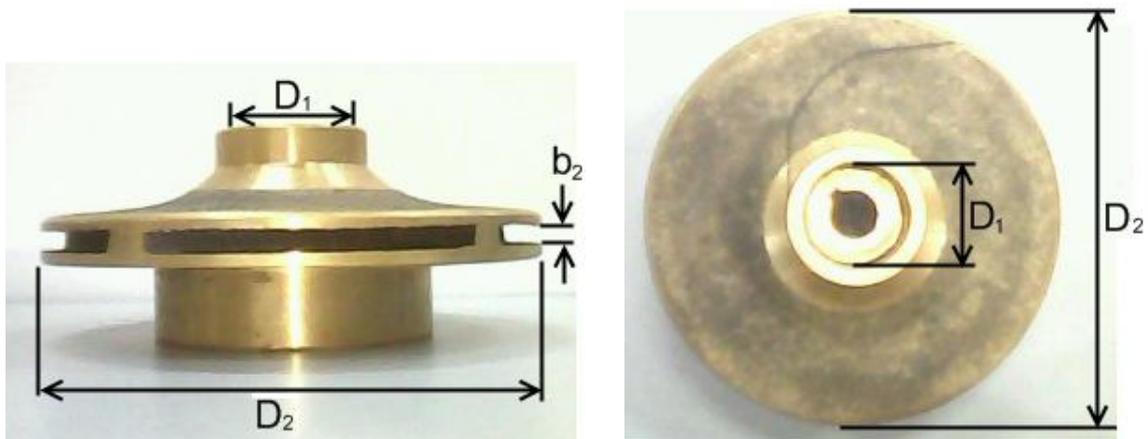
Presentación de los resultados

### 5.1 Determinación de los Parámetros Geométricos Reales del Impelente Centrífugo.

Dentro de la metodología de investigación utilizada lo primero que se hace es determinar los parámetros geométricos reales del impelente centrífugo, ya que los fabricantes de bombas centrifugas incluyen estos datos dentro de la *información confidencial* de la empresa, y por tal motivo no son suministrados al cliente al momento de la adquisición de la bomba centrífuga.

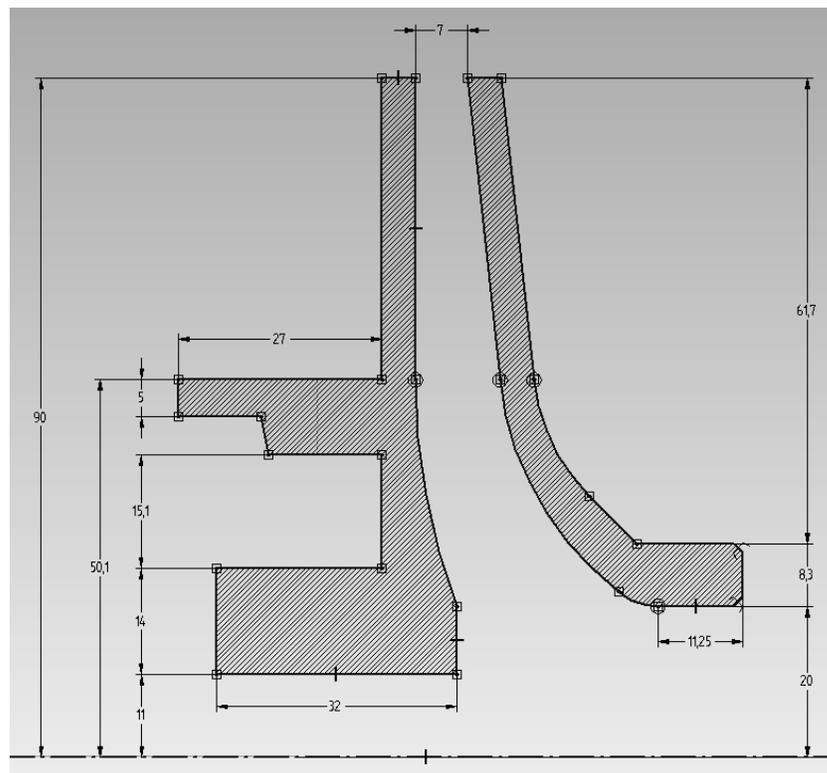
Estos datos geométricos del impelente son muy importantes, ya que en base a estos datos es que se calculan inicialmente los parámetros de funcionamiento de la bomba centrífuga, también con estos datos se realiza un modelo CAD que representa el impelente actual, y además es con relación a estos que se proponen los nuevos datos geométricos que permitirán lograr la mayor eficiencia posible en la bomba.

La mayoría de los datos geométricos reales del impelente centrífugo son dimensiones (longitud), tales como, diámetros de entrada y de salida del impelente; ancho a la entrada y a la salida del impelente, espesor del alabe del impelente, entre otras dimensiones necesarias para el acople del impelente con el eje del motor utilizado en la bomba centrífuga, estos datos se obtienen por medio de mediciones con un calibrador, vernier o también llamado pie de rey este instrumento trabaja con una precisión de 0.05mm lo cual asegura la precisión de las medidas realizadas.



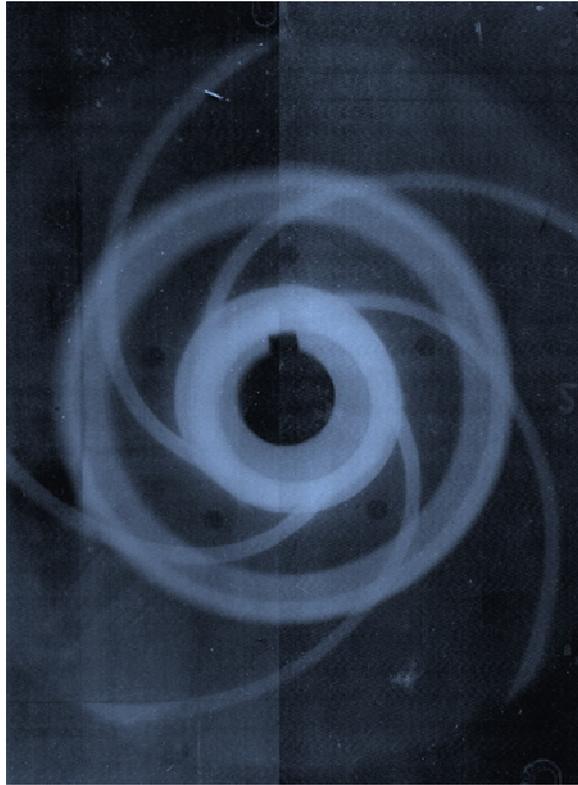
**Ilustración 5-1 Parámetros geométricos a medir.**

En la Ilustración anterior se muestran las dimensiones geométricas principales a medir, estas dimensiones son las que intervienen de manera directa en los cálculos del impelente. Las demás dimensiones nos sirven para determinar el perfil que tiene el impelente centrífugo. Ver Ilustración 5-2.



**Ilustración 5-2 Vista de corte del impelente centrífugo**

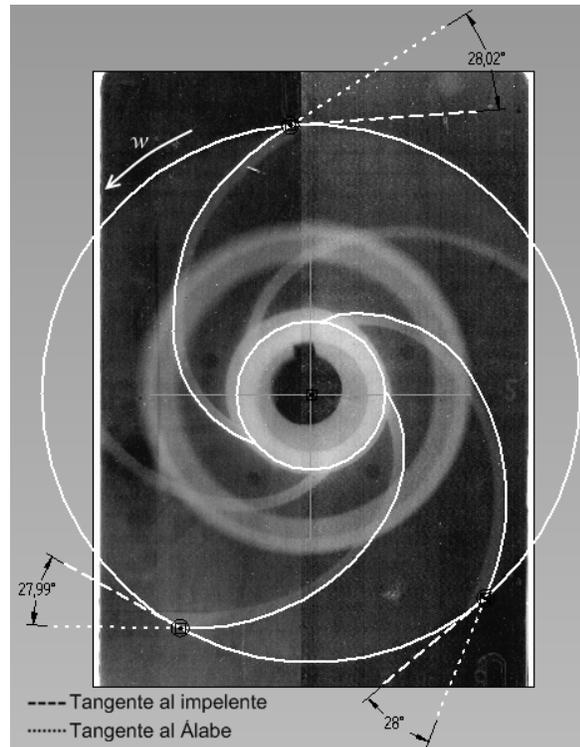
Existen otros datos geométricos importantes que no son posibles determinarlos solamente con mediciones geométricas, tales como son: Los ángulos de entrada y de salida del impelente, el perfil de la curva del impelente y el espesor de los alabes del impelente, Por lo que es necesario la ayuda de unas radiografías Ilustración 5-3 para observar el interior del impelente.



**Ilustración 5-3 Radiografía del impelente centrifugo.**

Luego de tener las radiografías del impelente centrifugo, el perfil de la curva del alabe se obtuvo llevando estas radiografías como imagen a un programa de diseño computacional (SOLID EDGE), y se trazaron líneas y círculos superpuestos sobre estas, obteniendo así el perfil del alabe desde la succión hasta la descarga del impelente. Este procedimiento se repitió para otro alabe, y con estos perfiles del alabes y con los diámetros de entrada y salida del impelente se midieron los ángulos de salida  $\beta_2$  para ambos alabes con el fin de estimar un ángulo de salida  $\beta_2$  lo más cercano a la realidad

El procedimiento antes descrito se puede observar en la Ilustración 5-4.



**Ilustración 5-4 Procedimiento para determinar el ángulo de salida del impelente**

Con las radiografías tomadas del impelente se obtuvo el perfil del impelente, lo cual dirige directamente al ángulo de salida  $\beta_2$  del impelente el cual es el dato geométrico que tiene más relevancia en el diseño de los impelentes centrífugos. Cabe aclarar que el ángulo a la entrada  $\alpha_1$  del impelente es  $90^\circ$ , ya que con este valor la eficiencia de la bomba será mayor.<sup>15</sup>

<sup>15</sup> JOSE H. FERRERO. MANUAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS: Cálculo, construcción y aplicación. Madrid. 1969. p. 5.

## 5.2 Elaboración de la Hoja de Cálculo en Microsoft Excel para el Análisis del Impelente Centrifugo.

Para la elaboración de la hoja de cálculo en Microsoft Excel primero es necesaria la comprensión de la teoría del impelente basado en el estudio de Euler para máquinas rotodinámicas descrita anteriormente en el capítulo 2.1.

Las fórmulas a ingresar son:

TRIANGULO ENTRADA.

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{1u} = U_1 - W_{1u}$$

$$W_{1u} = C_{1r} \cot g \beta_1$$

$$C_{1u} = U_1 - C_{1r} \cot g \beta_1$$

$$C_{1r} = C_1 \sin \alpha_1$$

$$C_{1r} = W_1 \cos \beta_1$$

TRIANGULO SALIDA.

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$$

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u}$$

$$W_{2u} = C_{2r} \cot g \beta_2$$

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \cot g \beta_2$$

$$C_{2r} = C_2 \sin \alpha_2$$

$$C_{2r} = W_2 \cos \beta_2$$

Inicialmente es necesario saber cuáles son los parámetros de funcionamiento de la bomba en donde se utiliza el impelente centrífugo a estudiar, véase la tabla 5-1,

éstos son parámetros que deben introducirse inicialmente en la hoja de cálculo junto con los parámetros geométricos reales del impelente.

