



# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS  
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**

**INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR  
POR EL TÍTULO DE INGENIERO  
ELECTROMECAÁNICO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA  
ANALIZAR LOS MÉTODOS DE AJUSTE DE MÁXIMO  
RENDIMIENTO DE UNA BOMBA HIDRÁULICA INSTALADA A  
UNA RED EN OPERACIÓN”**

**Autores: Byron Fabián Curimilma Rivera**

**Xavier Emilio Erreyes Medina**

**Director: Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta**

**Loja – Ecuador  
2012**

**1859**



## **CERTIFICACIÓN**

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta

**DIRECTOR DE TESIS**

### **CERTIFICA:**

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Diseño y construcción de un banco de pruebas para analizar los métodos de ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica instalada a una red en operación**” previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: Xavier Emilio Erreyes Medina y Byron Fabián Curimilma Rivera, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 16 de Octubre de 2012

---

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta

**DIRECTOR DE TESIS**



## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis, les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja. Autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería en electromecánica, hacer uso del presente documento en lo conveniente.

---

**Xavier Emilio Erreyes Medina**

---

**Byron Fabián Curimilma Rivera**



## **PENSAMIENTO**

### **DEBEMOS APRENDER:**

- Que siempre existen tres enfoques en cada historia: mi verdad, tu verdad y la verdad
- Que toma mucho tiempo llegar a ser las personas que queremos ser.
- Que podemos hacer muchas más cosas que las que creemos poder hacer.
- Que no importan las circunstancias, sino el cómo las interpretemos.
- Que dos personas pueden observar la misma cosa, y ver algo totalmente diferente.
- Que todos somos responsables de nuestros actos
- Que a veces las personas de las que menos esperamos, son las primeras en apoyarnos en los momentos difíciles.
- Que la madurez tiene que ver más con las experiencias que hemos vivido, que con los años que hemos cumplido.
- Que hay dos días en la semana por los que no debemos preocuparnos: ayer y mañana, el único momento valioso es ahora.
- Que no debemos competir contra lo mejor de otros, sino con lo mejor de nosotros mismos.
- Que si no controlamos nuestra actitud, ella nos controlará a nosotros.
- Que la crítica atrae más discusión, y puede llegar a la confusión.
- Que decir una verdad a medias, es peor que una mentira.
- Que al final de la vida es cuando nos damos cuenta que las únicas cosas que realmente valieron la pena son: nuestra familia, nuestra fe, un grupo muy selecto de amigos y la experiencia que en definitiva es lo que nos lleva a nuestro crecimiento personal.



## **DEDICATORIA**

La vida de todo ser humano, carecería de sentido, si el mismo no se traza metas que cumplir, y al cumplir las mismas con éxito, debe reconocer a las personas que le ayudaron a conseguir su gloria, sino de nada habrá servido llegar a cumplir sus objetivos.

Con mucha gratitud y cariño dedico este trabajo a la mujer que, a pesar de todos los errores que tuve, ella siempre me dio su aliento y perseverancia su ejemplo de trabajo honrado y responsable, sin perder la esperanza de verme convertido en un profesional, por eso este trabajo va dedicado a ti, mi querida Madrecita, Narcisa.

También con cariño les dedico a mi Hermano Santiago y a mis hermanas Erika y Michelle, a mi sobrino Austin y a mi cuñada María Cecibel, miembros de mi hogar, que con su paciencia y colaboración incondicional en los momentos de flaqueza supieron darme su aliento para seguir adelante.

### **Xavier Emilio**

El presente trabajo se lo dedico a todas aquellas personas que de una u otra manera han representado un apoyo tanto moral como intelectual dentro de mi vida estudiantil. Y de manera especial a mis padres Martha y Hermen, a mis hermanos Edison y Yadira, y a Dios; por siempre haber estado presente en mi vida dándome el apoyo necesario para salir adelante.

### **Byron Fabián**



## **AGRADECIMIENTO**

Al haber culminado el presente proceso investigativo, queremos expresar nuestro más sincero agradecimiento a la Universidad Nacional de Loja, y de manera especial al Área de la Energía, Las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables; carrera de Ingeniería Electromecánica y toda su planta docente y administrativa, por habernos brindado la oportunidad de culminar con nuestra formación profesional hasta su última instancia como lo es con la realización de nuestro proyecto de tesis.

Además, queremos de manera muy especial agradecer a nuestro director de tesis, el ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta; quien desde las primeras instancias de la elaboración del presente proyecto ha demostrado el respectivo interés que un trabajo de esta magnitud requiere, apoyando de manera incondicional nuestras necesidades como tesis de esta prestigiosa institución de educación superior.

## **LOS AUTORES**



## TABLA DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN .....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	II
PENSAMIENTO .....	III
DEDICATORIA .....	IV
AGRADECIMIENTO .....	V
SIMBOLOGÍA .....	X
a.-TÍTULO .....	1
b. RESUMEN .....	2
b.1. ABSTRACT .....	3
c.- INTRODUCCIÓN .....	4
d.- REVISIÓN DE LITERATURA .....	5
d.1 CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	5
d.1.1 ANTECEDENTES.....	5
d.1.2. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA .....	6
d.1.2.1. OBJETIVO GENERAL .....	6
d.1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	6
d.1.2.3. HIPÓTESIS GENERAL .....	7
d.1.2.4. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS .....	7
d.2 CAPÍTULO II: NOCIONES BÁSICAS DE HIDRÁULICA .....	8
d.2.1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS .....	8
d.2.1.1. Introducción.....	8
d.2.1.2. Viscosidad .....	8
d.2.1.2.1. Viscosidad Absoluta o Dinámica .....	8
d.2.1.2.2. Viscosidad cinemática (v).....	9
d.2.1.3. Densidad, Volumen y Peso Específico .....	10
d.2.1.4. Regímenes de Corriente .....	10
d.2.1.4.1. Régimen Laminar .....	10
d.2.1.4.2. Régimen Turbulento.....	11
d.2.1.5. Factor de Fricción .....	13
d.2.2. GASTO O CAUDAL (Q).....	14
d.2.2.1. Ecuación de Continuidad .....	14



d.2.3. ECUACIÓN GENERALIZADA DE BERNOULLI .....	14
d.2.4. ALTURA PIEZOMETRICA (Hp).....	15
d.2.5. ALTURA TOTAL O DE CARGA (Ht).....	16
d.2.6. PÉRDIDAS HIDRÁULICAS .....	16
d.2.6.1. ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS .....	16
d.2.6.1.1. Ecuación de Hazen-Williams .....	16
d.2.7. PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN CONDUCTOS CERRADOS O TUBERÍAS.....	17
d.2.7.1. Tés.....	18
d.2.7.2. Codos .....	19
d.2.7.3. Válvulas.....	20
d.3. CAPÍTULO III: BREVES CONCEPTOS PARA LA INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA .....	21
d.3.1. RESUMEN HISTÓRICO DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS .....	21
d.3.2. OBJETO DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS .....	21
d.3.3. APLICACIÓN DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS .....	22
d.3.3.1. MÁQUINAS DE FLUIDO .....	22
d.3.3.2. REDES DE DISTRIBUCIÓN .....	23
d.4. CAPITULO IV: PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA RED HIDRÁULICA: EQUIPOS (BOMBAS), ACCESORIOS Y COMPLEMENTOS .....	24
d.4.1. BOMBAS .....	24
d.4.1.1. Tipos y Características .....	24
d.4.1.1.1. Bombas Rotodinámicas .....	24
d.4.1.1.2. Curvas Características .....	26
d.4.2. CURVAS DE UN SISTEMA BOMBA-TUBERÍA .....	27
d.4.2.1. Curvas De La Bomba.....	27
d.4.2.2. Curvas Del Sistema.....	28
d.4.3. PUNTO DE OPERACIÓN DE LA BOMBA.....	29
d.4.4. LAS SEIS LEYES DE SEMEJANZA DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS.....	30
d.4.5. CONDICIONES DE SUCCIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS .....	34
d.4.5.1. Limitación De La Altura Se Succión De Una Bomba Centrifuga.....	35
d.4.5.2 Presión De Vapor.....	36
d.4.6 LA CAVITACIÓN EN BOMBAS .....	36
d.4.7. NPSH.....	37
d.4.7.1 Recomendaciones Para Mejorar El NPSHd .....	39





d.5. CAPITULO V: INSTALACIONES DE BOMBEO .....	41
D.5.1. DIAGRAMA DE TRANSFORMACIÓN DE ENERGÍA EN UN SISTEMA DE BOMBEO .....	41
d.5.2. ALTURAS MANOMÉTRICAS DE LA INSTALACIÓN Y DE LA BOMBA .....	45
d.5.3. SELECCIÓN DE LA BOMBA .....	46
d.5.4. VARIACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO .....	47
d.5.4.1. Por Modificación de la Curva Característica de Instalación (Hmi) .....	47
d.5.4.2. Por Modificación de la Curva Característica de la Bomba (Hmb) .....	49
d.5.4.2.1. Variación de la Velocidad de giro .....	49
d.5.4.2.2. Torneado del Rodete.....	52
d.6. CAPITULO VI: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN .....	54
d.6.1. OBTENCIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE INSTALACIÓN (Hmi) .	54
d.6.1.1. Calculo de Pérdidas Primarias .....	56
d.6.1.1.1. Aspiración (ha) .....	56
d.6.1.1.2. Impulsión (hi) .....	57
d.6.1.2. Cálculo de Pérdidas Secundarias o Pérdidas de carga en singularidades .....	57
d.6.1.2.1. Aspiración (haa) .....	57
d.6.1.2.2. Impulsión (hia) .....	58
d.6.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA .....	59
d.6.3. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO .....	62
d.6.4. RENDIMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO EN EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO (Pf).....	64
d.6.5. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO Y REGIMEN DE TRABAJO .....	66
d.6.5.1. Cálculo Número de Reynolds (Re) .....	67
d.6.5.2. Calculo del NPSHd .....	68
d.6.6. REGULACIÓN DEL CAUDAL EN UN SISTEMA DE BOMBEO .....	68
d.6.6.1. Modificación del Punto de Funcionamiento Mediante la Variación de la Curva de Instalación (Hmi).....	69
d.6.6.1.1. Variación de la altura geométrica.....	69
d.6.6.1.2. Variacion de la Presión en el tanque de Almacenamiento.....	73
d.6.6.1.3. Regulación de Válvula en la Impulsión.....	74



d.6.6.2. Modificación del Punto de Funcionamiento Mediante la Variación de la Curva de la Bomba (Hmb).....	79
d.6.6.2.1. Variación de la Velocidad de Giro. ....	80
d.6.6.2.2. Torneado del Rodete.....	85
d.6.6.3. Rendimiento del Sistema hidráulico en el Punto Deseado de Operación (Pd) ...	87
d.6.6.5. Velocidad del Fluido en el Punto deseado de Operación (Pd) .....	87
d.6.6.6. Confiabilidad del Banco Hidráulico .....	88
e.- MATERIALES Y MÉTODOS.....	91
e.1 Materiales .....	91
e.2 Métodos.....	93
f.- DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS .....	95
g.- CONCLUSIONES .....	99
h.- RECOMENDACIONES .....	102
i. BIBLIOGRAFÍA .....	104
i.1. LIBROS .....	104
i.2. TESIS.....	104
i.3. PAGINAS WEB.....	105
j. ANEXOS.....	106



## SIMBOLOGÍA

$\gamma$	Peso específico
$\varepsilon$	Rugosidad del material
$\zeta$	Coefficiente de pérdidas en válvulas
$\eta$	Viscosidad absoluta o dinámica
$\eta_b$	Rendimiento de la bomba
$\mu$	Velocidad circunferencial
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\nu_e$	Volumen específico
$\rho$	Densidad de una sustancia
$\tau$	Componente de la velocidad normal
$\omega$	Número de revoluciones
$\omega_s$	Número específico de revoluciones
$f$	Factor de fricción
<b>A</b>	Área
<b>C<sub>HW</sub></b>	Coefficiente de Hazen-Williams
<b>D</b>	Diámetro de tubería
<b>De</b>	Diámetro exterior del rodete de la bomba
<b>g</b>	Gravedad
<b>GE</b>	Gravedad específica del líquido bombeado



<b>ha</b>	Pérdidas primarias en aspiración
<b>haa</b>	Pérdidas secundarias en aspiración
<b>hf</b>	Pérdida por fricción en la tubería de succión
<b><math>\Sigma hf</math></b>	Sumatoria de todas las pérdidas de carga en la línea de succión
<b>hi</b>	Pérdidas primarias en impulsión
<b>hia</b>	Pérdidas secundarias en la impulsión
<b>hs</b>	Diferencia de elevación entre el nivel del fluido en el depósito y la entrada de la bomba
<b>hsp</b>	Cabeza de presión estática
<b><math>\Sigma H</math></b>	Suma de los incrementos de altura
<b><math>H_f</math></b>	Pérdidas secundarias locales
<b>Hm</b>	Altura piezométrica total
<b>Hmb</b>	Curva característica de la bomba
<b>Hmi</b>	Curva característica de la instalación
<b>Hp</b>	Altura piezométrica
<b>Hs</b>	Altura estática de succión
<b>Ht</b>	Altura total o de carga
<b>Hvap</b>	Presión de vapor del líquido a temperatura de bombeo
<b>K</b>	Coefficiente para el cálculo de pérdidas secundarias
<b>L</b>	Longitud de la tubería
<b>MCH</b>	Metros cúbicos por hora ( $m^3/hr$ )