**Tabla 5-1 Parámetros de funcionamiento de la bomba.**

	Entrada (1)	Salida (2)
<b>Caudal Q(m<sup>3</sup>/s)<sup>16</sup></b>	0,0038	0,0038
<b>Revoluciones (n) (rpm)</b>	1750	1750
<b>Eficiencia Hidráulica (<math>\eta</math>)<sup>17</sup></b>	0,8	
<b>Factor de corrección (<math>\mu</math>)<sup>18</sup></b>	0,8	

A continuación en la tabla 5-2 se muestran los parámetros reales del impelente centrífugo correspondientes a la entrada y a la salida. Estos valores fueron determinados como se indicó anteriormente en la Sección 5.1, y también son necesarios para el estudio del impelente. Los ángulos  $\beta_1$  y  $\alpha_2$ , al igual que el área de entrada y de salida para un número infinito o finito de álabes, fueron datos calculados por medio de la hoja de cálculo, utilizando todas las ecuaciones descritas anteriormente y también utilizando la ecuación del área de una superficie circunferencial.

---

<sup>16</sup> El caudal máximo de funcionamiento está definido por el caudal utilizado en el sistema de circulación de agua fría de las embarcaciones tipo nodriza fluvial, 60 GPM.

<sup>17</sup> PhD. M.Sc .ME. Bienvenido Sarría López. Mecánica de los fluidos aplicada. Cartagena: Universidad Tecnológica de Bolívar, 2007. P.47, p.75.

<sup>18</sup> *Ibíd.*, p.47.

**Tabla 5-2 Parámetros geométricos reales del impelente centrífugo. (Sección 5.1)**

	Entrada (1)	Salida (2)
Angulo ( $\alpha$ ) (°)	90 <sup>19</sup>	4
Angulo ( $\beta$ ) (°)	23	28
Numero de Alabes	5	5
Diámetro (mm)	40	180
Espesor del alabe(mm)	5	5
Ancho del alabe. b (mm)	24	7
Área (para # infinito de alabes) m <sup>2</sup>	0,003016	0,003958
Área (para # finito de alabes) m <sup>2</sup>	0,002416	0,003783

### **5.3 Determinación de los Parámetros Geométricos que Permitan Cumplir Óptimamente las Funciones Operacionales y el Consumo Energético**

A partir de los datos del impelente y los parámetros de funcionamiento de la bomba se realizará el estudio del comportamiento del impelente bajo ciertas condiciones geométricas, de flujo y carga, para evaluar y calcular los parámetros hidrodinámicos del impelente centrífugo se utilizo el triangulo de velocidades a la entrada y salida del impelente y la ecuación de Euler, como se muestra a continuación:

Para evaluar las condiciones hidrodinámicas dentro del impelente es necesario saber cómo se comporta el fluido dentro del él, por lo que se determina el triangulo de velocidades para las condiciones de succión y de descarga.

Todas las variables se determinan a través de análisis cinemático presentado en el triangulo de velocidades (Ilustración 2-1, Ilustración 2-2, Ilustración 2-3) de la siguiente manera:

<sup>19</sup> *Ibíd.*, p.63.  $\alpha_1 = 90^\circ$ , suposición para bombas centrífugas modernas.

El movimiento del fluido a través del espacio comprendido entre álabes es producido por la diferencia de presiones existentes entre la succión y la descarga, este fluido posee un caudal fijo a lo largo del impelente, y por consiguiente tendrá una velocidad distinta a la entrada y a la salida. La velocidad que va en la misma dirección que el caudal es la componente radial de la velocidad absoluta, entonces tendremos que:

$C_{1r}$  :Componente radial de la velocidad absoluta a la entrada.

$$C_{1r} = \frac{Q}{A_1} = \frac{0.0038}{0.0002416} \Rightarrow C_{1r} = 1.57 \text{ m/s}$$

Como se había mencionado anteriormente el caudal será fijo al desplazarse por el impelente, entonces:

$C_{2r}$  :Componente radial de la velocidad absoluta a la salida.

$$Q = C_{1r} \times A_1 = C_{2r} \times A_2$$

$$C_{2r} = \frac{C_{1r} \times A_1}{A_2} = \frac{1.57 \times 0.002416}{0.003783} \Rightarrow C_{2r} = 1.00 \text{ m/s}$$

$U_1$  : Velocidad tangencial a la entrada.

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times \omega}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40 \times 1750}{60000} \Rightarrow U_1 = 3.67 \text{ m/s}$$

$U_2$  : Velocidad tangencial a la salida.

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times \omega}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 180 \times 1750}{60000} \Rightarrow U_2 = 16.49 \text{ m/s}$$

$C_{1u}$  : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada.

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 \Rightarrow \alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow C_{1u} = 0 \text{ m/s}$$

$C_1$  : Velocidad absoluta en la entrada.

$$C_{1r} = C_1 \sin \alpha_1 \Rightarrow C_1 = \frac{C_{1r}}{\sin \alpha_1} = \frac{1.57 \text{ m/s}}{1} \Rightarrow C_1 = 1.57 \text{ m/s}$$

$W_1$  : Velocidad relativa del fluido respecto al impelente, esta es la velocidad en relación con un observador que se mueve junto con el impelente.

Del triángulo de velocidades a la entrada del impelente. (Ilustración 2-2)

$$C_{1r} = W_1 \cos \beta_1 \Rightarrow W_1 = \frac{C_{1r}}{\cos \beta_1} \Rightarrow W_1 = \frac{1.57}{\cos(23^\circ)} \Rightarrow W_1 = 3.99 \text{ m/s}$$

$W_2$  : Velocidad relativa del fluido respecto al impelente. (Ilustración 2-3)

$$W_2 = \frac{C_{2r}}{\sin(\beta_2)} = \frac{1.00}{\sin(28^\circ)} \Rightarrow W_2 = 2.13 \text{ m/s}$$

$W_{1u}$  = componente tangencial de la velocidad relativa del impelente.

De la Ilustración 2-2  $W_{1u} = W_1 \cos \beta_1$

$$W_{1u} = 3.99 \times \cos(23^\circ) \quad \Rightarrow \quad W_{1u} = 3.67 \text{ m/s}$$

De la Ilustración 2-2  $W_{2u} = W_2 \cos \beta_2$

$$W_{2u} = 2.13 \times \cos(28^\circ) \quad \Rightarrow \quad W_{2u} = 1.88 \text{ m/s}$$

$C_{2u}$  : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada.

$$C_{2u} = U_2 - W_{2u} = 16.49 - 1.88 \quad \Rightarrow \quad C_{2u} = 14.61 \text{ m/s}$$

$\alpha_2$  : Ángulo tomado entre  $U_2$  y  $C_2$ .

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{1.00}{14.61} \right) \quad \Rightarrow \quad \alpha_2 = 4^\circ$$

$C_2$  : Velocidad absoluta en la Salida.

$$C_2 = \frac{C_{2r}}{\text{sen} \alpha_2} = \quad \Rightarrow \quad C_2 = \frac{1}{\text{sen}(4^\circ)} \Rightarrow \quad C_2 = 14,65$$

$\beta_1$  : Ángulo tomado entre  $U_1$  y  $W_1$ .

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{C_1}{W_1}\right) = \text{sen}^{-1}\left(\frac{1.57}{3.99}\right) \Rightarrow \alpha_2 = 23^\circ$$

$W_{1r}$  = .Componente radial de la velocidad relativa a la entrada.

$$W_{1r} = W_1 \text{sen} \beta_1 = 3.99 \times \text{sen}(23^\circ) \Rightarrow W_{1r} = 1.57 \text{ m/s}$$

En la Tabla 5-3 se observan con detalle todas las variables cinemáticas calculadas anteriormente:

**Tabla 5-3 Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impelente**

Triangulo de Velocidad a la entrada						
$\alpha_1(^{\circ})$	$\beta_1(^{\circ})$	U1 (m/s)	C1 (m/s)	W1 (m/s)	C1u (m/s)	C1r (m/s)
90	23	3,67	1,57	3,99	0,00	1,57
Triangulo de Velocidad a la salida						
$\alpha_2(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	U2 (m/s)	C2 (m/s)	W2 (m/s)	C2u (m/s)	C2r (m/s)
4	28	16,49	14,65	2,13	14,61	1,00

A partir de estos valores podemos establecer los puntos extremos de cada triángulo y de esta forma dibujarlos. La Ilustración 5-5 y la Ilustración 5-6 representan los triángulos de velocidades a la entrada y salida del impelente centrífugo. Estos triángulos se representan de forma esquemática para así poder apreciar las velocidades.

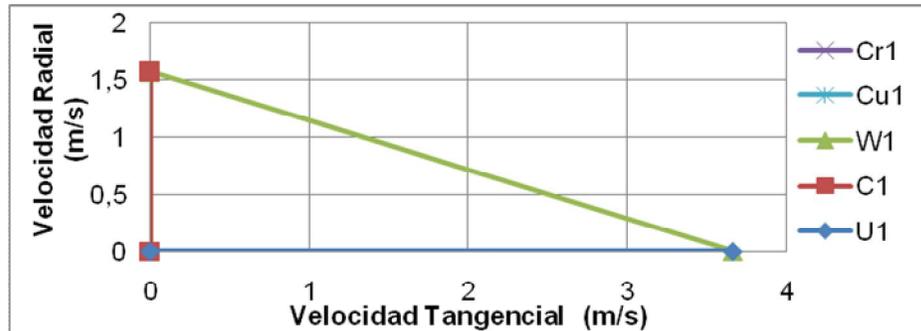


Ilustración 5-5 Triángulo de Velocidad a la Entrada del impelente

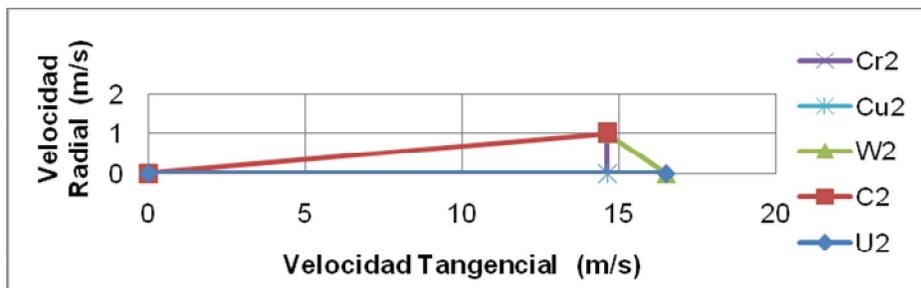


Ilustración 5-6 Triángulo de Velocidad a la Salida del impelente

Analizando los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impelente se observa que en ambos las velocidades que predominan son las tangenciales (debido a que el flujo no puede ser aumentado, con las mismas condiciones y mayor flujo el impelente trabajaría mejor). En el triángulo de entrada observamos que  $\alpha_1=90^\circ$ , para permitir la mayor carga.

- **determinación y análisis de la carga teórica del impelente centrífugo.**

Después de halladas todas las componentes cinemáticas del triángulo de velocidades en la entrada y en la salida, se procede a calcular la carga que genera la máquina centrífuga a través del impelente centrífugo en estudio.

La carga está dividida para su estudio en:

1. Carga teórica ideal para un número infinito de alabes
2. Carga teórica ideal para un numero finito de alabes
3. Carga teórica real para un numero finito de alabes

Para calcular la carga ideal para un número infinito de alabes se debe saber cuál es la energía transmitida por el impelente al fluido, esta se calculada de la siguiente forma:

$$e_{T\infty} = U_2 \times Cu_2 - U_1 \times Cu_1 \rightarrow \alpha_1 = 90^\circ \quad Cu_1 = C_1 \times \cos 90^\circ = 0$$

$$e_{T\infty} = U_2 \times Cu_2 \quad \text{EcuaciondeEuler}$$

$$H_{T\infty} = \frac{e_{T\infty}}{g} = \frac{U_2 \times Cu_2}{g} \quad \text{Carga Teorica Total Infinita}$$

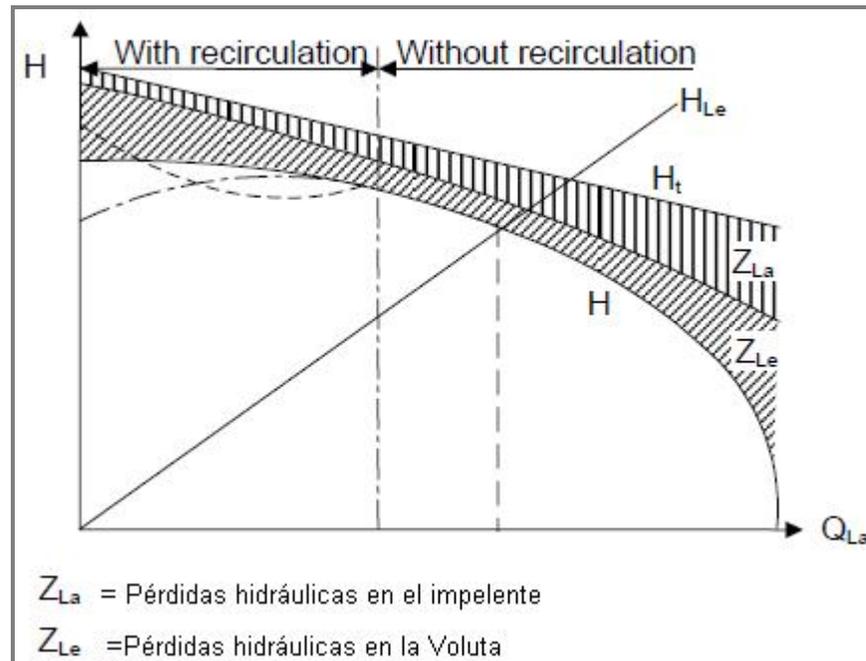
La ecuación anterior para la carga teórica infinita se puede expresar en los siguientes términos:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g}$$

donde:

$$H_{T\infty Est} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot g} \quad \text{Carga Estática}$$

$$H_{T\infty Din} = + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g} \quad \text{Carga Dinámica}$$



Fuente: Johann Friedrich Gülich. Centrifugal pumps

**Ilustración 5-7 Carga teórica y Carga real Versus Caudal**

En la Ilustración 5-7 se muestra la carga teórica  $H_t$  y la carga real, después de obtener la carga para un número infinito de alabes se procede a calcular la carga para un número finito de alabes y la carga real, para determinar esta carga es necesario tener en cuenta las pérdidas hidráulicas generadas por el movimiento del fluido a través de la bomba.

$$H_T = k \cdot H_{T\infty} = k \frac{U_2 \cdot C_{2u}}{g} = \frac{U_2 \cdot C'_{2u}}{g} \quad \text{Carga Teórica para un número finito de alabes}$$

donde:

$k$  = Coeficiente de Estodola para determinar la diferencia entre las velocidades absolutas.

El coeficiente de estodola es un factor el cual nos permite estimar las pérdidas de flujo que se tienen en la carga teórica para un número finito de alabes dependiendo de este número de álabes y además de la relación entre los radios de entrada y salida, aunque la carga real se obtiene restando de la carga teórica para un número infinito de álabes las pérdidas de flujo.<sup>20</sup>

El coeficiente  $k$  se puede determinar por la fórmula:

$$k = \frac{1}{1 + 2 \frac{\varphi}{Z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}$$

donde:

$Z$  : Cantidad de alabes.

$$\varphi = (0.55 \div 0.65) + 0.6 \text{sen } \beta_2$$

Existe además una correlación del coeficiente de estodola, llamada el factor de resbale o de resbalón.<sup>21</sup> Este puede ser usado igualmente para asemejar el comportamiento de la carga teórica al comportamiento real.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_2)}}{n^{0.7}} = \text{Coeficiente de resbale}$$

$$H_t = k \cdot H_{T\infty} = k \times \mu \times \frac{U_2 \cdot C_{2u}}{g} = \text{Carga Teórica Real para un número finito de alabes}$$

o también,

---

<sup>20</sup> Ligrani, Phil., Performance and Development of a Miniature Rotary Shaft Pump. Department of Mechanical Engineering, University of Utah, Julio 2005.

<sup>21</sup> Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," ASME J. Eng. Poder **89**, pp. 558–572.

$$H_t = k\mu \frac{u_2}{g} [u_2 - c_{2r} \cot \beta_2]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right] \Rightarrow \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q \cot \beta_2}{\pi D_2 b_2 g} \right]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{(c_{2u} + w_{2u}) c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{(c_{2r} \cot \alpha_2 + c_{2r} \cot \beta_2) c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{c_{2r}^2 (\cot \alpha_2 + \cot \beta_2) \cot \beta_2}{g} \right]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{\left( \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \right)^2 (\cot \alpha_2 + \cot \beta_2) \cot \beta_2}{g} \right]$$

$$H_t = \mu \left[ k \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q^2 (\cot \alpha_2 + \cot \beta_2) \cot \beta_2}{g (\pi D_2 b_2)^2} \right]$$

En la tabla 5-4 se muestran los valores de energía y carga teórica correspondiente al impelente real.

Tabla 5-4 Carga teórica para el impelente real

<b>Energía teórica infinita (e inf)</b>	241,00	
<b>Carga Estática (H est)</b>	13,85	56%
<b>Carga dinámica (H din)</b>	10,81	44%
<b>Carga total infinita (Ht inf)</b>	24,57	100%
<b>Carga total finita (Ht inf)</b>	19,65	
<b>Carga impulsión real</b>	14,88	

De la tabla 5-4 se observa que el impelente real trabaja en teoría con muchas pérdidas producidas por la transición de carga estática a dinámica, debido a que el porcentaje de la carga estática respecto a la total debería estar entre 75% y 85%, facilitando así su transformación a dinámica.

#### **5.4 Evaluación del Impelente Centrífugo Realizando Variaciones del ancho b, Ángulo de Salida $\beta_2$ y Caudal Q.**

Luego del estudio inicial realizado al impelente centrífugo por medio de la hoja de cálculo en Microsoft Excel se evalúa el impelente realizando ciertas variaciones con el fin de obtener un mejor comportamiento del impelente, es decir, que sea más eficiente. Lo que se reflejará en el aumento de la eficiencia de la bomba centrífuga utilizada en las embarcaciones tipo nodriza fluvial.

Los parámetros a variar son el caudal, el ángulo de salida  $\beta_2$  y además al ancho de salida del impelente. Ya que estos parámetros son los que intervienen directamente en la carga estática y dinámica de la bomba, y también en los porcentajes en que se presentan estas respecto a la carga total, además, es necesario mantener el perfil externo del impelente intacto, ya que este fue diseñado en la fábrica con cierta holgura respecto a la voluta, y para este estudio se quiere mantener esas holguras y dimensiones externas con las que fueron fabricados.

Inicialmente variamos el caudal entre 0GPM - 100GPM debido a que en los catálogos de los fabricantes de bombas centrífugas se evalúa la carga entre estos valores de caudal lo cual permite realizar una comparación entre lo que se obtenga y lo que brinde el fabricante, entonces para nuestro estudio será desde

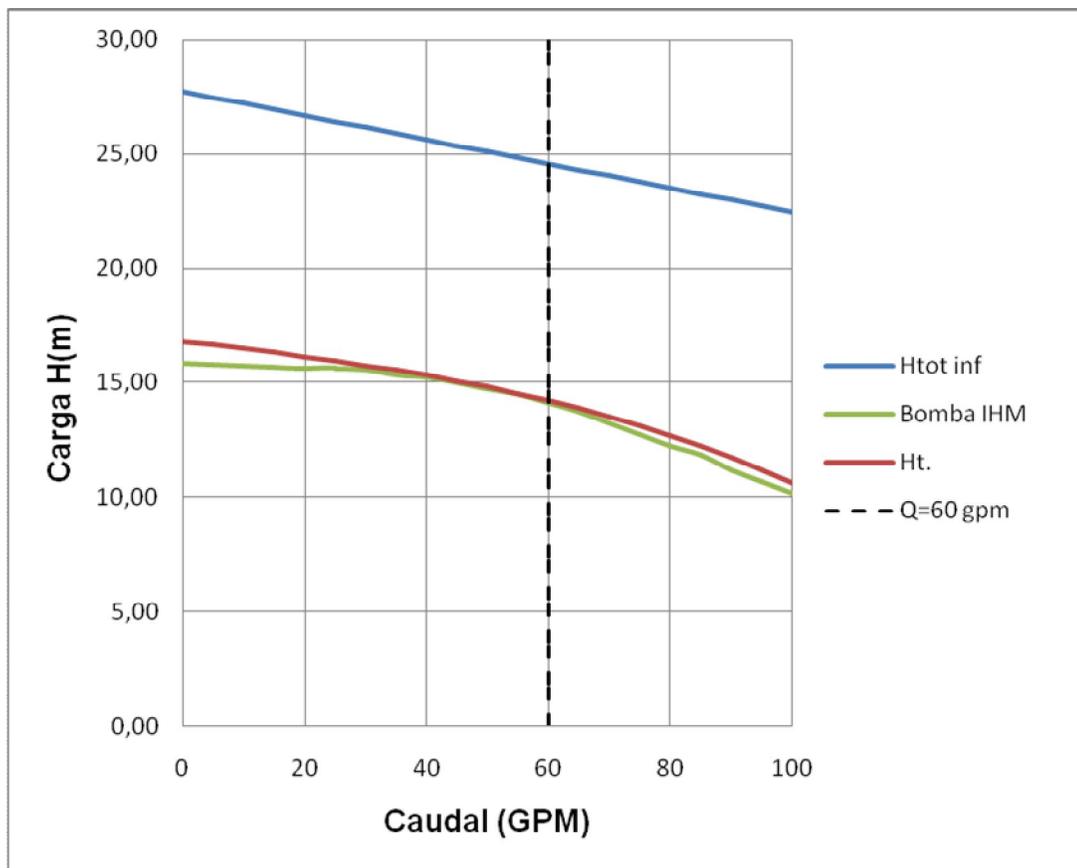
0m<sup>3</sup>/s - 0.076m<sup>3</sup>/s respectivamente en el sistema internacional de medida, obteniéndose así los siguientes resultados (tabla 5-5):