<b>NPSH</b>	Altura de succión neta positiva
<b>NPSHd</b>	Altura de succión neta positiva disponible
<b>NPSHr</b>	Altura de succión neta positiva requerida
<b>P</b>	Presión
<b>Pa</b>	Presión atmosférica
<b>Pd</b>	Punto deseado de funcionamiento del sistema hidráulico
<b>Pe</b>	Presión de entrada a la bomba – Presión de Vacuómetro
<b>Pf</b>	Punto de funcionamiento del sistema hidráulico
<b>Ps</b>	Presión de salida de la bomba – Presión de Manómetro
<b>Psat</b>	Presión de saturación
<b>Pv</b>	Presión de vapor
<b>Q</b>	Caudal
<b>Re</b>	Número de Reynolds
<b>St</b>	Stoke (unidad de medida de la viscosidad cinemática)
<b>V</b>	Velocidad
<b>Z</b>	Altura geodésica



**a.-TÍTULO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ANALIZAR  
LOS MÉTODOS DE AJUSTE DE MÁXIMO RENDIMIENTO DE UNA BOMBA  
HIDRÁULICA INSTALADA A UNA RED EN OPERACIÓN”**



## **b. RESUMEN**

El presente trabajo de investigación, cuyo tema versa en **“Diseño y construcción de un banco de pruebas para analizar los métodos de ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica instalada a una red en operación”**, inicia en el capítulo I con el análisis de uno de los problemas que incide en el aprendizaje de los estudiantes del AEIRNNR, carrera de ingeniería en Electromecánica, el cual consiste en la inexistencia de un banco de pruebas que permita el ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica instalada a un sistema. Luego en el capítulo II presentamos un análisis teórico completo y fundamental que corresponde a las nociones básicas de la hidráulica. En el capítulo III hacemos una introducción a la hidráulica aplicada, que nos dará a conocer la gran y extensa utilidad de los circuitos hidráulicos a lo largo de la historia y en la actualidad.

El Capítulo IV titulado Partes constitutivas de una red hidráulica, está elaborado de tal forma que nos encontraremos en la capacidad de realizar la selección de la bomba hidráulica para nuestro sistema así como los diferentes materiales y accesorios de los que el mismo estará compuesto. En el capítulo V denominado Instalaciones de bombeo, analizaremos las condiciones de funcionamiento de un circuito hidráulico y los diferentes métodos de ajuste al máximo rendimiento de una bomba hidráulica. En el capítulo VI se encuentran plasmados todas las características de diseño y construcción de nuestro banco de pruebas hidráulico, así como los métodos de ajuste al máximo rendimiento a utilizarse para la bomba acoplada a nuestro sistema hidráulico.

Finalmente presentamos las conclusiones y recomendaciones extraídas del trabajo e investigación realizados. Como lo planteamos en uno de nuestros objetivos específicos, adicionalmente hemos elaborado guías didácticas, tanto para el estudiante como para el docente, con el fin de poder tener una guía apropiada para realizar las prácticas.



### **b.1. ABSTRACT**

This research work deals with the theme "**Design and construction of a test bed to analyze the adjustment methods most from a hydraulic pump installed to a network in operation**" in Chapter I begins with the analysis of one of the problems that affects the students learning AEIRNNR, Electromechanical engineering career, which is the absence of a test that allows maximum performance setting of a hydraulic pump system installed. Then in chapter II we present a comprehensive theoretical analysis and fundamental corresponding to the basics of hydraulics. In Chapter III we introduce the applied hydraulics; we will release the vast and extensive use of hydraulic circuits throughout history and today.

Chapter IV entitled Component parts of a hydraulic network is developed so that we find ourselves in the ability to perform the selection of the hydraulic pump for our system and the various materials and accessories of the same will be made. In Chapter V called Pumping, analyze the operating conditions of a hydraulic circuit and the different methods of setting the maximum performance of a hydraulic pump. In Chapter VI are embodied all the features of design and construction of our hydraulic test and adjustment methods to be used to maximize the pump coupled to our hydraulic system.

Finally we present the conclusions and recommendations drawn from the work and research done. As we said in one of our objectives, we have developed additional educational guides for both the student and the teacher, in order to have a proper guide for practice.





## **c.- INTRODUCCIÓN**

En la actualidad el transporte de fluidos se ha convertido en una operación de gran importancia dentro de los procesos industriales, además de constituir un papel sumamente indispensable en el desarrollo de la humanidad. Es por ello que no sería posible imaginar los modernos procesos y el desarrollo en las grandes ciudades si no se contara con la presencia de bombas hidráulicas que faciliten dichos procesos.

Tomando en cuenta el amplio sector que ocupa la hidráulica dentro de la industria en nuestro país, en la carrera de Ingeniería en Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja se imparten conocimientos cada vez más centrados con lo que a la hidráulica concierne, con materias como mecánica de fluidos, máquinas hidráulicas y laboratorio de fluidos que en estas instancias de desarrollo se consideran indispensables en un ingeniero electromecánico. Es por ello que la línea de estudio en la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja está encaminada a satisfacer las necesidades de la sociedad en general, dando a conocer procedimientos de análisis, cálculo y diseño que nos permitan generar un buen funcionamiento de una red hidráulica.

Como profesionales, es de suma importancia que nuestros conocimientos teóricos vayan a la par con la práctica de los mismos, para que de esta manera se puedan analizar, corroborar y comparar los cálculos obtenidos con las prácticas realizadas.

Al utilizar el banco de pruebas de ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica, el estudiante de Ingeniería en Electromecánica, además de poseer un método de análisis eficiente para realizar prácticas de ajuste tendrá la posibilidad de adecuar la instalación para simular carga que supone variación en la impulsión, apreciando de mejor manera la variación en las curvas características al realizar cada una de las pruebas, con lo que se logrará un mejor entendimiento de cómo influyen las diferentes características y materiales utilizados en una instalación hidráulica.



## **d.- REVISIÓN DE LITERATURA**

### **d.1 CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN**

#### **d.1.1 ANTECEDENTES**

En la actualidad el nivel de desarrollo de un país está establecido por los proyectos de investigación científica que se realiza dentro del mismo y por ende el uso que se les da a los diferentes recursos obtenidos a través de estos, que permiten dar solución a los problemas y necesidades de la comunidad dentro del medio en el que vivimos.

Dentro de la ciudad y provincia de Loja existe un sinnúmero de sectores industriales que no han sido explotados adecuadamente. Tal es el caso del sector hidráulico que es un recurso indispensable tanto en el ámbito industrial así como también en el desarrollo de la población.

Todo sistema hidráulico utilizado en diferentes campos de la ingeniería ya sea en manufactura como en diseño e instalación requiere que dicho sistema funcione al máximo de su eficiencia, esto quiere decir que la Bomba Hidráulica siendo el “corazón” del sistema debe estar acorde a la actividad a desarrollar por el sistema, por ende la eficiencia de todo el sistema será en gran parte relacionada por la eficiencia de la Bomba, por eso la necesidad de un gran diseño y selección de las partes constitutivas antes de la ejecución de proyectos hidráulicos.

Todo proceso tecnológico de producción de equipos hidráulicos trabajan con estándares de óptimo rendimiento de sus productos en el campo de aplicación. Pero qué pasa con los sistemas hidráulicos que tienen mucho tiempo de ejecución en sus actividades y requieren que dicha Bomba que da funcionamiento al sistema trabaje a su máxima eficiencia variando ciertos parámetros de funcionamiento que se lo puede realizar en un sistema instalado y



funcionando normalmente de esta manera “*El Ajuste Para Obtener el Máximo Rendimiento de una Bomba Hidráulica Instalada a una Red en Operación*”.

En el Laboratorio de Mecánica de Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja existe un gran vacío en cuanto a equipos que permitan un desarrollo del entendimiento práctico sobre el rendimiento de bombas hidráulicas y como variar el mismo de manera positiva, con esto vincularíamos experiencias de gran valor al aporte teórico que se adquiere en las aulas, puesto que la consecuencia principal de la falta de un equipo de estas características nos encontramos con la desactualización de conocimientos que pueden dar soluciones prácticas en el campo de la hidráulica, considerando que la provincia de Loja y en general la región sur son en gran parte productores agrícolas, por lo que se puede dar asesoramiento para que se puedan producir cambios eficientes a menores costos de renovación evitando sobredimensionamientos por el desconocimientos de los parámetros principales que se emplean para el diseño de sistemas hidráulicos y sus componentes.

### **d.1.2. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA**

Inexistencia de un banco que permita obtener el ajuste al máximo rendimiento de una bomba hidráulica instalada en una red, que permita a los estudiantes de ingeniería electromecánica desarrollar destrezas realizando prácticas en el manejo de optimización de sistemas hidráulicos.

#### **d.1.2.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y Construir un prototipo hidráulico que permita desarrollar prácticas de ajuste de máximo rendimiento al punto de funcionamiento de una bomba hidráulica.

#### **d.1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar los métodos específicos para desarrollar en el prototipo, que permita obtener el ajuste de máximo rendimiento al punto de funcionamiento de una bomba hidráulica.



- Diseñar y construir el prototipo que nos garantice el desarrollo confiable de las prácticas de ajuste al máximo rendimiento de bombas hidráulicas.
- Verificar el diseño del prototipo realizando prácticas con los distintos métodos establecidos para la obtención del máximo rendimiento de bombas hidráulicas.
- Elaborar una guía académica que permita el manejo adecuado del banco de prácticas

#### **d.1.2.3. HIPÓTESIS GENERAL**

Con el diseño y construcción del banco se podrá obtener un sistema de análisis de las variables para el ajuste de máximo rendimiento de una bomba instalada en un sistema hidráulico.

#### **d.1.2.4. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS**

- Con la variación de los parámetros que intervienen en el ajuste de la bomba, que máximo rendimiento se podrá alcanzar de la misma.
- El diseño electo del prototipo hidráulico será el adecuado para realizar prácticas que aseguren la confiabilidad de los resultados obtenidos.
- Las prácticas que se realicen en el prototipo hidráulico serán las suficientes para garantizar su validez y fiabilidad en la aplicación de los métodos para el ajuste de máximo rendimiento de bombas hidráulicas.
- Con la confección de una guía académica para la correcta manipulación del prototipo hidráulico, los estudiantes de ingeniería en electromecánica logran desarrollar actividades de ajuste para el rendimiento en sistemas hidráulicos.



## d.2 CAPÍTULO II: NOCIONES BÁSICAS DE HIDRÁULICA

### d.2.1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

#### d.2.1.1. Introducción

Un fluido es un medio material continuo, deformable, desprovisto de rigidez, capaz de “fluir”, es decir de sufrir grandes variaciones de forma bajo la acción de fuerzas. Fluido es aquella sustancia que debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene. La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión, entre las más importantes tenemos:

#### d.2.1.2. Viscosidad

Es la propiedad de un fluido que tiende a oponerse a su flujo cuando se le aplica una fuerza. Los fluidos de alta viscosidad presentan una cierta resistencia a fluir; los fluidos de baja viscosidad fluyen con facilidad. La fuerza con la que una capa de fluido en movimiento arrastra consigo a las capas adyacentes de fluido determina su viscosidad, que se mide con un recipiente (viscosímetro) que tiene un orificio de tamaño conocido en el fondo. La velocidad con la que el fluido sale por el orificio es una medida de su viscosidad.

##### d.2.1.2.1. Viscosidad Absoluta o Dinámica

La viscosidad absoluta o dinámica es una medida de la resistencia del líquido a su desplazamiento o a sufrir deformaciones internas. Se expresa en la ley de Newton de la viscosidad, como la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo cortante Tangencial entre dos capas de fluido y el gradiente de velocidad (cambio de velocidad dividido entre la distancia en que ocurre dicho cambio).

$$\mu = \frac{dv}{dy} \quad (1)$$

Si expresamos esto en un sistema de coordenadas tenemos que los fluidos se clasifican en:

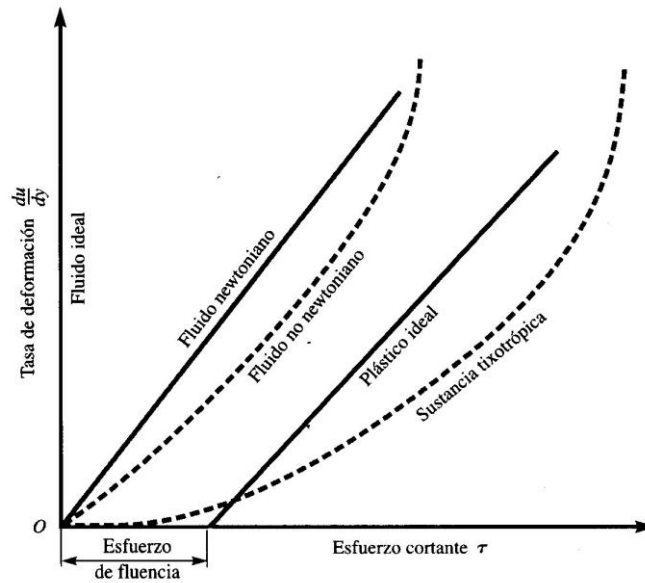


Figura 1.- Clasificación de los fluidos

- Fluidos Newtonianos:  $\eta$  constante
- Fluidos no Newtonianos:  $\eta$  variable
- Fluido ideal:  $\eta$  nulo
- Plástico ideal: posee un esfuerzo de cedencia inicial en el que podemos considerar que  $\eta$  le permite comportarse al fluido posteriormente como un fluido newtoniano.
- Sustancia tixotrópica:

La viscosidad como cualquier otra propiedad de los fluidos, depende del estado del fluido caracterizado por la presión y la temperatura.