**Tabla 5-5 Análisis de la carga mediante la variación del caudal.**

Q(m <sup>3</sup> /s)	$\beta 2$	k	e.inf.	H.est.	H.din.	Ht.Inf.	%H,Est.	Ht.fin.	Ht.	N infi
0,00000	28	0,7571	272,03	13,86	13,86	27,73	50%	22,18	16,80	0,00
0,00032	28	0,7571	269,44	13,86	13,60	27,47	50%	21,97	16,64	85,00
0,00063	28	0,7571	266,86	13,86	13,34	27,20	51%	21,76	16,48	168,36
0,00095	28	0,7571	264,27	13,86	13,08	26,94	51%	21,55	16,32	250,09
0,00126	28	0,7571	261,69	13,85	12,82	26,68	52%	21,34	16,16	330,20
0,00158	28	0,7571	259,10	13,85	12,57	26,41	52%	21,13	16,00	408,67
0,00189	28	0,7571	256,51	13,84	12,31	26,15	53%	20,92	15,84	485,50
0,00221	28	0,7571	253,93	13,83	12,06	25,88	53%	20,71	15,68	560,71
0,00252	28	0,7571	251,34	13,82	11,80	25,62	54%	20,50	15,52	634,28
0,00284	28	0,7571	248,75	13,81	11,55	25,36	54%	20,29	15,36	706,23
0,00315	28	0,7571	246,17	13,79	11,30	25,09	55%	20,07	15,20	776,54
0,00347	28	0,7571	243,58	13,78	11,05	24,83	55%	19,86	15,04	845,22
0,00379	28	0,7571	241,00	13,76	10,81	24,57	56%	19,65	14,88	912,27
0,00410	28	0,7571	238,41	13,74	10,56	24,30	57%	19,44	14,72	977,68
0,00442	28	0,7571	235,82	13,72	10,32	24,04	57%	19,23	14,56	1041,47
0,00473	28	0,7571	233,24	13,70	10,08	23,78	58%	19,02	14,40	1103,62
0,00505	28	0,7571	230,65	13,68	9,84	23,51	58%	18,81	14,24	1164,14
0,00536	28	0,7571	228,06	13,65	9,60	23,25	59%	18,60	14,08	1223,03
0,00568	28	0,7571	225,48	13,63	9,36	22,98	59%	18,39	13,92	1280,29
0,00599	28	0,7571	222,89	13,60	9,12	22,72	60%	18,18	13,76	1335,91
0,00631	28	0,7571	220,30	13,57	8,89	22,46	60%	17,97	13,60	1389,90

En la tabla anterior se puede observar que al valor de operación de la bomba se presenta el porcentaje de la carga estática 56%. Según la teoría consultada el porcentaje de la carga estática debe estar comprendida entre 75% y 85%, este valor es recomendado con el fin de disminuir la pérdida de energía durante el proceso de transformación de la carga dinámica en estática, es decir,

$H_{T\infty EST} = (75 \div 85\%) H_{T\infty}$  <sup>22</sup>. Una medida entonces de optimización del impelente sería aumentar el caudal circulante, podemos darnos cuenta entonces que a medida que el caudal aumenta mejora la proporción de carga estática. Pero el valor máximo del flujo será 60 GPM.<sup>23</sup> Este es el flujo está definido por el sistema de circulación de agua fría utilizado en la embarcación y no es posible realizarle variaciones o modificaciones para obtener mayor eficiencia de la bomba.



**Ilustración 5-8 Comparación de la carga real contra la carga real teórica.**

<sup>22</sup> Op. Cit. Sarria, B., p. 43.

<sup>23</sup> Caudal necesario para la circulación del agua fría a través de todos los fan coils.

Como se observa en la Ilustración 5-8 La curva de  $H_t$  obtenida tiende a parecerse a la curva proporcionada por el fabricante de bombas, existen pequeñas discrepancias debido a que para el análisis hidrodinámico no es posible obtener variables tales como el caudal derramado y además las pérdidas producidas por el rozamiento entre los discos y el fluido y las pérdidas producidas por el rozamiento del fluido con la voluta.

En la Ilustración 5-9 se puede observar el comportamiento que tienen la carga infinita y la potencia infinita respecto al caudal, la carga y la potencia están evaluadas para valores de  $\beta_2 > 90^\circ$ ;  $\beta_2 = 90^\circ$ ;  $\beta_2 < 90^\circ$

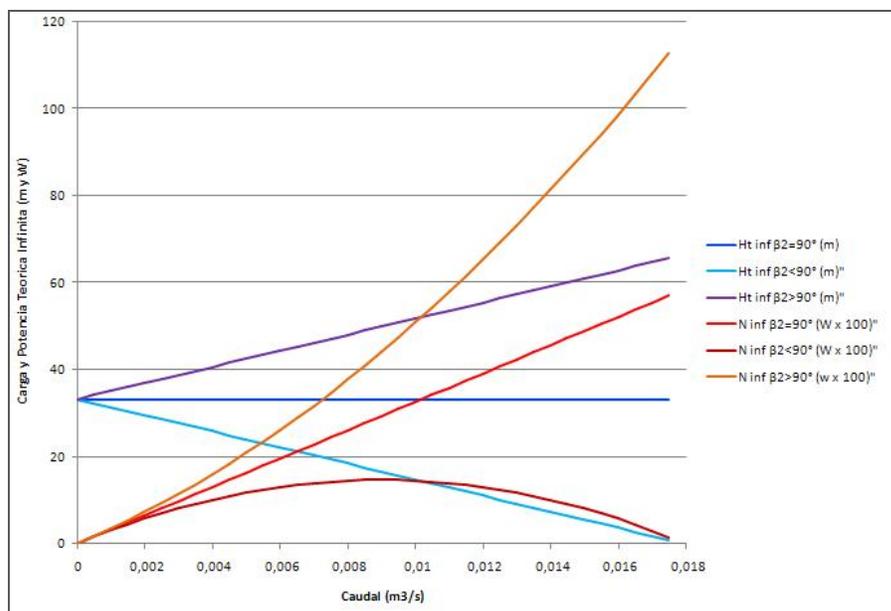


Ilustración 5-9 Curva de  $H_t$  inf y  $N$  inf contra el caudal.

La fórmula de potencia utilizada fue 
$$N_{inf} = \frac{\rho * g * Q * H_{t,inf}}{1000} \text{ [KW]}$$

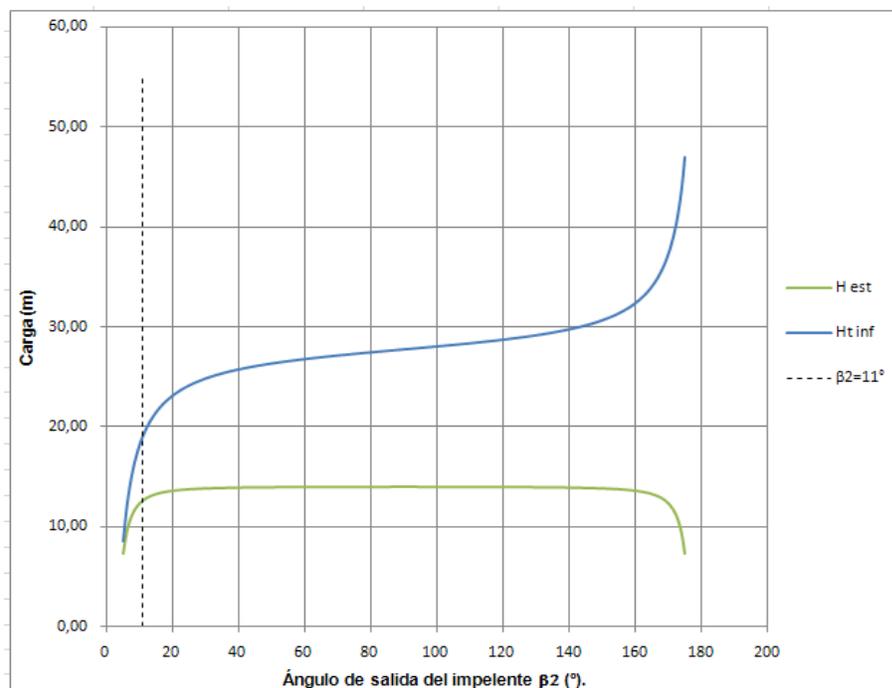
La siguiente tabla muestra el estudio hidrodinámico del impelente al variarle el ángulo de salida  $\beta_2$ .

**Tabla 5-6 Estudio de la carga mediante la variación del ángulo de salida  $\beta_2$ .**

$\beta_2$	k	e. inf.	H. est.	H.din.	Ht.Inf.	%H.Est.	Ht.fin.	Ht.	N infi
0	0,7984	272,03	13,99	13,74	27,73	50%	22,18	17,71	1029,75
10	0,8968	178,44	12,30	5,89	18,19	68%	14,55	13,05	675,48
11	1,0000	187,14	12,59	6,49	19,08	66%	15,26	15,26	708,38
12	0,8953	194,39	12,81	7,01	19,82	65%	15,85	14,19	735,86
13	0,7361	200,55	12,98	7,46	20,44	64%	16,35	12,04	759,17
14	0,6655	205,84	13,12	7,86	20,98	63%	16,79	11,17	779,21
15	0,7059	210,44	13,23	8,22	21,45	62%	17,16	12,11	796,62
16	0,8476	214,48	13,32	8,54	21,86	61%	17,49	14,83	811,90
17	0,9903	218,06	13,39	8,83	22,23	60%	17,78	17,61	825,43
18	0,9409	221,24	13,46	9,10	22,55	60%	18,04	16,98	837,49
19	0,7750	224,11	13,51	9,34	22,84	59%	18,28	14,16	848,33
20	0,6743	226,69	13,55	9,55	23,11	59%	18,49	12,47	858,12
21	0,6832	229,04	13,59	9,75	23,35	58%	18,68	12,76	867,02
22	0,7999	231,19	13,63	9,94	23,57	58%	18,85	15,08	875,14
23	0,9626	233,15	13,66	10,11	23,77	57%	19,01	18,30	882,59
24	0,9767	234,97	13,68	10,27	23,95	57%	19,16	18,72	889,45
25	0,8203	236,64	13,70	10,42	24,12	57%	19,30	15,83	895,79
26	0,6920	238,20	13,72	10,56	24,28	57%	19,42	13,44	901,67
27	0,6694	239,64	13,74	10,69	24,43	56%	19,54	13,08	907,15
28	0,7571	241,00	13,76	10,81	24,57	56%	19,65	14,88	912,27
29	0,9217	242,26	13,77	10,92	24,70	56%	19,76	18,21	917,05

Luego del análisis realizado para las variaciones del ángulo de salida  $\beta_2$  se observa que el mejor ángulo es  $\beta_2=11^\circ$ , aunque no es el valor con el cual se obtiene la mejor relación de los porcentajes de H Est. y H Din, si es el valor con el que se tiene un coeficiente de Estodola  $k=1$ , lo que nos permite tener una carga total para un número finito de alabes igual a la carga total para un número infinito de alabes, y además obtenemos la mayor relación de la carga respecto a la

potencia consumida para producir esta carga, de otra forma, producimos mayor carga con la misma potencia eléctrica consumida por el motor de la bomba. Pero debido a la complejidad del diseño el ángulo a la salida del impelente  $\beta_2$  se encuentra entre  $15^\circ$  y  $30^\circ$ <sup>24</sup>, ahora bien, con el valor de  $\beta_2=16^\circ$ , se cumple la siguiente condición  $15 \leq \beta_2 \leq 30$ . y también que la carga requerida en el sistema de circulación de agua fría  $H_t \geq 14.097\text{mts}$ <sup>25</sup>