La unidad de medida es:

$$1 \text{ Poise (P)} = 1 \frac{\text{dyna} \cdot \text{seg}}{\text{cm}^2} = 1 \frac{\text{g}}{\text{cm} \cdot \text{seg}^e} \quad \eta = 0,1 \text{ Pa} \cdot \text{seg}$$

#### d.2.1.2.2. Viscosidad cinemática ( $\nu$ )

Es el coeficiente entre la viscosidad dinámica y la densidad:



$$v = \frac{\eta}{p} \quad (2)$$

Su unidad de medida es:

$$\text{SI: } \frac{m^2}{s}$$

$$\text{C.G.S.: } 1\text{stoke}(St) = 100cSt(\text{centistoke}); \quad 1 \frac{m^2}{s} = 10^4 St$$

La viscosidad cinemática de los gases varía mucho con la presión y la temperatura, mientras que la de los líquidos prácticamente solo varía con la temperatura.

### **d.2.1.3. Densidad, Volumen y Peso Específico**

La densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (3)$$

El volumen específico es el inverso de la densidad.

$$v_e = \frac{1}{\rho} \quad (4)$$

El peso específico es el peso por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{w}{v} \quad (5)$$

Para un líquido la densidad relativa es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto al agua a una temperatura normalizada.

### **d.2.1.4. Regímenes de Corriente**

#### **d.2.1.4.1. Régimen Laminar**

Si es de manera perfectamente ordenada de manera que el fluido se mueve en láminas paralelas o en capas cilíndricas coaxiales como la glicerina en un tubo de sección circular.



Si consideramos la corriente de un fluido muy viscoso, por ejemplo, aceite lubricante, a pequeña velocidad, por una tubería de pequeño diámetro y de sección constante en régimen permanente: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento laminar.

El movimiento en régimen laminar es ordenado, el fluido se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí. En caso contrario, como el agua en un canal de gran pendiente.

#### d.2.1.4.2. Régimen Turbulento

Consideremos ahora la corriente de un fluido poco viscoso, por ejemplo agua, a gran velocidad por una tubería de gran diámetro y sección constante: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento turbulento.

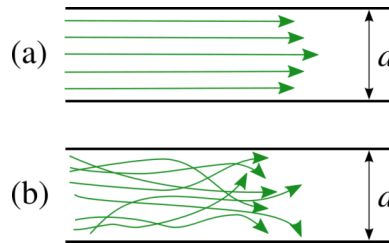


Figura 2.- Regímenes de corriente

- (a) Movimiento de las partículas en régimen laminar
- (b) Movimiento de las partículas en régimen turbulento

El que se dé uno u otro régimen depende del influjo de la viscosidad o del número de Reynolds. En los fluidos reales, la existencia de la viscosidad hace que aparezca una resistencia al movimiento entre dos capas contiguas de fluido, esta influencia dinámica de la viscosidad en el movimiento viene definida por el número de Reynolds:

$$Re = \frac{D \rho v}{\mu} \tag{6}$$

Dónde:

D = diámetro de la tubería





$V$  = velocidad

$\gamma$  = peso específico

$\mu$  = viscosidad dinámica

$g$  = gravedad

Osborne Reynolds realizó el siguiente experimento

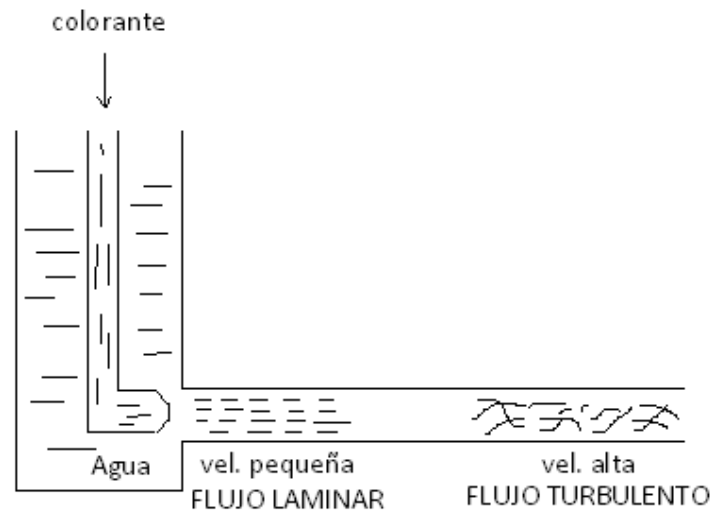


Figura 3.- Experimento de Reynolds

Mediante este experimento comprobó que a velocidades bajas (inferiores a la crítica) el flujo era laminar. Este régimen se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada, siendo la velocidad del fluido máxima en el eje de la tubería, disminuyendo rápidamente hasta anularse en la pared de la tubería.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento, y la distribución de velocidades es más uniforme, a pesar de ello siempre existe una pequeña capa periférica o subcapa laminar.

Para estudios técnicos tenemos que:

- Si  $R < 2000$  el flujo se considera laminar.
- Si  $R > 4000$  el flujo se considera turbulento.



#### d.2.1.5. Factor de Fricción

Para condiciones de flujo laminar es función solo del número de Reynolds, mientras que para flujo turbulento es también función del tipo de pared de la tubería, su rugosidad relativa  $\frac{\varepsilon}{D}$ ; es decir, la rugosidad de las paredes comparada con su diámetro.

##### Si el flujo es laminar:

Se puede determinar con la ayuda del diagrama de Moody (**ver anexo 2**), o mediante la siguiente expresión matemática:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64\mu}{Dvd} \quad (7)$$

Obteniéndose así la ley de Poiseville para flujo laminar:

$$\Delta P = 3200 \frac{\mu Lv}{D^2} \quad (8)$$

Dónde:

$\mu$  = viscosidad (centipoise).

L = longitud de la tubería (m).

v = velocidad media del flujo (m/s).

D = diámetro interior de la tubería (m).

P = pérdida de presión  $(N/m^2)$

##### Si el flujo es turbulento:

Se puede encontrar tabulado los datos que tengamos en el diagrama de Moody. (**Anexo 2**)

Hay que tener en cuenta que la corrosión, incrustaciones, etc., aumentan la rugosidad en las tuberías, modificando el factor de fricción y aumentando las pérdidas de carga. Es conveniente prever esta situación pues los diagramas están realizados con valores obtenidos con tuberías nuevas y limpias.



## d.2.2. GASTO O CAUDAL (Q)

### d.2.2.1. Ecuación de Continuidad

Se denomina caudal (Q) a través de una superficie (A), a la cantidad de fluido que atraviesa dicha superficie en un tiempo determinado (t).

Así tenemos que:

$$Q = A \cdot V \quad (9)$$

En un fluido en movimiento la velocidad varía en razón inversa al área de la sección transversal, y será mayor, en las partes más angostas del tubo de corriente y viceversa.

Entre dos secciones se cumple que:

$Q_1 = Q_2$ . , de manera que la ecuación de continuidad queda expresada de la siguiente manera:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (10)$$

Dónde:

$V_1$  = Velocidad del fluido en el punto 1

$V_2$  = Velocidad del fluido en el punto 2

$A_1$  = Sección de la tubería en el punto 1

$A_2$  = Sección de la tubería en el punto 2

## d.2.3. ECUACIÓN GENERALIZADA DE BERNOULLI

En un fluido real la viscosidad origina un rozamiento tanto del fluido con el contorno cuanto de las partículas de fluido entre sí, siendo así la ecuación de Bernoulli ideal no se cumple, pero se cumple el primer principio de la termodinámica, es decir, que además de



las tres clases de energías conocidas: de presión, velocidad y geodésica, aparece la energía de fricción; esta energía provoca tan solo una variación del estado térmico del fluido, además si, la corriente atraviesa una o varias máquinas que le suministran energías (bombas) experimenta un incremento de energía que expresada en forma de altura se denomina  $\sum H_b$ . Así mismo si la corriente atraviesa una o varias maquinas a las que sede energía (turbinas) experimenta un decremento de energía, que expresada en forma de altura se denomina  $-\sum H_t$ . Asi, la ecuación generalizada del circuito hidráulico en serie quedaría:

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \sum H_{r1-2} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (11)$$

Dónde:

$\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$  : Alturas de presión

$Z_1, Z_2$  : Alturas geodésicas

$\frac{V_1^2}{2g}, \frac{V_2^2}{2g}$  : Alturas de velocidad

$\sum H_{r1-2}$  : Suma de todas las perdidas hidráulicas entre 1 y 2

$\sum H_b$  : Suma de los incrementos de altura proporcionadas por las bombas instaladas entre 1 y 2

$\sum H_t$  : Suma de los incrementos de altura absorbida por las tuberías instaladas entre 1 y 2

#### **d.2.4. ALTURA PIEZOMETRICA (Hp)**

Esta altura conocida también como línea de cotas piezométricas o línea de cargas piezométricas, es igual a la suma de la altura geodésica (Z) más la altura de presión ( $P/\gamma$ ).

$$H_p = Z + \frac{P}{\gamma} \quad (12)$$

Dónde:



P = presión

Z = altura geodésica

$\gamma$  = peso específico

Esta línea representa el lugar geométrico de las alturas hasta las cuales podría acceder el líquido en los tubos verticales, que se conectaran a las diferentes aberturas piezométricas a lo largo del tubo.

#### **d.2.5. ALTURA TOTAL O DE CARGA (Ht)**

$$Ht = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

Son las líneas de cotas totales que unen todos los puntos, cuya ordenada es la energía disponible para cada punto a lo largo de la tubería. Por ello la línea de cargas totales se encuentra siempre a una distancia vertical de  $\frac{v^2}{2g}$  por encima de la línea de cotas piezométricas, donde:

V = velocidad del fluido

g = aceleración de la gravedad

#### **d.2.6. PÉRDIDAS HIDRÁULICAS**

##### **d.2.6.1. ECUACIÓN GENERAL DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS**

###### **d.2.6.1.1. Ecuación de Hazen-Williams**

El método de Hazen-Williams es válido solamente para el agua que fluye en las temperaturas ordinarias (de 5 a 25 °C). La fórmula es sencilla y su cálculo es simple debido a que el coeficiente de rugosidad “C” no es función de la velocidad ni del diámetro de la



tubería. Es útil en el cálculo de pérdidas de carga en tuberías para redes de distribución de diversos materiales, especialmente de fundición y acero.

$$h = 2,7673(10^{-6}) \frac{Q^{1,852}}{C_{HW}^{1,852} D^{4,871}} L \quad (14)$$

Dónde:

- h: Pérdida de carga o de energía [m]
- Q: Caudal [m<sup>3</sup>/hr]
- C: Coeficiente de rugosidad [adimensional]
- D: Diámetro interno de la tubería [m]
- L: Longitud de la tubería [m]

### d.2.7. PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN CONDUCTOS CERRADOS O TUBERÍAS

Además de las pérdidas de carga por rozamiento, se producen otro tipo de pérdidas que se originan en puntos singulares de las tuberías (cambios de dirección, codos, uniones, etc.) y que se deben a fenómenos de turbulencia. La suma de estas pérdidas de carga accidentales o localizadas más las pérdidas por rozamiento dan las pérdidas de carga totales.

$$H_f = k \frac{v^2}{2g} \quad \text{Pérdidas locales} \quad (15)$$

Salvo casos excepcionales, las pérdidas de carga localizadas sólo se pueden determinar de forma experimental, y puesto que son debidas a una disipación de energía motivada por las turbulencias, pueden expresarse en función de la altura cinética corregida mediante un coeficiente empírico (K):



$$ha = \Sigma k \frac{16 Q^2}{2 \pi^2 g D^4} \quad (16)$$

Dónde:

- k: Factor de pérdidas por accesorios [m]
- Q: Caudal [m<sup>3</sup>/hr]
- g: Aceleración de la gravedad [127137600 m/hr<sup>2</sup>]
- D: Diámetro interno de la tubería [m]

#### d.2.7.1. Tés

Son de dos tipos: de confluencia y de divergencia. Se calculan por separado las pérdidas de energía correspondientes al caudal lateral Q<sub>l</sub> y al caudal recto Q<sub>r</sub> (que no cambia de dirección), por las ecuaciones:

$$H_{rl} = \zeta_l \frac{v^2}{2g} \quad (17)$$

$$H_{rr} = \zeta_r \frac{v^2}{2g} \quad (18)$$

Y luego se suman ambas pérdidas.

Donde v: velocidad de la corriente total. (Evidentemente Q = Q<sub>l</sub> + Q<sub>r</sub>)

Las curvas de la figura 4, se refieren al caso en que los conductos tienen el mismo diámetro.