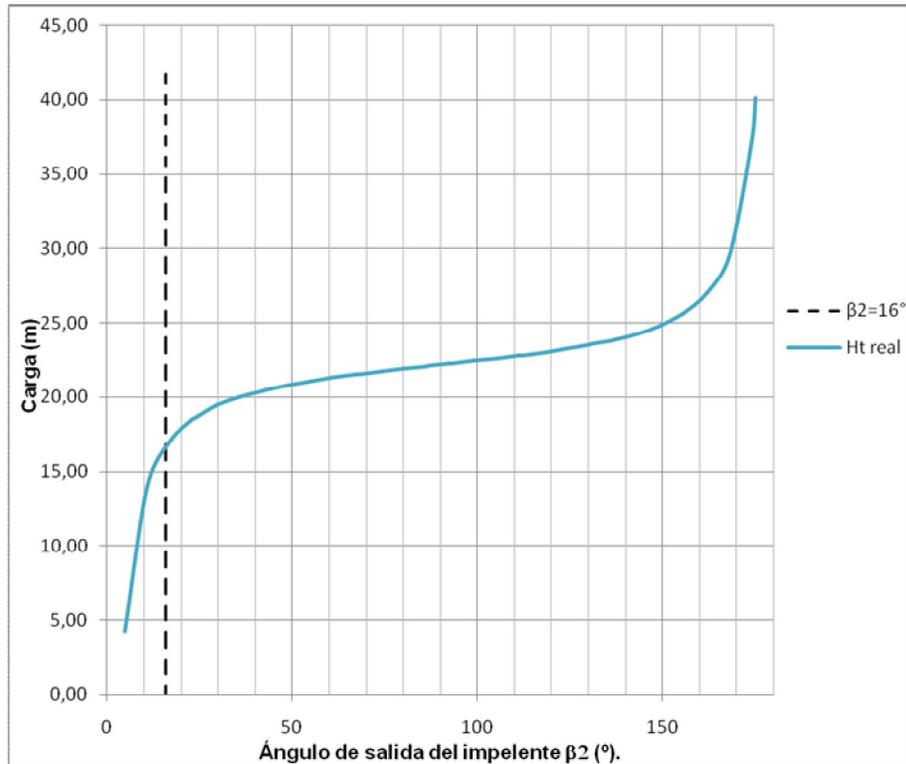


**Ilustración 5-10 Curva de Carga infinita Vs Ángulo de salida  $\beta_2$ .**

En la ilustración 5-10 se muestra el comportamiento de la carga infinita y la carga estática respecto a la variación del ángulo de salida  $\beta_2$

<sup>24</sup> Marchegiani, Ariel., BOMBAS CENTRÍFUGAS: TEORIA DEL IMPULSOR: ECUACION DE EULER, universidad nacional del comahue. Septiembre 2004. P. 9.

<sup>25</sup> Valor de carga suministrado por el fabricante de la bomba para  $D_2=180\text{mm}$



**Ilustración 5-11 Curva de Carga Real Vs Ángulo de salida  $\beta_2$ .**

En la Ilustración 5-11 se muestra el comportamiento de la carga respecto a la variación del ángulo de salida  $\beta_2$ , la carga real tiene un comportamiento similar a la carga teórica a medida que va aumentando el ángulo del impelente, esta carga real difiere de la carga teórica debido al coeficiente de estodola, explicado anteriormente en la sección 5.3.

- **determinación de los impelentes de mejor comportamiento**

Para determinar los impelentes óptimos es necesario realizar una combinación de variaciones a las variables de entrada, las variables son: ángulo de salida ( $\beta_2$ ); ancho de salida (b). El ancho de salida variara con un decrecimiento de 1mm desde 7mm (ancho del impelente real) hasta 4mm (ancho mínimo que permite

realizar un buen acabado superficial) debido a la complejidad que tiene realizar dicho acabado en la superficie interna del impelente, con este ancho mínimo es posible utilizar los mecanismos convencionales para el mejoramiento de la superficie interna del impelente, tales como limado (manual) y pulido por medio de lijas (manual). Para cada ancho se escogen los tres impelentes que tienen el mejor porcentaje de carga estática con ángulo de salida ( $\beta_2$ ) mayor o igual a  $15^\circ$ . En la tabla 5-7 se muestra el grupo de los impelentes más eficientes.

**Tabla 5-7 Selección de los impelentes más eficientes**

$\beta_2(^\circ)$	b(mm)	k	H.est.	H.din.	Ht.Inf.	%H.Est.	%H.Din.	Ht.fin.	Ht.(m)	N.inf.	Ht/Nt
16	7	0,847	13,32	8,54	21,86	61%	39%	17,49	14,83	811,90	1,826
17	7	0,990	13,39	8,83	22,23	60%	40%	17,78	17,61	825,43	2,134
18	7	0,940	13,46	9,10	22,55	60%	40%	18,04	16,98	837,49	2,027
16	6	0,847	13,08	7,81	20,89	63%	37%	16,71	14,16	775,59	1,826
17	6	0,990	13,18	8,13	21,31	62%	38%	17,05	16,88	791,37	2,134
18	6	0,940	13,26	8,43	21,69	61%	39%	17,35	16,33	805,45	2,027
17	5	0,990	12,82	7,21	20,03	64%	36%	16,02	15,87	743,70	2,134
18	5	0,940	12,94	7,54	20,48	63%	37%	16,39	15,42	760,59	2,027
23	5	0,962	13,34	8,85	22,18	60%	40%	17,75	17,08	823,72	2,074
17	4	0,990	12,16	5,94	18,10	67%	33%	14,48	14,34	672,19	2,134
23	4	0,962	12,97	7,83	20,79	62%	38%	16,64	16,01	772,21	2,074
24	4	0,976	13,05	8,07	21,12	62%	38%	16,89	16,50	784,22	2,104

A continuación en la tabla 5-8 se muestra los tres impelentes propuestos, estos presentan los mejores porcentajes de carga estática respecto a la carga total, y además tienen mejor aprovechamiento de la potencia consumida respecto a la carga producida, cabe aclarar que estos cálculos fueron realizados con base al caudal o flujo máximo que puede requerir el sistema de circulación de agua fría de la nodriza, realmente puede variar dependiendo del sistema.

**Tabla 5-8 Impelente real versus los impelentes propuestos.**

	$\beta_2(^{\circ})$	b(mm)	k	H.est.	H.din.	Ht.Inf.	%H,Est.	%H.Din.	Ht.fin.	Ht.	N.inf.	Ht/Nt
<b>Real</b>	28	7	0,76	13,76	10,81	24,57	56%	44%	19,65	14,88	912,27	1,63
<b>1</b>	17	4	0,99	12,16	5,94	18,10	67%	33%	14,48	14,34	672,19	2,13
<b>2</b>	17	5	0,99	12,82	7,21	20,03	64%	36%	16,02	15,87	743,70	2,13
<b>3</b>	18	5	0,94	12,94	7,54	20,48	63%	37%	16,39	15,42	760,59	2,03

- **análisis de los impelentes propuestos.**

En la tabla 5-8 se mostraron cuatro (4) impelentes centrífugos, uno de ellos es el impelente real, y los otros son los impelentes óptimos, los impelentes que pueden producirme la mejor eficiencia de la bomba centrífuga. A continuación se mostraran los análisis para los tres (3) impelentes propuestos.

**Tabla 5-9 Análisis de Resultados**

<b>CARGA TEÓRICA</b>	<b>Impelente # 1</b>		<b>Impelente # 2</b>		<b>Impelente # 3</b>		<b>Real</b>	
	$\beta_2=17^{\circ}$	b=4	$\beta_2=17^{\circ}$	b=5	$\beta_2=18^{\circ}$	b=5	$\beta_2=28^{\circ}$	b=7
<b>Energía teórica infinita (e inf)</b>	177,57		196,46		200,93		<b>241,00</b>	
<b>Carga Estática (H est)</b>	12,16	67%	12,82	64%	12,94	63%	13,85	56%
<b>Carga dinamica (H din)</b>	5,94	33%	7,21	36%	7,54	37%	10,81	44%
<b>Carga total infinita (Ht inf)</b>	18,10	100%	20,03	100%	20,48	100%	<b>24,57</b>	100%
<b>Carga total finita (Ht inf)</b>	14,48		16,02		16,39		<b>19,65</b>	
<b>Carga impulsión real (m)</b>	14,34		<b>15,87</b>		15,42		14,88	
<b>Potencia útil Nt. Inf. (W)</b>	<b>672,19</b>		743,70		760,59		912,27	
<b>(Ht/Nt)*100<sup>26</sup></b>	<b>2.13</b>		2.13		2.03		1.63	
<b>Ahorro de Nt. (%)</b>	<b>26%</b>		18%		17%		-	

Como se refleja en la tabla anterior, el consumo de potencia es menor, y a su vez, este ahorro de potencia necesaria contribuiría a la optimización energética la embarcación tipo nodriza fluvial.

<sup>26</sup> Coeficiente que nos permite tener una idea del aprovechamiento de la potencia consumida.

## 6 ANÁLISIS DIMENSIONAL PARA LAS BOMBAS PEQUEÑAS.

El movimiento de los líquidos y gases a través de los canales de paso de las máquinas de flujo es bastante complicado, de donde se deriva la gran dificultad existente al realizar cálculos precisos.

Ante esta dificultad, al diseñar las bombas y los compresores se utilizan ampliamente los datos experimentales obtenidos en los ensayos e investigaciones de máquinas que son análogos. Este método solo es útil y admisible cuando se cumplen las “Leyes de la Semejanza”.

Después de realizar la simulación variando los parámetros geométricos como el caudal y el ángulo de salida del impelente en la descarga  $\beta_2$  se seleccionaron los impelentes las mejores relaciones de carga-caudal, estas condiciones corresponde para un valor de caudal de operación fijo 0.00379 m<sup>3</sup>/s obteniéndose para este, distintas cargas y distintos consumos de potencia dependiendo de los impelentes usados.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el estudio hidrodinámico realizado anteriormente, se simulan las condiciones reales para los prototipos de laboratorio a escala mediante las leyes de semejanza de la siguiente manera:

- **semejanza geométrica**

Esta ley indica que los parámetros geométricos de la bomba modelo deben guardar una relación constante con los parámetros geométricos de la bomba

prototipo:  $\frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{b_{1b}}{b_{1a}} = \frac{b_{2b}}{b_{2a}} = const = \delta_L$  Coefi. de semejanza geométrica

Tabla 6-1 Geometría Inicial del Impelente Centrifugo Real

Datos de la Bomba Modelo Real	
<b>b1a (m)</b>	0,024
<b>b2a (m)</b>	0,007
<b>D1a (m)</b>	0,040
<b>D2a (m)</b>	0,180

Se determina el valor del diámetro para el modelo a diseñar; cabe aclarar que el objetivo de este análisis dimensional es obtener parámetros de funcionamiento para maquinas centrífugas de de laboratorio, por lo cual, la simulación se hará para unas dimensiones geométricas menores, y por consiguiente obtendremos menores consumos de energía.