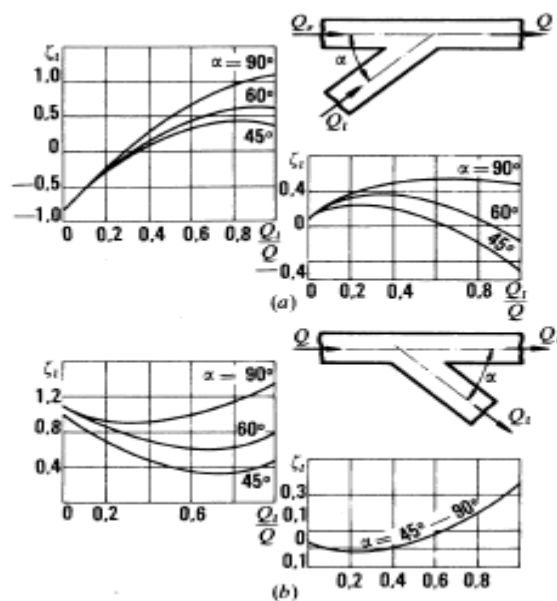


Figura 4.- Formas diversas de Tés con los valores correspondientes de  $\zeta$ .

La tabla 1, representa otros casos frecuentes. El coeficiente  $\zeta$  se tomará de esta tabla según sea el caso.

Tabla 1.- Otras formas de Tés y coeficientes  $\zeta$  para cada forma

Figura					
$\zeta$	0,5	1,0	1,5	3,0	0,05
Figura					
$\zeta$	0,1	0,15	2,0	3,0	

Fuente de Tabla 1.- MATAIX, C; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Cap. 11 pág. 240.

#### d.2.7.2. Codos

En el codo se originan dos tipos de pérdidas:

- Las producidas por la fuerza centrífuga que origina un flujo secundario que se superpone al flujo principal y que intensifica el rozamiento.





- Las producidas por la separación que se produce en las zonas en las que el codo obliga a disminuir la velocidad del líquido transportado a través del mismo.

Los coeficientes  $\zeta$  se tomará del **anexo 3**, en los que se aducen algunos ejemplos de sección rectangular por su uso frecuente en las conducciones de aire de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

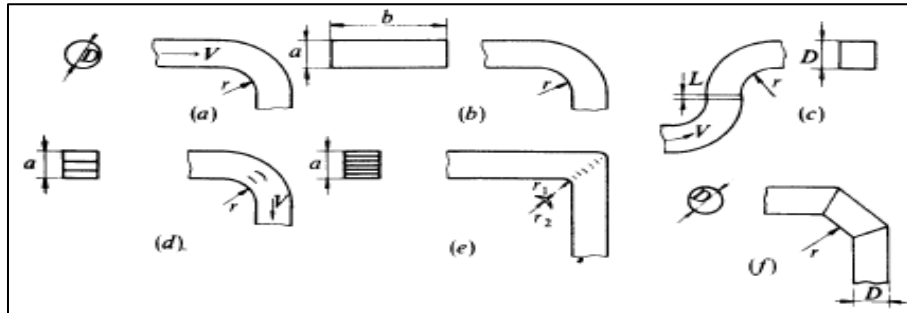


Figura 5.- Diferentes disposiciones y formas de codos según su utilidad.

### d.2.7.3. Válvulas

El coeficiente de pérdida  $\zeta$  de una válvula depende del tipo de la misma, del diseño dentro de cada tipo y del grado de apertura dentro de cada válvula.

Estos coeficientes están en función del ángulo  $\varphi$

Tabla 2.- Coeficientes  $\zeta$  para válvulas de macho.

$\varphi^0$	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	65	70	90
$\zeta$	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47	17,3	31,2	52,6	206	486	-	A

Fuente de Tabla 2.- MATAIX, C; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Cap. 11 pág. 243.



### **d.3. CAPÍTULO III: BREVES CONCEPTOS PARA LA INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA**

#### **d.3.1. RESUMEN HISTÓRICO DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS**

La Mecánica de Fluidos moderna nace con Prandtl, que en las primeras décadas del siglo pasado elaboró la síntesis entre la hidráulica práctica y la hidrodinámica teórica.

Cinco matemáticos geniales del siglo XVIII, Bernoulli, Clairaut, D' Alembert, Lagrange y Euler habían elaborado con el naciente cálculo diferencial e integral una síntesis hidrodinámica perfecta; pero no habían obtenido grandes resultados prácticos. Por otra parte el técnico hidráulico fue desarrollando multitud de fórmulas empíricas y experiencias en la resolución de los problemas que sus construcciones hidráulicas le presentaban, sin preocuparse de buscarles base teórica alguna. Excepcionalmente un científico, Reynolds, buscó y halló apoyo experimental a sus teorías, y un técnico, Froude, buscó base física a sus experimentos; pero Prandtl hizo síntesis de las investigaciones teóricas de los unos y de las experiencias de los otros (ver Tabla 1).

#### **d.3.2. OBJETO DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS**

En la formación del Ingeniero Electromecánico, además de las Matemáticas, instrumento imprescindible de trabajo y de la Física, base de la ingeniería, han de intervenir disciplinas fundamentales como: resistencias de los materiales, termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos.

*“La Mecánica de Fluidos es la parte de la mecánica que estudia las leyes del comportamiento de los fluidos en equilibrio, hidrostático, y en movimiento, hidrodinámica.”<sup>1</sup>*

---

<sup>1</sup> MATAIX, C., *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, Cap. I: Introducción a la Mecánica de Fluidos, Editorial del Castillo, Madrid-España, 1982, pág. 1.



### d.3.3. APLICACIÓN DE LA MECÁNICA DE FLUIDOS

La mecánica de fluidos estudia en un interés excepcional en la técnica y en un primer plano el agua y el aire; sin el estudio del el primero no existiría un estudio de la oceanografía, ingeniería naval, canalizaciones y conducciones hidráulicas, estructuras hidráulicas, aprovechamiento de la energía hidráulica, estaciones de bombeo, etc.; sin el estudio del segundo es imposible la aeronáutica, meteorología, refrigeración y aire acondicionado, control y transmisión neumática, aire comprimido, etc.

Tabla 3.- Cronología de Investigadores que aportaron al desarrollo de la hidráulica.

Nombre	Fecha	Aportación a la Hidráulica
<b>Arquimedes</b>	287-212 A.C.	Leyes de la Flotación.
<b>Leonardo Da Vinci</b>	1452-1519	Ecuación de continuidad, Estudios sobre configuraciones de flujos. Sugerencias de diseño de maquinas hidráulicas.
<b>Torricelli</b>	1608-1647	Salida por un orificio. Relación entre la altura y la presión atmosférica.
<b>Pascal</b>	1623-1662	Ley de Pascal, fundamental en las transmisiones y controles hidráulicos.
<b>Newton</b>	1642-1726	Ley de la viscosidad dinámica. Semejanza de modelos
<b>Bernoulli</b>	1700-1782	Teorema de Bernoulli.
<b>Euler</b>	1707-1783	El mayor genio matemático de la hidrodinámica. Ecuaciones diferenciales del movimiento del fluido perfecto. Formulación del teorema de Bernoulli. Teorema fundamental de las turbomáquinas.
<b>D' Alembert</b>	1717-1783	Ecuación diferencial de continuidad. Paradoja de D' Alembert
<b>Chézy</b>	1718-1798	Formula de Chézy de la velocidad media de la corriente en un canal. Semejanza de modelos en canales.
<b>Lagrange</b>	1736-1813	Función Potencial y Función de Corriente.
<b>Venturi</b>	1746-1822	Flujo de Embocaduras y Contracciones. Medidor de Venturi.
<b>Fourneyron</b>	1802-1867	Diseño Primera Turbina hidráulica Práctica.
<b>Poiseuille</b>	1799-1869	Resistencia en Tubos Capilares: Ecuación de Poiseuille.
<b>Weisbach</b>	1806-1871	Fórmula de Resistencia en Tuberías.
<b>Froude</b>	1810-1879	Ley de Semejanza de Froude
<b>Navier &amp; Stokes</b>	1785-1836 & 1819-1903	Ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes del movimiento de lo fluidos viscosos.
<b>Reynolds</b>	1842-1912	Distinción entre flujo Laminar y Turbulento. Número de Reynolds
<b>Bazin</b>	1829-1917	Estudios de Vertederos.
<b>Joukowski</b>	1847-1921	Estudio del Golpe de Ariete. Perfiles aerodinámicos de Joukowski.
<b>Lanchester</b>	1868-1945	Circulación causa de la sustentación. Torbellinos de herradura, causa del arrastre inducido.
<b>Prandtl</b>	1875-1953	Teoría de la Capa Límite. Fundador de la moderna mecánica de fluidos.

Fuente de Tabla 3.- MATAIX, C; Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Cap. 1 pág. 4.

#### d.3.3.1. MÁQUINAS DE FLUIDO

En las máquinas llamadas motoras se transforma la energía de un fluido en energía mecánica en el eje, para producir, por ejemplo, mediante un generador acoplado, energía



eléctrica. Así, en una central eléctrica, una turbina hidráulica transforma la energía de posición del agua en energía eléctrica, y en una central térmica una turbina de vapor, transforma también la energía del vapor producido en una caldera por la combustión de otro fluido (gas-oil, fuel-oil, gas natural) en energía eléctrica.

Las maquinas generadoras, por el contrario, absorben energía mecánica e incrementan la energía del fluido. A este grupo pertenecen las bombas, ventiladores y compresores.

#### **d.3.3.2. REDES DE DISTRIBUCIÓN**

La llegada de los fluidos a los puntos de consumo (agua y gas natural, a las viviendas; gasolina y gas-oil, a las estaciones de servicio; aire comprimido en talleres y fábricas, etc.) se hace por complicadas redes de distribución (redes de agua, oleoductos, gasoductos, etc.), que presentan múltiples problemas, en cuanto a la selección de diámetros de tuberías y distribución de presiones y caudales, que tiene que resolver la *Mecánica de Fluidos*.



## **d.4. CAPITULO IV: PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA RED HIDRÁULICA: EQUIPOS (BOMBAS), ACCESORIOS Y COMPLEMENTOS**

### **d.4.1. BOMBAS**

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

#### **d.4.1.1. Tipos y Características**

##### **d.4.1.1.1. Bombas Rotodinámicas**

La primera clasificación posible de las bombas es separarlas en el grupo de bombas de desplazamiento positivo y bombas rotodinámicas. Las primeras operan de forma volumétrica: desplazan un determinado volumen por unidad de tiempo, independientemente de la presión.

Son bombas de émbolos, paletas, engranajes, etc., utilizadas en oleohidráulica, donde se requieren unos caudales ínfimos con presiones muy elevadas. En este caso no estudiaremos este tipo de bombas.

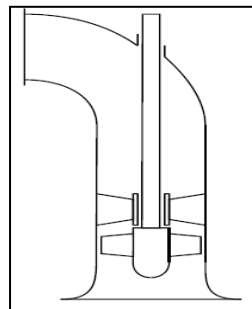
Las bombas rotodinámicas, en cambio, consiguen incrementar la energía del fluido a base de aumentar la energía cinética “por medio de la deflexión y el efecto centrífugo que provocan los álabes del rodete” recuperando esta energía posteriormente en forma de presión.

La principal forma de clasificación de las bombas rotodinámicas es separarlas en bombas axiales, mixtas y radiales, según la dirección de salida del flujo con respecto al eje. El nombre común para las radiales es *bombas centrífugas*, y así se denominarán en adelante, a pesar de que algunos autores utilizan este término para referirse a todo el conjunto de bombas rotodinámicas.

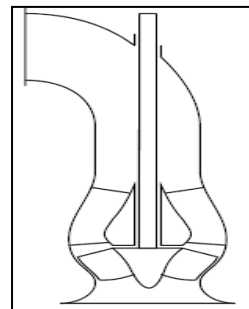
En la figura 6 podemos observar las bombas rotodinámicas de los tres tipos citados.

La utilización de bombas axiales está indicada cuando se necesitan grandes caudales con pequeñas alturas de elevación. Las centrífugas, cuando se necesitan grandes alturas y pequeños caudales. Las bombas mixtas constituyen un caso intermedio.

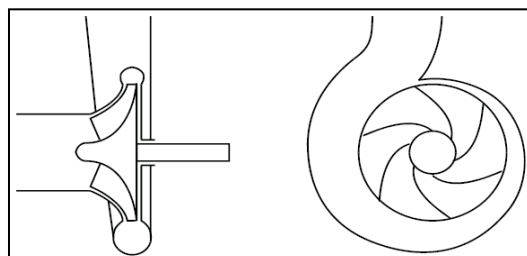
Hay otras muchas características que hacen a las bombas susceptibles de clasificaciones distintas, y así se pueden tener bombas de una o varias etapas, bombas de cámara partida, bombas auto aspirantes, bombas sumergibles, bombas horizontales o verticales, etc.



a. Bomba Axial



b. Bomba Mixta

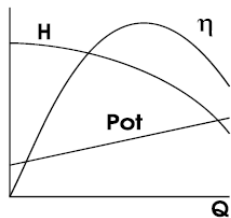


c. Bomba Centrífuga

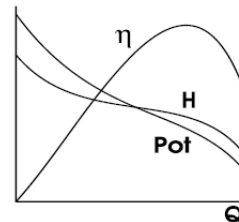
Figura 6.- Tipos de bombas rotodinámicas

#### d.4.1.1.2. Curvas Características

La altura de elevación de una bomba rotodinámicas (centrífuga) depende fundamentalmente del caudal que circula por ella, lo que quiere decir que va a estar definida por su acoplamiento con el sistema. Si se considera la bomba de forma aislada, la curva que representa la altura proporcionada por la bomba en función del caudal se llama curva característica.



a. Curva Característica de una Bomba Centrífuga



b. Curva Característica de un Bomba Axial

Figura 7.- Curvas características de bombas hidráulicas

En la figura 7, a y b, la pendiente de ambas curvas es negativa, lo que quiere decir que cuanto mayor sea la altura que el sistema exija, menor es el caudal que la bomba puede proporcionar.

Algunas bombas tienen curvas  $H-Q$  con pendiente positiva en la zona de caudales inferiores. Es conveniente alejarse de esas zonas porque se puede producir un funcionamiento inestable de la instalación.

La potencia requerida por la bomba también depende del caudal. Tiende a aumentar con él en las bombas centrífugas y a disminuir en las axiales.

La potencia hidráulica, es decir, la suministrada por la bomba al fluido, es:

$$Pot_H = \rho g Q H \quad (19)$$

Y el rendimiento de la bomba viene definido por:



$$\eta_E = \frac{\rho g Q H}{Pot_B} \quad (20)$$

Donde  $Pot_B$  es la potencia que consume la bomba.

El rendimiento es máximo en el punto llamado **de diseño** de la bomba, y disminuye tanto para caudales superiores como inferiores. Normalmente, tanto la potencia como el rendimiento se refieren únicamente a la bomba, sin tener en cuenta el motor que se utiliza para accionarla. Los valores máximos de rendimiento se encuentran entre el 85 y el 90%.

## d.4.2. CURVAS DE UN SISTEMA BOMBA-TUBERÍA

### d.4.2.1. Curvas De La Bomba

Las curvas de caudal ( $Q$ ) contra la altura piezométrica total y contra eficiencia son suministradas por los fabricantes de las bombas. La primera de éstas ( $Q$  vs.  $H_m$ ) se conoce como la curva de la bomba. En la Figura 8, se muestra la forma general de dichas curvas.

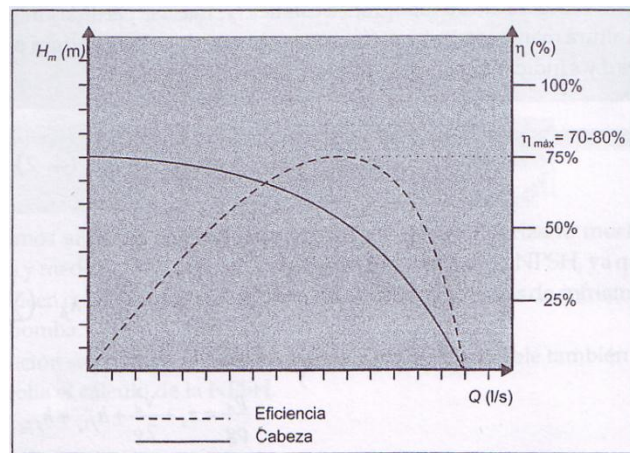


Figura 8.- Esquema de las curvas de la bomba y de eficiencia. Usualmente estas curvas se obtienen en el laboratorio.

Por lo general, la curva de caudal contra la altura piezométrica total ( $H_m$ ) (curva de la bomba) para una bomba centrífuga se puede expresar de la siguiente forma funcional, la cual permite simular, de manera simple, bombas dentro de sistemas complejos de tuberías,





tales como las redes de distribución de agua potable y las redes de riego localizado de alta frecuencia.

$$H_m = A Q^2 + B Q + C \quad (21)$$

Los coeficientes A, B y C pueden ser calculados tomando tres puntos (Q, Hm) de la curva del fabricante y resolviendo la Ecuación 21, para cada uno de ellos.

La potencia consumida por una bomba cuando está enviando un caudal Q (en m<sup>3</sup>/s) con una altura piezométrica Hm (metros), con una eficiencia conjunta bomba-motor  $\eta$  es:

$$P = \frac{1}{\eta} \rho Q g H_m \quad (22)$$

#### d.4.2.2. Curvas Del Sistema

Si se utiliza la Ecuación 23, o de conservación de energía (o ecuación de Bernoulli) para el sistema bomba-tubería, se obtiene:

$$H_m = H_T + \sum h_f + \sum h_m \quad (23)$$

$$H_m = H_T + \sum f_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v^2}{2g} + \sum k_{m_i} \frac{v^2}{2g} \quad (24)$$

Donde nuevamente se ha supuesto que las velocidades de succión y descarga son iguales:

$$V_s = V_d$$

Al factorizar la altura de velocidad se obtiene lo siguiente:

$$H_m = H_T + \left( \sum f_i \frac{l_i}{d_i} + \sum k_{m_i} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (25)$$

Finalmente, al reemplazar la velocidad por el caudal dividido por el área de la tubería se llega a:

$$H_m = H_T + \left( \sum f_i \frac{l_i}{d_i} + \sum k_{m_i} \right) \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (26)$$

La ecuación 26 indica que el caudal crece con la raíz cuadrada de **Hm**. La forma final de la ecuación depende de las características físicas de la tubería (longitud, accesorios, diámetro, rugosidad absoluta). Para construir la curva del sistema, el diseñador selecciona una serie de valores de Hm y en la Ecuación 26, obtiene los valores correspondientes de caudal. Las parejas de puntos se llevan a una gráfica de Hm vs. Q, la cual se conoce como la curva del sistema. Su forma general se muestra en la figura 9.

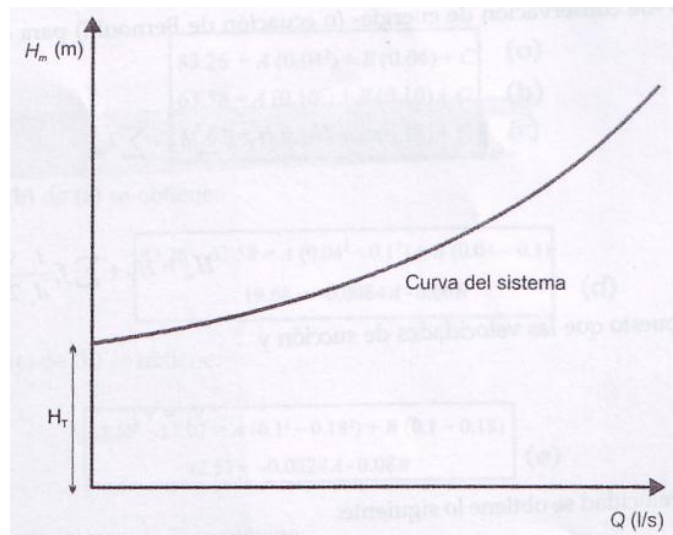


Figura 9.- Curva del sistema en un sistema bomba-tubería. Su forma depende de la geometría y del material de la tubería y de la altura topográfica que debe ser vencida por la bomba

#### d.4.3. PUNTO DE OPERACIÓN DE LA BOMBA

Una vez construidas las curvas de la bomba y del sistema es fácil encontrar el punto de operación de ésta; es decir, el caudal que está siendo enviado y la altura dinámica suministrada por la bomba. Dicho punto de operación es el corte de las dos curvas anteriores, tal como se muestra en la Figura 10:

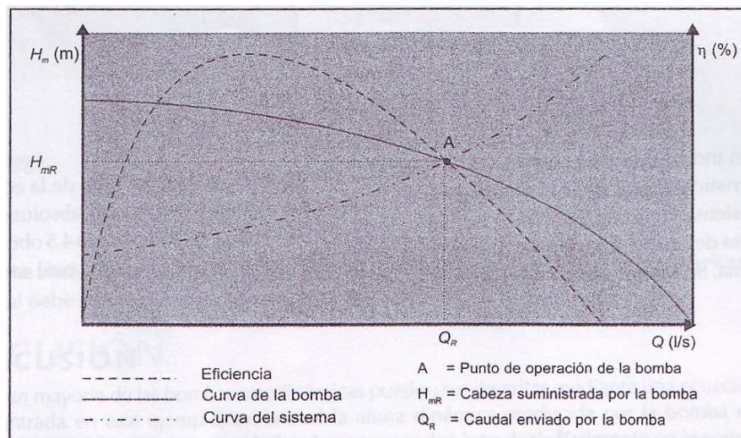


Figura 10.- Punto de operación de la bomba. Es el cruce entre las curvas de la bomba y del sistema en que ésta se encuentra operando.

#### d.4.4. LAS SEIS LEYES DE SEMEJANZA DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS

Las tres primeras leyes se refieren a la misma bomba ( $\frac{D_1}{D_2} = 1$ ; designamos con 1 y 2 a las dos bombas que en este caso son la misma, pero funcionando en condiciones distintas) y expresan la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

Deduciremos únicamente la primera ley, las demás se deducen de la misma manera, con lo que bastará indicar la fórmula que se puede utilizar en la deducción. Además nos podremos dar cuenta que podría utilizarse en la deducción, cualquier otra fórmula que ligue las magnitudes que nos interesan.

**Primera ley:** *Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones.*

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (27)$$

Para la deducción de esta ecuación utilizamos la fórmula:

$$Q = A\tau \quad (28)$$



Donde  $\tau$ , es el componente de la velocidad normal a cualquier sección **A** de la bomba.

Además cualquier velocidad será proporcional a  $\omega$ , supuesto que  $u$  (velocidad circunferencial) es un proporcional a  $\omega$  también. En efecto,  $u = \frac{\pi D}{60} \omega = C\omega$  ( $C=cte$ ). Ahora bien, en condiciones de igual rendimiento, sobre todo de óptimo rendimiento, los triángulos de velocidad han de ser semejantes, lo que exige que todas las velocidades sean proporcionales a  $\omega$ .

Así podemos deducir la primera ley de la siguiente manera: el caudal es proporcional a una sección y a una velocidad; la sección no varía, al no variar el tamaño de la bomba; luego el caudal es proporcional a la velocidad. Por otra parte todas las velocidades son proporcionales al número de revoluciones; luego los caudales son directamente proporcionales al número de revoluciones.

**Segunda ley:** *Las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones.*

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \quad (29)$$

Para la deducción de esta fórmula tenemos que:

$$H = \eta_h H_u = \eta_h \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad (30)$$

Por otra parte:

Tenemos que  $\eta_{1h} = \eta_{2h}$ , además,  $\tau = C\omega$ .

**Tercera ley:** *las potencias útiles son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones.*

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^3 \quad (31)$$

Para su deducción tenemos que:



$$P = Q\rho gH \quad (32)$$

Las tres siguientes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto, y expresan la variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

**Cuarta ley:** los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (33)$$

La deducción es análoga de la primera ley.

**Quinta ley:** Las alturas útiles son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (34)$$

Su deducción es análoga de la segunda ley.

**Sexta ley:** las potencias útiles son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad (35)$$

La deducción de esta ecuación es análoga de la tercera ley.

Estas leyes pueden ser analizadas de dos en dos, Haciendo que varíe primero el diámetro y luego el número de revoluciones, de manera que tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (36)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (37)$$



$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad (38)$$

Eliminemos ahora  $\frac{D_1}{D_2}$  entre las ecuaciones 36 y 37, despejando en la ecuación de alturas tendremos que:

$$\frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (39)$$

Introduciendo este valor en la ecuación de potencia, tenemos:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{\frac{5}{2}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \quad (40)$$

Agrupando en el primer miembro los términos de subíndice 1 y en el segundo miembro los términos con 2, se tiene:

$$\omega_1^2 P_1 H_1^{-\frac{5}{2}} = \omega_2^2 P_2 H_2^{-\frac{5}{2}} \quad (41)$$

Y extrayendo la raíz cuadrada a ambos miembros, tenemos:

$$\omega_1 P_1^{\frac{1}{2}} H_1^{-\frac{5}{4}} = \omega_2 P_2^{\frac{1}{2}} H_2^{-\frac{5}{4}} \quad (42)$$

Al haber deducido esta ecuación por eliminación de la relación de diámetros queda determinada que el producto de  $\omega P^{\frac{1}{2}} H$  es idéntico para todas las bombas geoméricamente semejantes. Este producto se llama **NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES**.

$$\omega_S = \omega P^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}} \quad (43)$$

De lo expuesto se deduce que todas las bombas geoméricamente semejantes tienen el mismo número específico de revoluciones.



#### **d.4.5. CONDICIONES DE SUCCIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS**

La mayor parte de los problemas con las bombas centrífugas ocurren en el lado de succión. Por ello, es indispensable entender la forma de relacionar la capacidad de succión de la bomba con las características de succión del sistema en que funcionará. Para la selección de bombas en general, debe considerarse que la determinación de la altura manométrica de succión también depende de los siguientes factores:

- Altitud del lugar de instalación de la bomba.
- Temperatura de líquido.
- Gravedad específica del líquido.