Para la simulación de un modelo a escala menor del impelente centrífugo real se escoge el valor del las condiciones de operación:  $Q = 0.00379 \text{ m}^3/\text{s}$  y  $\beta_2 = 28^\circ$ . Después de tener las condiciones óptimas de operación se supone un valor al diámetro exterior del impelente, de este valor depende la capacidad con la cual trabajará la bomba centrífuga en el laboratorio, para este caso se utilizó el valor del diámetro igual a la mitad del diámetro real, y además este procedimiento se utilizó también para los tres impelentes centrífugos propuestos anteriormente, entonces:  $D_{2b} = 0.090 \text{ m}$ .

$$\frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{0.180 \text{ m}}{0.090 \text{ m}} = \text{const} = \delta_L = 2$$

Realizando las respectivas operaciones para calcular el coeficiente de similitud geométrica, quedaría que los parámetros geométricos de los impelentes prototipos son:

Tabla 6-2 Datos obtenidos por similitud geométrica

$\beta_2=28^\circ$	Datos de la Bomba Modelo Real	Datos de la Bomba Prototipo de laboratorio
<b>b1a (m)</b>	0,024	0,012
<b>b2a (m)</b>	0,007	0,004
<b>D1a (m)</b>	0,04	0,02
<b>D2a (m)</b>	0,18	0,09
$\beta_2=17^\circ$	Datos de la Bomba Modelo Real	Datos de la Bomba Prototipo de laboratorio
<b>b1a (m)</b>	0,024	0,012
<b>b2a (m)</b>	0,004	0,002
<b>D1a (m)</b>	0,04	0,02
<b>D2a (m)</b>	0,18	0,09
$\beta_2=17^\circ$	Datos de la Bomba Modelo Real	Datos de la Bomba Prototipo de laboratorio
<b>b1a (m)</b>	0,024	0,012
<b>b2a (m)</b>	0,005	0,0025
<b>D1a (m)</b>	0,04	0,02
<b>D2a (m)</b>	0,18	0,09
$\beta_2=18^\circ$	Datos de la Bomba Modelo Real	Datos de la Bomba Prototipo de laboratorio
<b>b1a (m)</b>	0,024	0,012
<b>b2a (m)</b>	0,005	0,0025
<b>D1a (m)</b>	0,04	0,02
<b>D2a (m)</b>	0,18	0,09

- **semejanza cinemática**

Las máquinas del modelo y el prototipo cumplen la condición de la semejanza cinemática, solo sí en puntos correspondientes de ambas máquinas, la magnitud o valor de la relación entre las velocidades es constante.

$$\frac{U_{2b}}{U_{2a}} = \frac{W_{2b}}{W_{2a}} = \frac{C_{2b}}{C_{2a}} = \frac{U_{1b}}{U_{1a}} = \frac{W_{1b}}{W_{1a}} = \frac{C_{1b}}{C_{1a}} = \text{const} = \delta_c \text{ Coeficiente de semejanza cinemática}$$

**Tabla 6-3 Variables Cinemáticas para el prototipo**

Datos de la Bomba Modelo	
U2a (m/s)	16,49
W2a (m/s)	2,13
C2a (m/s)	14,61
U1a (m/s)	3,67
W1a (m/s)	3,99
C1a (m/s)	1,57

Una vez obtenido las variables cinemáticas del impelente centrífugo en el modelo se calcula el caudal, la carga y la potencia:

**Tabla 6-4 Condiciones Operacionales del Prototipo**

Bomba Modelo #1			
na rad/s	Qa m <sup>3</sup> /s	Ha m	Na
182,26	0,00379	14,88	912,27

Para calcular el coeficiente de semejanza cinemática se asume que las condiciones físicas tanto en el modelo como en el prototipo son iguales, por lo que se utiliza un número dimensional que involucre parámetros cinemáticos y geométricos.

El número de Reynolds nos proporciona las variables propicias para realizar un análisis dimensional entre el prototipo y el modelo:

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \text{ Numero de Reynolds}$$

donde:

$V$  = velocidad del fluido a estudio;  $D$  = Diámetro o superficie que está en contacto con el fluido;  $\nu$  = Viscosidad cinemática del fluido.

Como las condiciones físicas del prototipo y el modelo son similares, se igualan los números adimensionales de Reynolds.

$$\text{Re}_P = \frac{V_P \times D_P}{\nu_P} = \text{Re}_m = \frac{V_m \times D_m}{\nu_m} \rightarrow \nu_P = \nu_m \rightarrow V_P \times D_P = V_m \times D_m$$

Organizando los términos de la ecuación

$$\frac{V_P}{V_m} = \frac{D_m}{D_P} \rightarrow \frac{V_P}{V_m} = \frac{1}{\delta_C} \rightarrow \frac{D_m}{D_P} = \delta_L \therefore \delta_C = \frac{1}{\delta_L} \Rightarrow \delta_C = \frac{1}{2}$$

De acuerdo a los cálculos previamente establecidos, se determinan las variables cinemáticas para los prototipos:

- **prototipo 1, impelente real**

**Tabla 6-5 Variables Cinemáticas para el Prototipo de laboratorio**

<b>Datos de la Bomba prototipo de laboratorio</b>	
<b>U2b (m/s)</b>	8,247
<b>W2b (m/s)</b>	1,066
<b>C2b (m/s)</b>	7,306
<b>U1b (m/s)</b>	1,833
<b>W1b (m/s)</b>	1,993
<b>C1b (m/s)</b>	0,783

Se calcula el caudal, carga y potencia para el prototipo.

**Tabla 6-6 Condiciones de Operación del prototipo de laboratorio.**

<b>Bomba Prototipo 1</b>			
<b>nb</b>	<b>Qb</b>	<b>Hb</b>	<b>Nb</b>
183,2595715	0,000473176	3,719730786	28,51

- **prototipo 2, impelente #1**

**Tabla 6-7 Variables Cinemáticas para el modelo 2**

<b>Datos de la Bomba Prototipo #2</b>	
<b>U2b</b>	8,246680716
<b>W2b</b>	2,994350291
<b>C2b</b>	5,453892885
<b>U1b</b>	1,832595715
<b>W1b</b>	1,993029249
<b>C1b</b>	0,783427427

Se calcula el caudal, carga y potencia para el prototipo.

**Tabla 6-8 Condiciones Operacionales del Modelo 2**

<b>Bomba Prototipo #2</b>			
<b>nb</b>	<b>Qb</b>	<b>Hb</b>	<b>Nb</b>
183,2595715	0,000473176	3,585	21,01

- **prototipo 3, impelente #2.**

**Tabla 6-9 Variables Cinemáticas para el modelo 3**

<b>Datos de la Bomba Prototipo #3</b>	
<b>U2b</b>	8,246680716
<b>W2b</b>	2,395480233
<b>C2b</b>	5,996909643
<b>U1b</b>	1,832595715
<b>W1b</b>	1,993029249
<b>C1b</b>	0,783427427

Se calcula el caudal, carga y potencia para el prototipo.

**Tabla 6-10 Condiciones Operacionales del Modelo 3**

<b>Bomba Prototipo #3</b>			
<b>nb</b>	<b>Qb</b>	<b>Hb</b>	<b>Nb</b>
183,2595715	0,000473176	3,9675	23,24

- **prototipo 4, impelente #3.**

**Tabla 6-11 Variables cinemáticas para el modelo 4**

<b>Datos de la Bomba Prototipo #4</b>	
<b>U2b</b>	8,246680716
<b>W2b</b>	2,266446998
<b>C2b</b>	6,131294138
<b>U1b</b>	1,832595715
<b>W1b</b>	1,993029249
<b>C1b</b>	0,783427427

Se calcula el caudal, carga y potencia para el prototipo.

**Tabla 6-12 Condiciones Operacionales del Modelo 4**

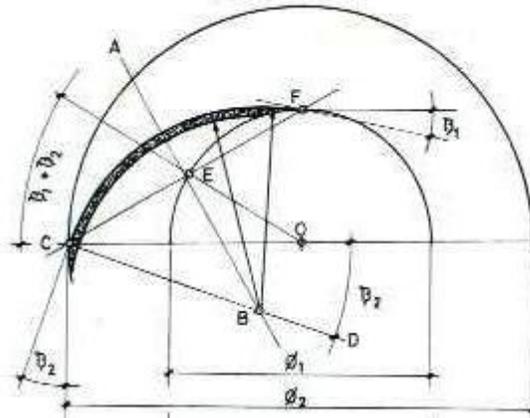
<b>Bomba Prototipo #4</b>			
<b>nb</b>	<b>Qb</b>	<b>Hb</b>	<b>Nb</b>
183,2595715	0,000473176	3,855	23,77

Con el análisis dimensional de los impelentes de la bomba centrífuga se pudo observar que implementar un prototipo de laboratorio a escala nos permitiría evaluar los impelentes centrífugos a nivel real, además tendríamos un gran ahorro de consumo energético mayor al 95%, debido a que al reducir el tamaño de la bomba el consumo de potencia útil en el peor de los casos entre los cuatro impelentes será del 28,51 Aprox. Lo cual representa el 3,125% de la potencia útil necesaria en la bomba centrífuga real (912,27) para  $\beta_2=28^\circ$  y  $b_2=7\text{mm}$ .

## 7 DIBUJO COMPUTACIONAL DE LOS IMPELENTES CENTRÍFUGOS

Para el diseño de los impelentes centrífugos se utilizó el software CAD SOLID-EDGE. A partir de los datos obtenidos físicamente y los datos obtenidos de la hoja de cálculo se aplica una metodología para el correcto trazado de los alabes del impelente centrífugo, es decir, el diseño detallado del impelente.

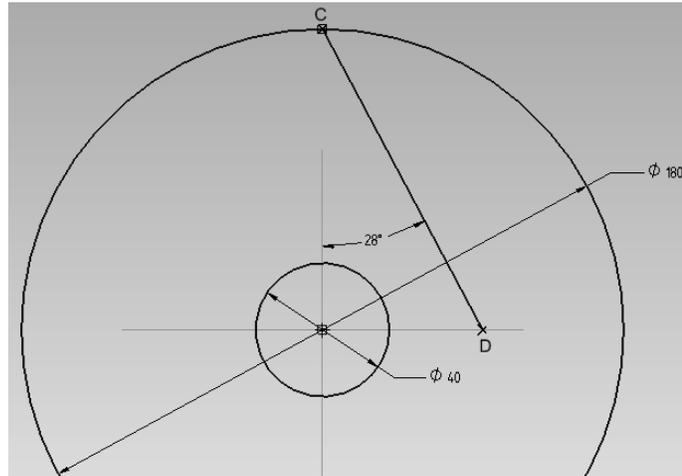
### 7.1 Metodología para el Correcto Trazado de los Álabes del Impelente Centrifugo.