Estos factores y otros que también son importantes como lo son: la altura estática de succión y las características de la línea de succión (diámetro, extensión, accesorios, etc.), intervienen en la determinación del NPSH, el cual limita las condiciones de la línea de succión de la siguiente manera: el NPSH (cabeza de succión neta positiva) puede ser definido como la presión estática a que debe ser sometido un líquido, para que pueda fluir por sí mismo a través de las tuberías de succión y llegar a inundar los alabes en el orificio de entrada del impulsor de una bomba. La presión en cualquier punto del sistema de bombeo deberá ser mayor a la presión de vapor del líquido bombeado, para evitar la ocurrencia del fenómeno de cavitación en la tubería de succión o en los alabes del impulsor de la bomba. Cuando se bombean líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor. El punto más crítico es la entrada del impulsor, donde ocurre la presión más baja. Por tanto, si mantuviéramos la presión en la entrada del impulsor superior a la presión de vapor, no tendríamos vaporización en la entrada de la bomba y evitaremos así, el fenómeno de cavitación. El fin práctico, por tanto, del NPSH es



imponer limitaciones a las condiciones de succión, de modo a mantener la presión en la entrada del impulsor de la bomba sobre la presión de vapor del líquido bombeado.

#### d.4.5.1. Limitación De La Altura Se Succión De Una Bomba Centrifuga

Entre los factores más importantes que afectan la buena operación o funcionamiento de una bomba centrífuga, están las condiciones existentes en la succión. Alturas de succión exageradas, por regla general, reduce la capacidad de funcionamiento y la eficiencia de la bomba centrífuga y puede originar serio problemas o dificultades debido a la presencia del fenómeno de cavitación.

Por mucho tiempo se consideró y se sigue considerando que 4.6 metros al nivel del mar, manejando agua limpia a 15.6° c es la altura máxima de succión conveniente para un buen funcionamiento de la bomba centrífuga, sin embargo en la actualidad se dice que una bomba centrífuga es capaz de trabajar correctamente con alturas de succión mayores a 4.6 metros si tales alturas han sido fijadas convenientemente.

Por el hecho de considerar de tanta importancia los límites de succión es porque los fabricantes de bombas centrífugas construyen curvas límites de altura de succión para cada bomba en particular, deduciendo estas en forma experimental.

La razón para tanto interés en limitar la altura de succión es la influencia tan decisiva que tiene esta, tanto en el gasto elevado como en la eficiencia de la bomba, tal como se ha comprobado por la experiencia y cuyos resultados han sido consignados en la tabla 4.

Tabla 4.- Alturas de succión en relación al caudal.

Altura de succión	Gasto (Lts/seg)	Eficiencia mecánica (%)
4,6	44,3	77
5,5	43,2	76
6,4	33,1	66
7,3	24,3	65
8,25	15,8	49

Fuente de Tabla 4.- NN

Estos datos nos indican, sin lugar a duda, la gran reducción tanto en el gasto como en la eficiencia mecánica que da una bomba centrífuga a medida de que se aumenta la altura de





succión y enfatiza la necesidad de tener la altura de succión correcta, si se desea obtener el gasto necesario y la mayor eficiencia posible.

Pero no solo la eficiencia de la bomba se ve afectada, sino también la estructura física de la bomba se ve perjudicada debido a la cavitación.

#### **d.4.5.2 Presión De Vapor**

Es la presión a la cual un fluido empieza a ebulir a una temperatura dada. A cada temperatura le corresponde una presión de vapor (también llamada presión de saturación, **Psat**) y viceversa.

Al aumentar la temperatura de un líquido la presión de saturación también aumenta, de esto se deduce que un líquido caliente ebulle a una presión más alta que el líquido frío (del mismo modo que se ocupa mayor temperatura para vaporizar un fluido a mayor presión, principio utilizado en las ollas de presión).

Desde otro punto de vista, si se comenzara a reducir la presión que actúa sobre un fluido caliente se encontraría que empieza a ebulir antes que el mismo líquido a menor temperatura. En la entrada a una bomba la presión del fluido debe disminuir (succión) para poder mantener el flujo del fluido pero se debe tener cuidado de que en todo momento se mantenga por encima de la presión de vapor del mismo. Si se permite que la presión del líquido descienda por debajo de la presión de saturación se forman burbujas en la corriente del fluido que posteriormente colapsan al alcanzar las zonas de mayor presión de la bomba causando vibración y picaduras en el impulsor. Este es el fenómeno de la cavitación.

#### **d.4.6 LA CAVITACIÓN EN BOMBAS**

Es el fenómeno provocado cuando el líquido bombeado se vaporiza dentro del tubo de succión o de la bomba misma, debido a que la presión de ella se reduce hasta ser menor que la presión absoluta de saturación del vapor de líquido a la temperatura de bombeo.

El fenómeno de la cavitación es un proceso progresivo de varias etapas como se aprecia en la figura 11:

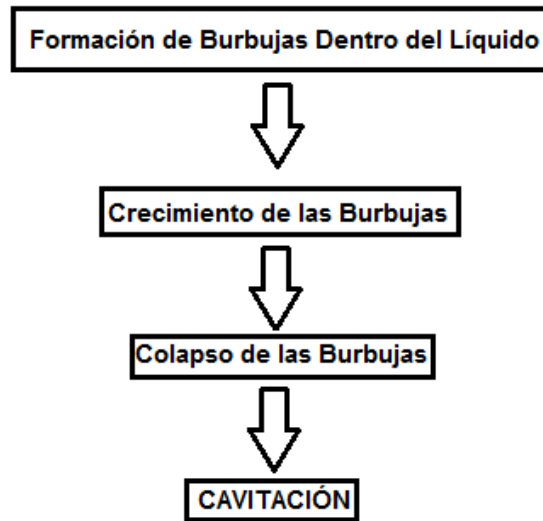


Figura 11.- Etapas de la cavitación.

#### d.4.7. NPSH

En la práctica la cavitación se evita garantizando que **el NPSH requerido por la bomba sea MENOR al NPSH disponible en el sistema.**

El **NPSH requerido** es un parámetro de la bomba y lo debe dar el fabricante. Se puede interpretar como la succión que produce la bomba para poder manejar el caudal y la cabeza para las cuales fue seleccionada. El fabricante define las limitaciones de succión de una bomba mediante la curva del NPSH requerido por la misma, para varios valores de caudal. El NPSH requerido depende exclusivamente del diseño interno particular de cada bomba y varía mucho con el caudal y la velocidad de la bomba. Varía también entre bombas distintas de un mismo fabricante y con mayor razón entre las de distintos fabricantes. Actualmente, toda curva característica de una bomba incluye la curva de NPSH requerido en función del caudal. Esta curva describe la magnitud de la presión total, que debe existir como mínimo en la entrada de la bomba para evitar la cavitación o en otras palabras permite calcular las alturas máximas de succión de la bomba para cada valor de caudal.



El **NPSH disponible** es un parámetro del sistema y debe calcularse. Nos dice que tanta succión se puede tolerar antes que la presión alcance el valor de **P sat**. De ahí el requerimiento:

**El NPSH requerido < El NPSH disponible**

Se calcula de la siguiente manera:

$$NPSH_{disponible} = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vap} \quad (44)$$

El **NPSH disponible** es la presión abastecida por el sistema hidráulico externo a la bomba y depende exclusivamente de las características hidráulicas de la red externa de succión conectada a la bomba. Para que la instalación opere satisfactoriamente, sin fallas hidráulicas ni mecánicas, el **NPSH disponible** en el sistema deberá ser mayor por lo menos en 0.50 metros al **NPSH requerido** por la bomba.

El **NPSH disponible** se calculará de la siguiente manera:

$$NPSH_d = \frac{\pm P + P_a - P_v}{G.E} \pm h_s - \sum h_{f_s} \quad (45)$$

Dónde:

- **P** = Presión externa en el tanque o pozo de succión, en los casos de tanques abiertos a la atmósfera,  $P=0$ .
- **P<sub>a</sub>** = Presión atmosférica.
- **P<sub>v</sub>** = Presión de vapor del líquido bombeado, a la temperatura de bombeo.
- **H<sub>s</sub>** = Altura estática de succión: positiva cuando el nivel del tanque de succión esté sobre la línea de eje de la bomba y negativa cuando esté debajo.
- **Σh<sub>f</sub>** = Sumatoria de todas las pérdidas de carga en la línea de succión.
- **G.E** = Gravedad específica del líquido bombeado.

Definiendo los elementos que intervienen en el cálculo del NPSH tenemos:

- **h<sub>sp</sub>**: Cabeza de presión estática aplicada al fluido expresado en metros de altura de columna del fluido.



- **hs**: Diferencia de elevación entre el nivel del fluido en el depósito o pileta y la entrada a la bomba. Positivo cuando la bomba está por debajo del depósito (preferido) y negativa cuando está por encima del mismo.
- **hf**: Pérdida por fricción en la tubería de succión expresada en metros.
- **Hvap**: Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo expresada en metros de altura de columna del fluido. A medida que se aumenta el caudal del sistema las pérdidas de presión en la succión aumentan de manera que cada vez se reduce más el **NPSH disponible**. Del mismo modo al aumentar el caudal el **NPSH requerido** por la bomba aumenta como se muestra en la figura 12:

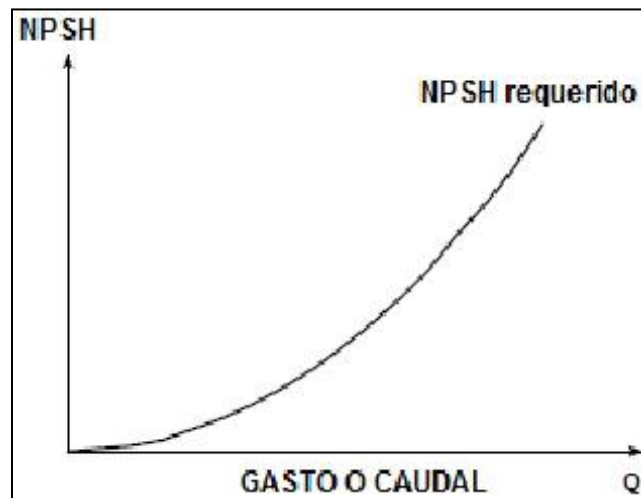


Figura 12.- Aumento del NPSHr por aumento de caudal

#### d.4.7.1 Recomendaciones Para Mejorar El NPSHd

Con la finalidad de mejorar el NPSHd dentro de un sistema hidráulico es necesario tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Es siempre conveniente reducir la longitud de la línea de succión lo más posible acercando la bomba al depósito.
- También se debe cuidar que el diámetro de dicha línea nunca sea más pequeño que la conexión de succión de la bomba.
- Los accesorios en la tubería de succión como los codos, neoplos y reducciones deben de instalarse de tal manera de que no permitan la inclusión de burbujas de aire que luego generen la cavitación en las bombas.



- Es posible usar diámetros mayores utilizando una reducción excéntrica en la entrada a la bomba.
- Se debe minimizar la cantidad de accesorios en la línea de succión y evitar codos en el plano horizontal.
- Siempre que sea posible es mejor que la bomba se encuentre por debajo del depósito de fluido ya que esto contribuye positivamente al NPSH disponible (el término  $h_s$  en la ecuación es positivo) y la succión sería positiva.
- De preferencia usar las válvulas de compuerta, ya que estas generan menor pérdida de presión que las válvulas de globo cuando se encuentran completamente abiertas.
- Las velocidades en la línea de succión se recomiendan en el rango de 0.5 a 1.5 m/s por lo que se debe dimensionar la tubería con esto en mente.

Todo lo expuesto tiene por objetivo minimizar las pérdidas en la succión aumentando con ello el NPSH disponible en el sistema.



## **d.5. CAPITULO V: INSTALACIONES DE BOMBEO**

### **D.5.1. DIAGRAMA DE TRANSFORMACIÓN DE ENERGÍA EN UN SISTEMA DE BOMBEO**

Se denomina **Sistema de Bombeo** al conjunto formado por la bomba y por las conducciones y depósitos situados aguas abajo y aguas arriba de aquella; se reserva el nombre de **Instalación de Bombeo** precisamente a esta segunda parte.

Un sistema de bombeo convencional consta fundamentalmente de depósito de aspiración, tubería de aspiración, bomba, tubería de impulsión y depósito superior a donde se conduce el líquido.

El diagrama de transformación de energía es un método por el cual se representan las sucesivas transformaciones hidráulicas que se verifican en el sistema; el diagrama que a continuación se explica utiliza el método de las franjas verticales, donde cada elemento del sistema de bombeo queda representado por una franja vertical. La bomba es una turbo bomba, representada por sus dos elementos principales: rodete y sistema difusor. Las energías que se contemplan son evidentemente las energías de posición, presión y velocidad.

Se adopta como plano de referencia de cotas el que pasa por la lámina superior del depósito de aspiración, que se considera abierto y por tanto en contacto con la atmósfera. Las presiones se refieren a la atmósfera local, es decir se adoptan presiones manométricas.

En primer lugar se estudia la energía de posición, que viene representada en la figura d.4.8 por la ordenada existente entre el plano de referencia y la línea de trazos. Esta energía es nula en el depósito de aspiración; en la tubería de aspiración aumenta hasta alcanzar la cota de la bomba, que se supone constante en rodete y sistema difusor; por último crece en la tubería de impulsión hasta alcanzar la cota del depósito superior.

La ordenada entre el plano de referencia y la línea de punto y raya, representa la suma de las energías de posición y de presión, es decir la energía piezométrica; por lo tanto, la energía de presión será la ordenada entre la línea de trazos y la de punto y raya. Por lo tanto cuando la línea de punto y raya se encuentra por encima de la de trazos la presión es positiva, y si es a la inversa, negativa. En el depósito de aspiración, al estar éste en contacto con la atmósfera, ambas líneas son coincidentes.

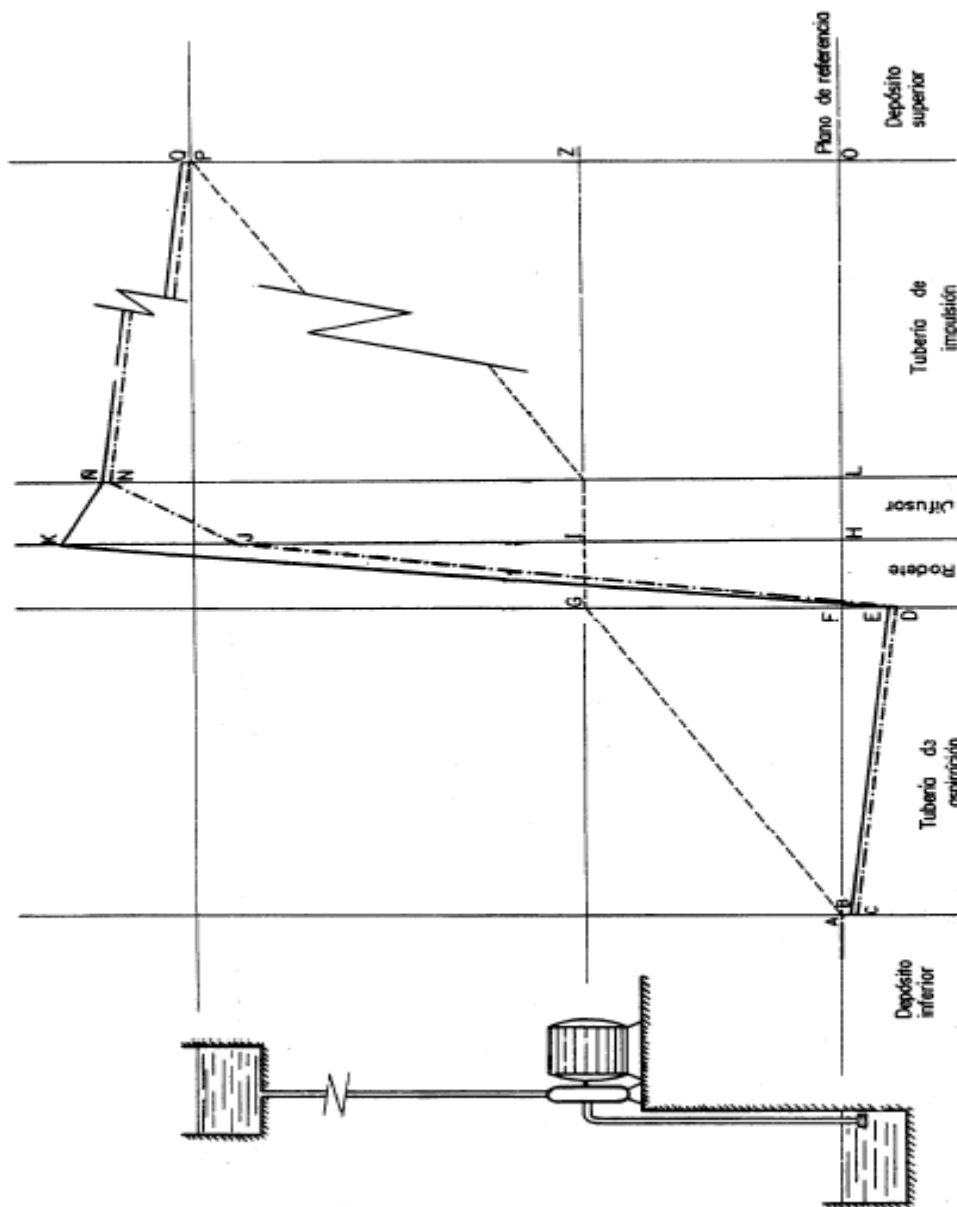


Figura 13.- Diagrama de transformación de energía en un sistema de bombeo



En el momento en que el líquido entra en la tubería de aspiración ocurren dos hechos:

- Se crea una energía de velocidad.
- Se produce una pérdida de carga por estrechamiento brusco y en la válvula de pie, que se dispone en ese punto. La válvula de pie es una pieza especial compuesta de una válvula anti retorno y un filtro; la primera impide el retroceso del líquido, y el segundo denominado alcachofa o cebolleta, dificulta la entrada de cuerpos extraños en la tubería de aspiración.

Ambos sucesos se pueden producir gracias a la existencia de una energía de presión, ya que el líquido todavía no ha recibido ninguna energía, es decir se produce una transformación de energía de presión en velocidad y en calor, motivado por la pérdida de carga. Por tal causa se engendra una depresión. En la tubería de aspiración:

- Aumenta la energía de posición
- Se producen pérdidas de energía en la tubería y en las piezas especiales existentes, lo cual se puede conseguir y vencer igualmente gracias a la energía de presión, pues el líquido sigue sin recibir ninguna clase de energía, con lo que la depresión habrá aumentado.

En el momento en que el líquido entra en el rodete recibe una energía, pues éste es el órgano donde se transforma la energía mecánica en hidráulica. Gracias a ello la presión pasa de negativa a positiva y se aumenta la energía de velocidad del líquido. En el sistema difusor aumenta la energía de presión, a costa de la energía de velocidad, saliendo el líquido de la bomba con una determinada energía de presión y una moderada energía cinética.

Por último, en la tubería de impulsión la energía de presión se convierte en energía de posición y se vencen las pérdidas de carga producidas en la conducción. La energía de presión se hace nula en el momento en que el líquido alcanza el depósito superior.

La ordenada entre el plano de referencia y la línea de trazo continuo, representa la energía total, es decir la suma de las energías de posición, presión y velocidad. La ordenada entre la





línea de punto y raya y la de trazo continuo corresponde a la energía cinética. En el depósito de aspiración, al ser la velocidad nula, ambas líneas coincidirán.

En el momento, en que el líquido entra en el depósito de aspiración, se genera una energía de velocidad, a costa de la energía de presión, como ya se ha indicado.

En toda la tubería de aspiración, la energía de velocidad permanece constante al tener, generalmente, la misma sección en toda ella.

En el rodete la velocidad aumenta, convirtiéndose parte de ésta en energía de presión en el sistema, lógicamente con las consiguientes pérdidas que conlleva toda transformación energética. En la tubería de impulsión la energía cinética permanece constante en toda su longitud si no se modifica el diámetro, perdiéndose cuando llega el líquido al depósito superior.

Una vez explicado el diagrama, se indica a continuación el significado de cada ordenada; sin embargo hay que resaltar, que el gráfico de la figura es cualitativo, no estando las ordenadas representadas rigurosamente a escala. Así se tiene:

- **AC** representa la depresión en la entrada de la tubería de aspiración, siendo equivalente a la suma de la energía cinética en la tubería de aspiración más las pérdidas de carga en la válvula de pie.
- **BC** es la energía cinética en la tubería de aspiración, constante a lo largo de ella.  $BC = ED$ .
- **AB** indica pérdida de carga en la válvula de pie.
- **GD** señala la depresión en la entrada de la bomba, suma de la energía de posición en ese punto más la pérdida de carga en toda la tubería de aspiración.
- **FE** representa la energía total negativa que existe a la entrada de la bomba. Puede ser negativa, debido a que el origen de las presiones consideradas es la atmosférica local.



### d.5.2. ALTURAS MANOMÉTRICAS DE LA INSTALACIÓN Y DE LA BOMBA

Se denomina Altura manométrica de la instalación a la energía necesaria para transportar un determinado caudal de líquido desde el depósito inferior al superior, es decir será la diferencia de energías entre ambos depósitos más la pérdida de carga en las tuberías de aspiración e impulsión.

Por otra parte Altura manométrica de la bomba es la energía útil que la bomba le comunica al líquido, es decir será la diferencia de energías totales que tiene el líquido entre la salida y la entrada de la bomba para un determinado caudal.

Como puede apreciarse ambas alturas manométricas, la de la instalación y la de la bomba, corresponden a conceptos totalmente diferentes, que conducen a expresiones matemáticas distintas. Es decir, que aunque ambos conceptos son diferentes cuando una bomba trabaja en una determinada instalación las alturas manométricas de ambos tienen el mismo valor numérico.

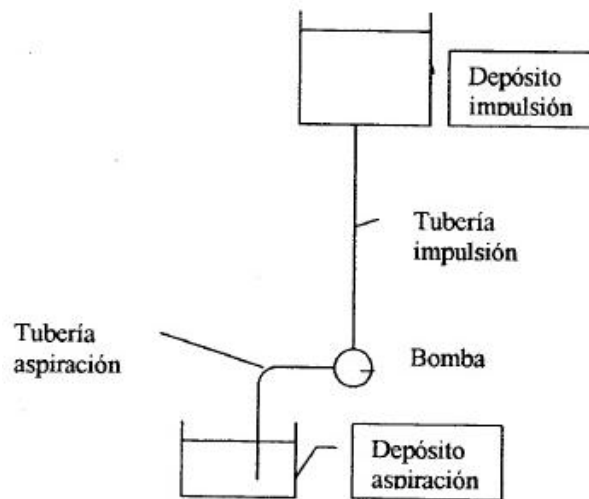


Figura 14.- Instalación de bombeo



### d.5.3. SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para seleccionar la bomba más idónea con el fin de atender al servicio es preciso conocer en primer término la instalación donde ha de funcionar y el caudal que se requiere. En la mayoría de los casos la altura piezométrica no es constante sino que oscila entre determinados valores y en ocasiones el caudal deseado puede ser igualmente variable. Estas circunstancias evidentemente habrán de considerarse en el momento de seleccionar la bomba; es usual considerar como hipótesis de cálculo unos valores medios para la altura piezométrica y el caudal.

- Primeramente habrá de seleccionarse el tipo de bomba que se adapte mejor al servicio, lo cual depende de las características del líquido a elevar y del tipo y circunstancias de la instalación.
- Trazada la curva característica de la instalación y conocido el caudal deseado se puede saber el punto en que se desea trabajar.
- La bomba seleccionada trabajando en la instalación prevista no proporcionará indudablemente el punto deseado sino otro que será el que corresponde a la intersección de las curvas características de bomba e instalación.
- Para conocer dicho punto deberán dibujarse las dos curvas en el mismo gráfico, bien en el de la bomba o en el de la instalación, mejor en el de esta última.
- Hay que resaltar aquí que en el momento de seleccionar una bomba no se puede conseguir que su curva característica pase exactamente por el punto deseado, ni que el punto de funcionamiento resultante sea el óptimo de la bomba; sin embargo, habrá que intentar conseguir en lo posible que el rendimiento del punto de trabajo, no se aleje mucho del correspondiente al punto nominal de la bomba.

### d.5.4. VARIACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

#### d.5.4.1. Por Modificación de la Curva Característica de Instalación (Hmi)

Si en una determinada instalación variara la diferencia de cotas y/o la diferencia de presiones entre los depósitos superior e inferior, quedando el resto invariable, la curva característica de la instalación se desplazaría paralelamente a sí misma, como indica la figura 15, modificándose el punto de funcionamiento al trabajar con la misma bomba.

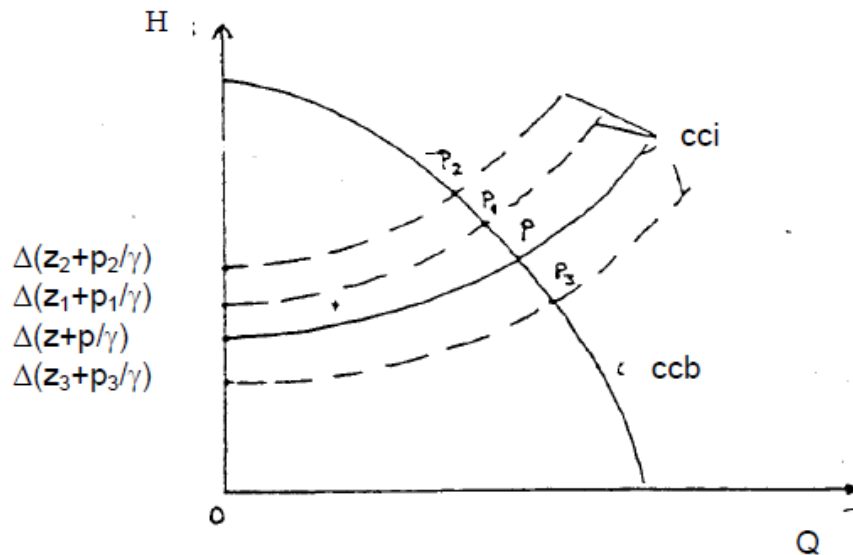


Figura 15.- Variación de la cci

Por último, si se cerrara poco a poco una válvula situada en la instalación, dejando el resto igual, aumentarían las pérdidas de carga, y su curva característica se iría cerrando en abanico, tal como se indica en la figura 16. El punto de funcionamiento se irá modificando, produciendo un caudal cada vez menor, hasta llegar a ser nulo, cuando la válvula estuviera totalmente cerrada. En este caso la curva característica de la instalación sería el eje de ordenadas. En realidad la curva característica de la instalación tiene una segunda rama para caudal negativo; no obstante en la mayoría de las instalaciones no existe, al disponer de una válvula anti retorno que impide los caudales inferiores a cero.