FUENTE: MANUAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS Cálculo, construcción y aplicación, JOSE H. FERRERO

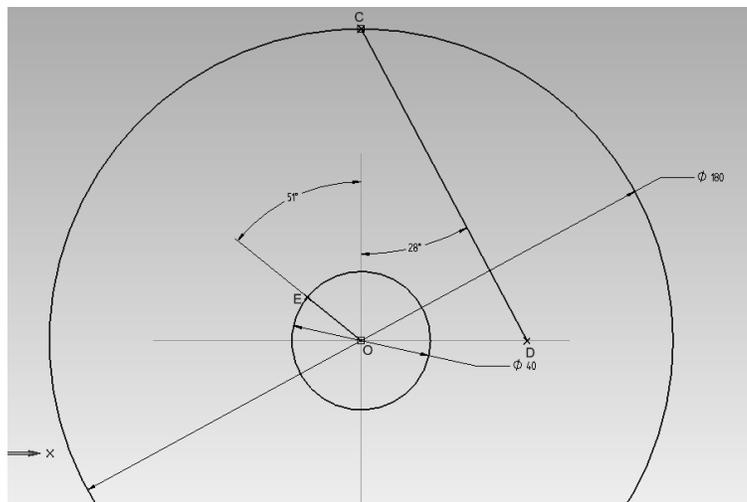
#### Ilustración 7-1 Trazado de los alabes impulsores y corte de un impulsor simple, de tipo vulgar

EL procedimiento utilizado para el trazado de los alabes es el siguiente: después de trazar las dos circunferencias correspondientes a la entrada y a la salida de los alabes ( $D_1$  y  $D_2$ ), sobre un diámetro cualquiera, y desde su extremo, C, se traza el segmento C – D, con ángulo  $\beta_2$ , que se abre en dirección contraria a al sentido de giro;



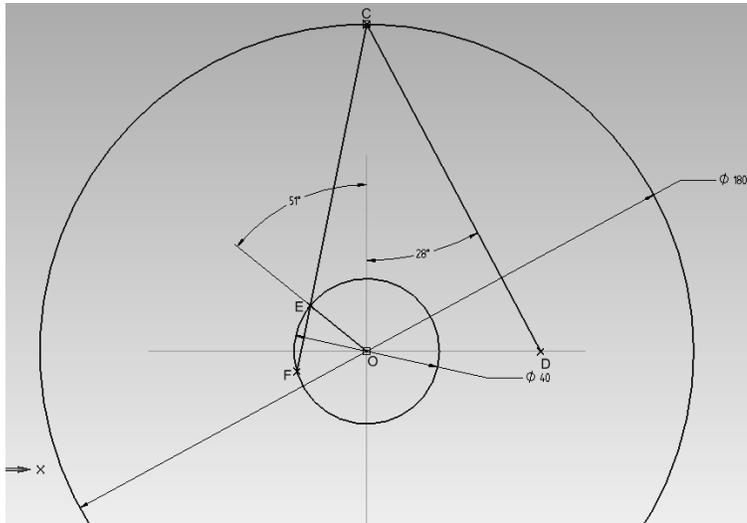
**Ilustración 7-2 Trazado de Álabes 1**

Y desde el centro de la circunferencia, O, se traza el segmento O – E, con ángulo igual a la suma de los dos,  $\beta_1 + \beta_2$ , abriéndose esta vez en dirección del sentido de giro, y, por consiguiente, opuesta al ángulo anterior.



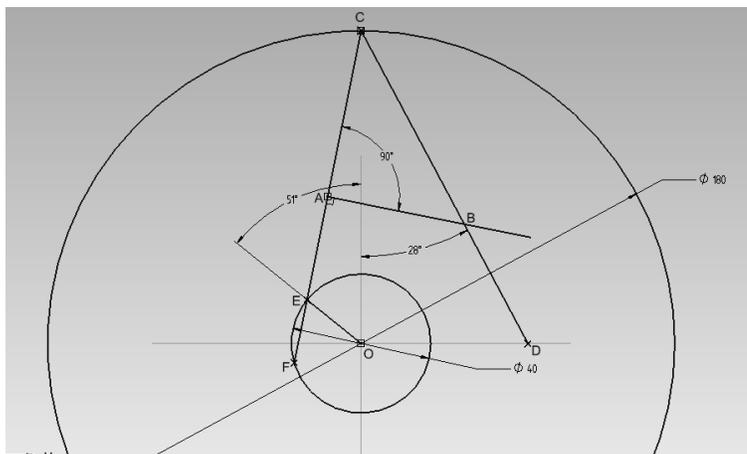
**Ilustración 7-3 Trazado de Álabes 2**

Por el punto C, origen del primer segmento, y pasando por el punto E, donde el segundo segmento corta la circunferencia interna, se traza un nuevo segmento, C – E – F, que, de nuevo, corta la circunferencia de entrada en el punto F.



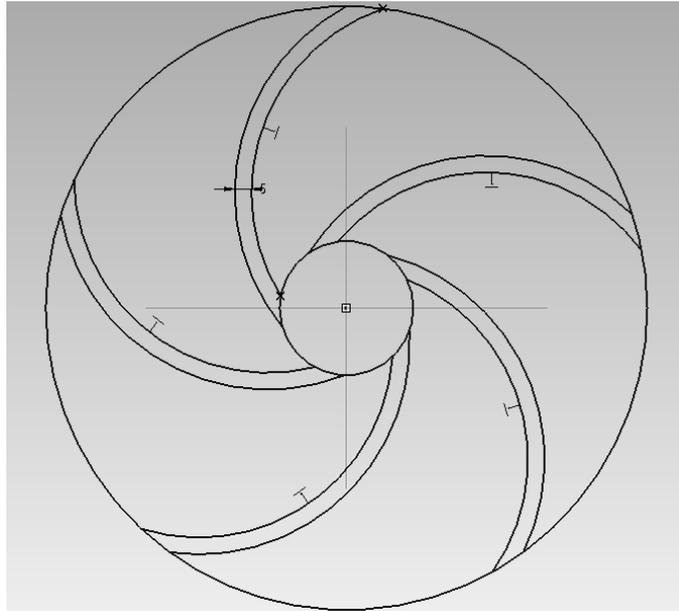
**Ilustración 7-4 Trazado de Álabes 3**

La perpendicular A- B, trazada en el centro del segmento C – E – F, corta el segmento C – D en el punto B, que es el centro desde el cual han de trazarse los alabes.

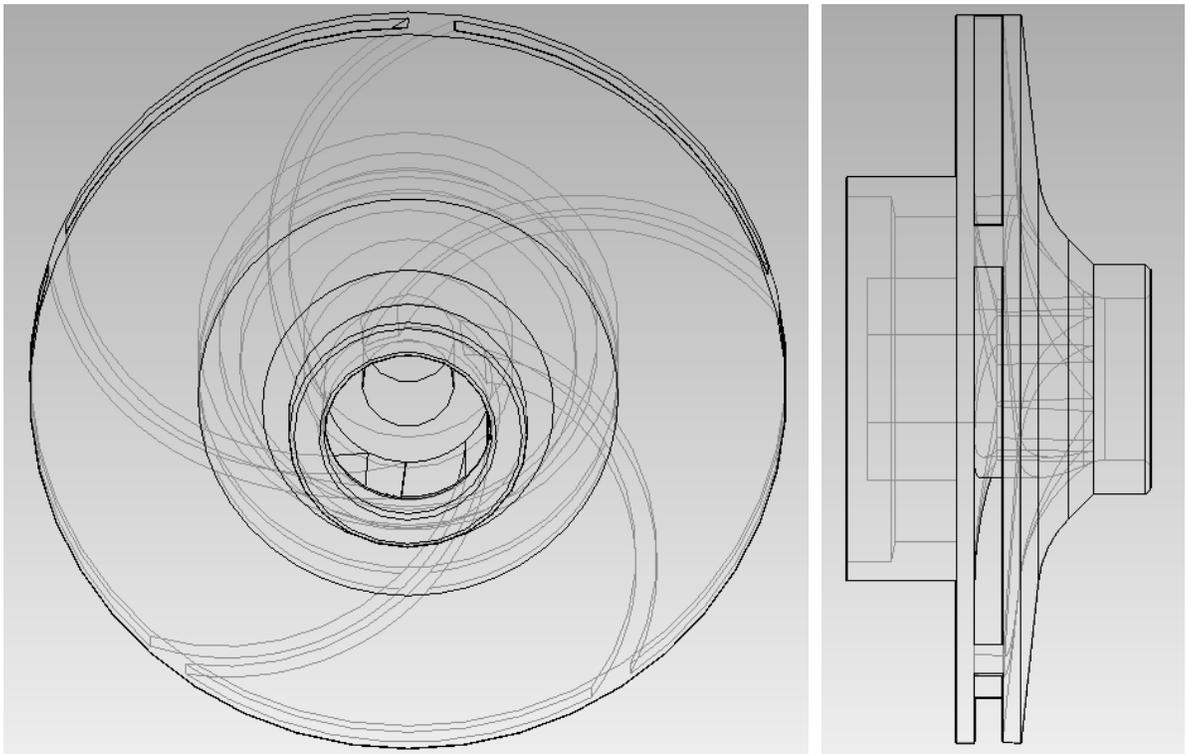


**Ilustración 7-5 Trazado de Álabes 4**



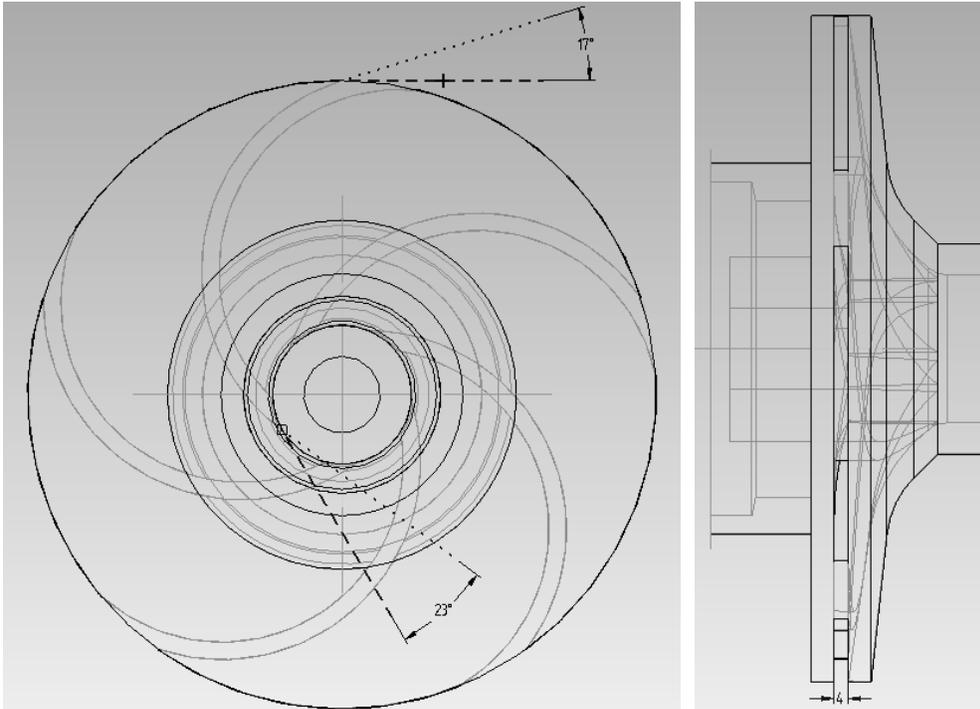


**Ilustración 7-8 Trazado completo de los Álabes**

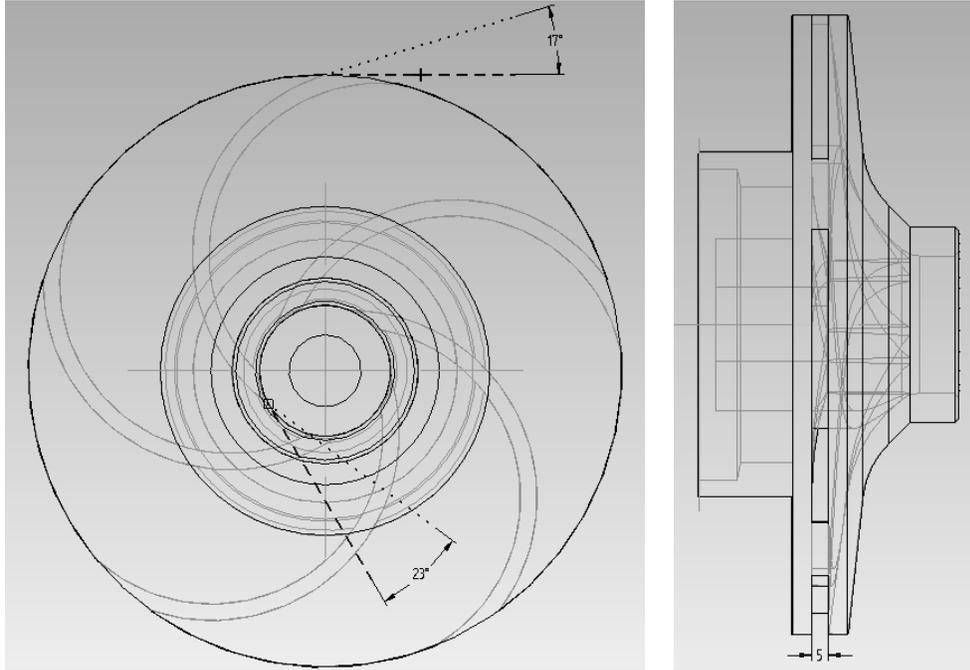


**Ilustración 7-9 Impelente centrífugo real.**

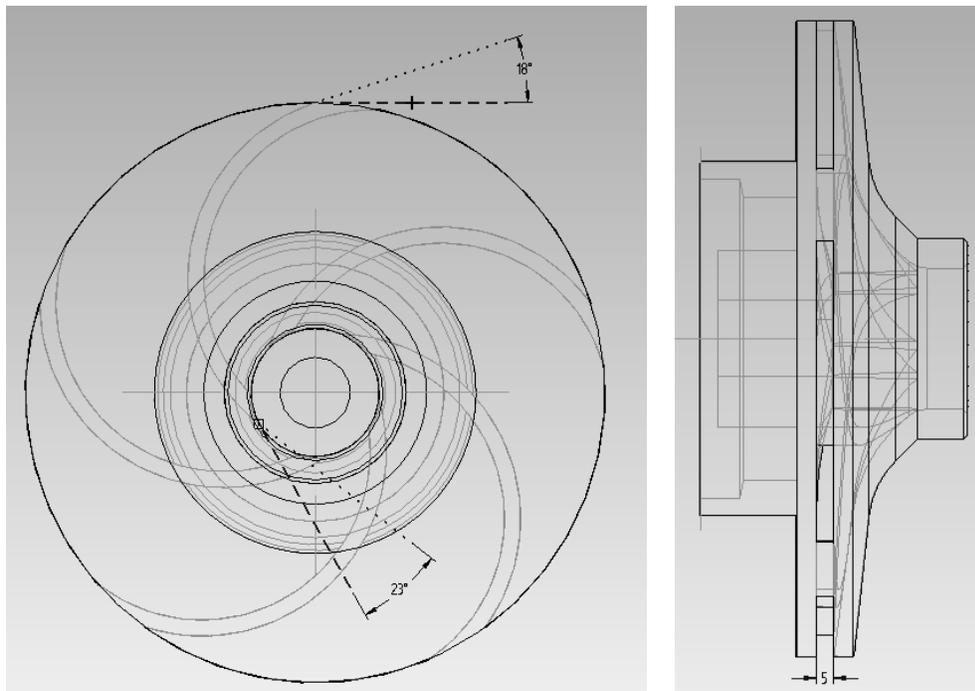
A continuación en las Ilustraciones 6-10, 6-11, 6-12 se muestran los dibujos computacionales de los tres impelentes propuestos. Estos dibujos son de gran utilidad, aparte de



**Ilustración 7-10 Dibujo CAD del impelente # 1 ( $\beta_2=17$ ;  $b=4$ ).**



**Ilustración 7-11 Dibujo CAD del impelente # 2 ( $\beta_2=17$ ;  $b=5$ ).**



**Ilustración 7-12 Dibujo CAD del impelente # 3 ( $\beta_2=18$ ;  $b=5$ ).**

## **8 APORTE CIENTIFICO**

La simulación hidrodinámica en impelentes centrífugos es un área de la mecánica de los fluidos que no es muy conocida en estudios universitarios de pregrado.

Los resultados de este trabajo de grado serán utilizados para determinar los parámetros que influyen en la eficiencia de la bomba centrífuga utilizada en el sistema de circulación de agua fría en el buque tipo nodriza fluvial VII construida por COTECMAR y utilizada por la Armada de la República de Colombia, y por lo tanto, en la optimización energética de estas embarcaciones, contribuyendo así al proyecto Optimización Energética en Buques, proyecto de investigación presentado a COLCIENCIAS en modo de cofinanciación.

Con los impelentes centrífugos realizados en el programa CAD Solid Edge, tenemos a la mano los planos y la geometría de estos, para que se fabriquen próximamente ya sea para utilizarlos en las embarcaciones navales, ó a nivel investigativo y/o de laboratorio.

A nivel Universitario este trabajo de grado estará disponible para complementar la funcionalidad del banco de ensayos especializado de bombas centrifugas que se construirá en la Universidad Tecnológica de Bolívar, una de las pruebas que se podrían realizar en este banco sería el análisis hidrodinámico en impelentes centrífugos, y consistiría en obtener los parámetros de funcionamiento reales del impelente centrífugo con el fin de compararlos con los obtenidos computacionalmente para así establecer las desviaciones entre estos. La implementación de este estudio hidrodinámico a nivel de laboratorio brindará un gran aporte investigativo, pedagógico y científico, a diferentes materias y cursos de la Universidad a nivel de pregrado y posgrado.

## 9 CONCLUSIONES

Luego del análisis hidrodinámico realizado al impelente centrífugo se puede concluir que éste trabaja por debajo de los parámetros óptimos de funcionamiento, debido a esto necesita mayor consumo de potencia para obtener la carga requerida por el sistema. Dentro de los resultados más importantes de este estudio hidrodinámico podemos afirmar que el reemplazo del impelente real por el impelente #1 nos brindaría un ahorro de la potencia útil del 26%, que también será el ahorro en el consumo de potencia de la máquina.

La variación del ángulo de salida es el factor que más influye en la hidrodinámica del impelente, es por esto que se debe tener cuidado en la fabricación de los impelentes, ya que si el perfil de los alabes en el molde para la fabricación de los impelentes no es el correcto, entonces no se obtendrían los valores esperados de carga entregada y/o potencia consumida.

Luego del análisis dimensional de los impelentes de la bomba centrífuga se pudo observar que tendríamos un gran ahorro de consumo energético mayor al 95%, debido a que al reducir el tamaño de la bomba el consumo de potencia útil en el peor de los casos entre los cuatro impelentes será del 28,51 Aprox. Lo cual representa el 3,125% de la potencia útil necesaria en la bomba centrífuga real (912,27) para  $b_2=28^\circ$  y  $b_2=7\text{mm}$ .

## 10 RECOMENDACIONES

Con base en el estudio hidrodinámico realizado al impelente centrífugo se pudo observar que su funcionamiento no es el correcto, La principales recomendaciones son:

- Si solamente se toma como base el análisis hidrodinámico de los impelentes centrífugos, sería viable reemplazar el impelente centrífugo real por cualquiera de los tres impelentes propuestos, debido a que con estos nuevos impelentes se aumentaría la eficiencia de la bomba centrífuga, y a su vez disminuye el consumo energético de la misma, pero para recomendar un cambio inmediato es necesario analizar los impelentes a nivel de diseño, ya que las variaciones realizadas producen un aumento en la presión sobre los álabes y sobre los discos superior e inferior de los impelentes.
- El impelente centrífugo debería tener un mejor acabado superficial ya que aunque no fue el centro del estudio realizado, si es importante identificar todos los factores que disminuyen el funcionamiento óptimo del impelente, es notable que se presentaran muchas pérdidas por fricción debido a la rugosidad existente en la zona interna del impelente, además que esta superficie también permitiría la propagación o el desarrollo de fallas por recirculación o cavitación debido al grado de erosión existente.
- Continuar mejorando la hoja de cálculo hasta llegar al punto de automatizarla completamente, con el fin de que al ingresar los parámetros de entrada se puedan obtener todo el análisis hidrodinámico, pero además, que la hoja de cálculo me arroje los valores óptimos del impelente automáticamente.

## 11 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Sarria L. Bienvenido. Mecánica de los fluidos aplicada. Cartagena: Universidad Tecnológica de Bolívar, 2007.

JOSE H. FERRERO. MANUAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS: Calculo, construcción y aplicación. Madrid. 1969.

SÁNCHEZ JUAN C. Y RIVADENEIRA JUAN SEBASTIÁN. Tesis De Grado: Optimización Del Banco De Pruebas Para El Estudio De Bombas Centrífugas En Serie Y Paralelo. Cartagena de Indias D.T. Y C. 2003.

Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

Ligrani Phil., Performance and Development of a Miniature Rotary Shaft Pump. Department of Mechanical Engineering, University of Utah, Julio 2005.

Wiesner F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," ASME J. Eng. Power **89**, pp. 558–572.

<http://www.diee.unican.es/image/010%20Dist%20Bomba>

Anónimo. Curso Básico de Eficiencia en Sistemas de Bombeo. [En línea] <http://www.watergymex.org/contenidos/rtecnicos/Sistemas%20de%20bombeo%20y%20motores/CURSO%20BASICO%20DE%20EFICIENCIA%20EN%20SISTEMA%20DE%20BOMBEO.pdf>

[citado en 17 de noviembre de 2009]

Pedro Fernández Díez. Bombas Centrifugas y Volumétricas, del Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria. [En línea] <http://www.scribd.com/doc/21267139/Bombas-centrifugas>  
[citado en 17 de noviembre de 2009]

Evaluación Energética de Bombas Centrifugas Horizontales Metodología (FIDE). Consultarías y Servicios en Tecnologías Eficientes S.A. de CV.

Ing. Ariel R. Marchegiani. BOMBAS CENTRÍFUGAS: TEORIA DEL IMPULSOR: ECUACION DE EULER, universidad nacional del comahue. Septiembre 2004.

BORIS CISNEROS H. Cavitación: Un ataque al corazón de las Bombas Centrifugas.

LEÓN KAROL BIBIANA. Y CRUZ JUAN CAMILO. Tesis De Grado: Evaluación y diagnóstico para la optimización energética del sistema de circulación de agua fría en las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR. Cartagena de Indias D.T. Y C. 2007.

Kaizen. Conservación y Ahorro de Energía. [En línea] [www.monografias.com](http://www.monografias.com)  
[citado en 20 de noviembre de 2009]

Quiminet. Uso y aplicaciones de las bombas centrífugas. [En línea] [http://eindustria.com/ar4/ar\\_vcdadddsaadvcadvc-usos-y-aplicaciones-de-las-bombas-centrifugas.htm](http://eindustria.com/ar4/ar_vcdadddsaadvcadvc-usos-y-aplicaciones-de-las-bombas-centrifugas.htm)  
[citado en 03 diciembre de 2009]