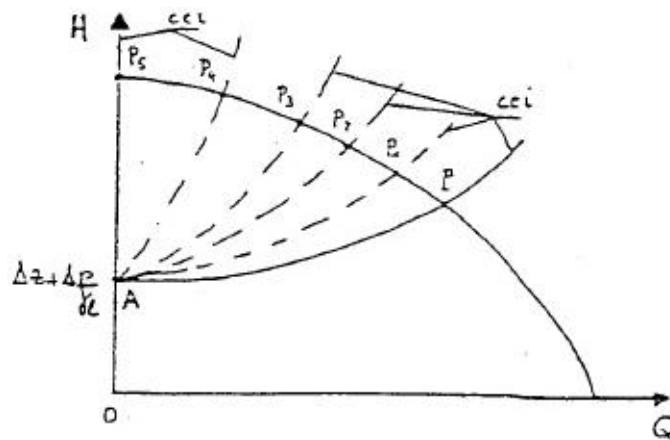


Figura 16.- Cc de la instalación al variar la abertura de la válvula

En tal caso la curva característica completa de la instalación está formada por la rama del primer cuadrante y el eje de ordenadas hasta el punto A como se muestra en la figura 17:

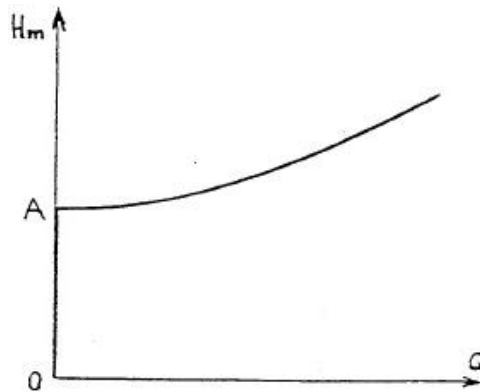


Figura 17.- Cc completa de la instalación en el primer cuadrante

La curva característica completa de la instalación teniendo en cuenta los caudales negativos sería la indicada en la figura que a continuación presentamos. En este caso la altura manométrica de la instalación vale  $H_{mi} = (B1-B2) + hf$ , resultando que el primer factor es negativo y el segundo positivo.

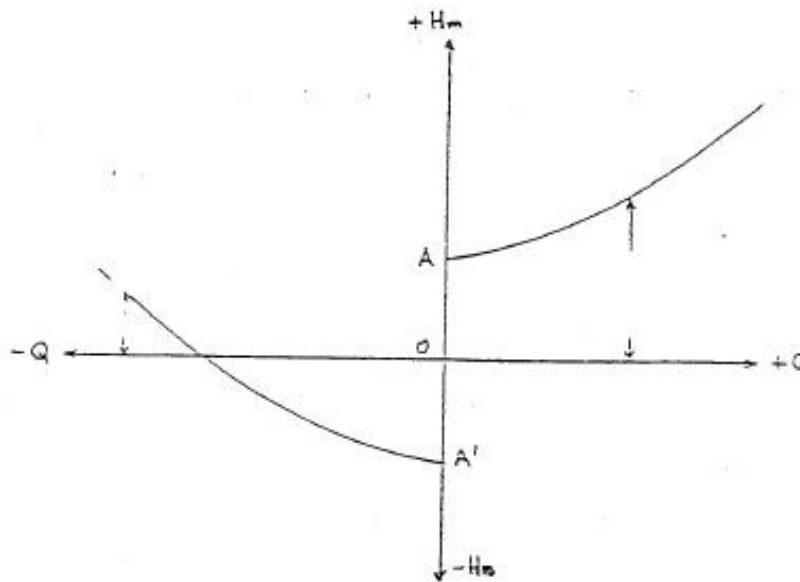


Figura 18.- Cc completa de la instalación

#### **d.5.4.2. Por Modificación de la Curva Característica de la Bomba (Hmb)**

Otra forma de modificar el punto de funcionamiento de una instalación de bombeo es actuar sobre la bomba dejando inalterable la instalación, con lo que se consigue modificar la curva característica de aquella. Existen varios procedimientos para actuar sobre la bomba, de entre ellos destacan la variación de su velocidad de giro y el torneado de su rodete.

##### **d.5.4.2.1. Variación de la Velocidad de giro**

Al variar la velocidad de giro de una bomba se modifican sus curvas características y por lo tanto la que relaciona la altura manométrica con el caudal, con lo que se consigue que al trabajar en una determinada instalación proporcione caudales variables. El trazado de las curvas características de una bomba cuando gira a un determinado régimen a partir de las curvas de la bomba cuando trabaja con otro número de revoluciones se resuelve mediante la homología ya explicada.

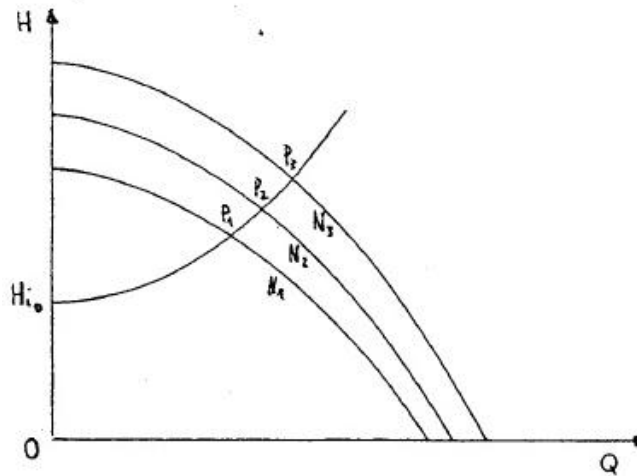


Figura 19.- CC variando la velocidad de giro de la bomba.

Es decir lo que se trata es de hallar la relación entre un punto de la curva característica cuando gira a **N1rpm** de la misma bomba cuando funciona a **N2rpm** teniendo el mismo rendimiento, es decir siendo homólogos.

Para el caso concreto de la curva altura - caudal se igualan los parámetros manométrico y de caudal:

$$\mu_R = \frac{gH}{N^2 D^2} \tag{46}$$

$$\delta_R = \frac{Q}{ND^3} \tag{47}$$

Que al permanecer invariables la gravedad y el diámetro se verifica:

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2} = L = \frac{H}{N^2} = ctte \tag{48}$$

$$\frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} = L = \frac{Q}{N} = ctte \tag{49}$$

Lo cual subraya que en puntos de igual rendimiento las alturas manométricas son proporcionales al cuadrado de la velocidad de giro y el caudal lo es a su primera potencia.

Dividiendo la primera expresión por el cuadrado de la segunda, con el fin de eliminar N, se tiene:



$$\frac{\frac{H}{N^2}}{\frac{Q^2}{N^2}} = \frac{H}{Q^2} = cte \quad (50)$$

Es decir, que los puntos de igual rendimiento verifican que:

$$H = kQ^2 \quad (51)$$

Y que por lo tanto están situados en una parábola que pasa por el origen.

Conocido lo anterior es fácil trazar la curva característica de una bomba girando a **N2 rpm** a partir de la correspondiente curva trabajando a **N1 rpm**, se tiene:

$$H_2 = H_1 \frac{N_2^2}{N_1^2} \quad (52)$$

$$Q_2 = Q_1 \frac{N_2}{N_1} \quad (53)$$

Con lo cual pueden calcularse los puntos  $A_2, B_2, C_2$ , conocidos previamente  $A_1, B_1, C_1$ , y trazarse la curva deseada.

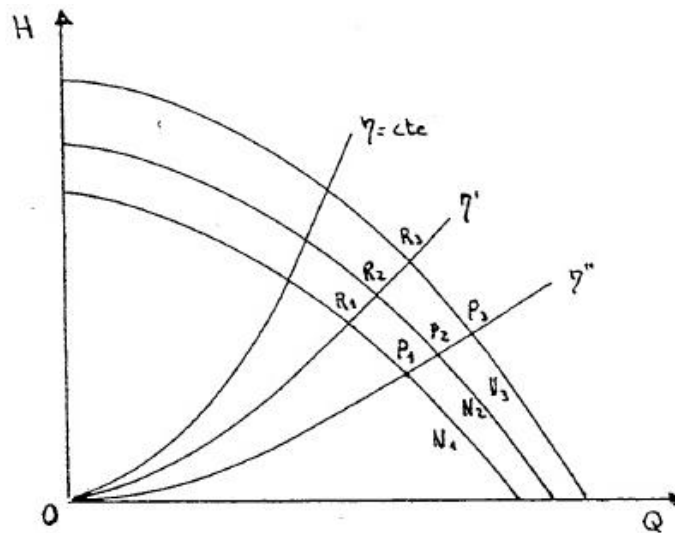


Figura 20.- Curvas de igual rendimiento al variar la velocidad de giro.



#### d.5.4.2.2. Torneado del Rodete

Otro recurso para modificar la curva característica de una bomba, y por tanto el punto de funcionamiento en una determinada instalación, es torneando el rodete, es decir disminuyendo su diámetro exterior, sin alterar ninguna otra característica de la máquina y manteniéndose la misma carcasa que constituye el sistema difusor

Normalmente el ángulo  $\beta$  formado entre la velocidad relativa y el sentido negativo de la de arrastre, va modificándose desde la entrada a la salida del rodete. Sin embargo los impulsores de las bombas se construyen en bastantes ocasiones de tal manera que en su parte exterior se conserve constante dicho ángulo, lo que equivale a decir que en esa zona el rodete forma una espiral logarítmica. La construcción así de los rodetes, permite su torneado sin variar el ángulo de salida  $\beta_2$ .

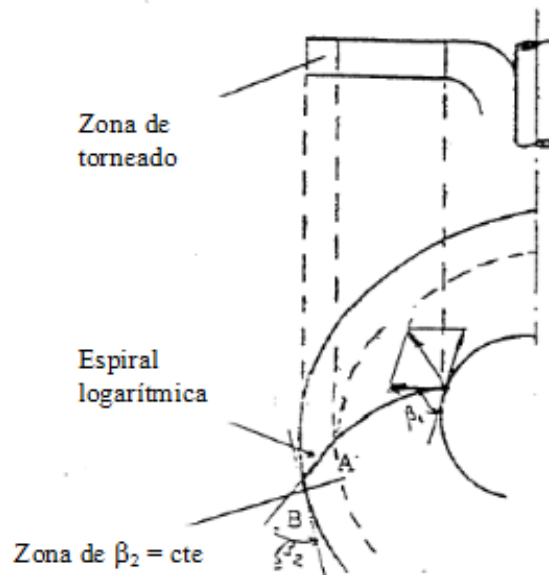


Figura 21.- Torneado del rodete.

El proyecto de norma internacional ISO/DIS 9906 que presenta el código de ensayos para las pruebas de recepción de las turbo bombas, prescribe que para aquellos casos en que el torneado no pase del 5% y la velocidad específica adimensional no sobrepase el valor de



0,24; el caudal y la altura manométrica se modifican atendiendo a las expresiones siguientes:

$$\frac{Q_t}{Q_a} = \frac{(D_2)_t}{(D_2)_a} \quad (54)$$

$$\frac{H_t}{H_a} = \frac{(D_2^2)_t}{(D_2^2)_a} \quad (55)$$

Donde los subíndices **t** y **a** indican los valores después y antes del torneado respectivamente. En los casos en que los diámetros a la entrada o salida no son constantes se adoptarán sus valores medios. Con relación al rendimiento permanecen prácticamente inalterables cuando la velocidad específica dimensional no supera 0,16 y el torneado no pasa del 3%.

En la práctica se admiten torneados superiores, suponiéndose que se verifican las relaciones indicadas anteriormente, manteniéndose los rendimientos.

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, los problemas resultantes se resuelven de manera análoga al caso de modificación de la velocidad de giro, verificándose que:

$$\frac{H_t}{(D_2^2)_t} = \frac{H_a}{(D_2^2)_a} \quad (56)$$

$$\frac{Q_t}{(D_2)_t} = \frac{Q_a}{(D_2)_a} \quad (57)$$

Además de que los puntos de igual rendimiento práctico se sitúan en parábolas que pasan por el origen de manera análoga que en el caso de modificación de la velocidad de giro. Es conveniente recordar que antes y después del torneado del rodete de una bomba no existe semejanza geométrica y que por tanto no se pueden aplicar relaciones de homología, siendo por eso por lo que se habla de igual rendimiento práctico.

Por último se advierte que hay que poner cuidado en el momento de realizar los cálculos previos al torneado del rodete pues se trata evidentemente de una operación irreversible.

## d.6. CAPITULO VI: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

### d.6.1. OBTENCIÓN DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE INSTALACIÓN (Hmi)

Se desea construir la curva característica de la instalación definida en la figura 22 y por los datos siguientes:

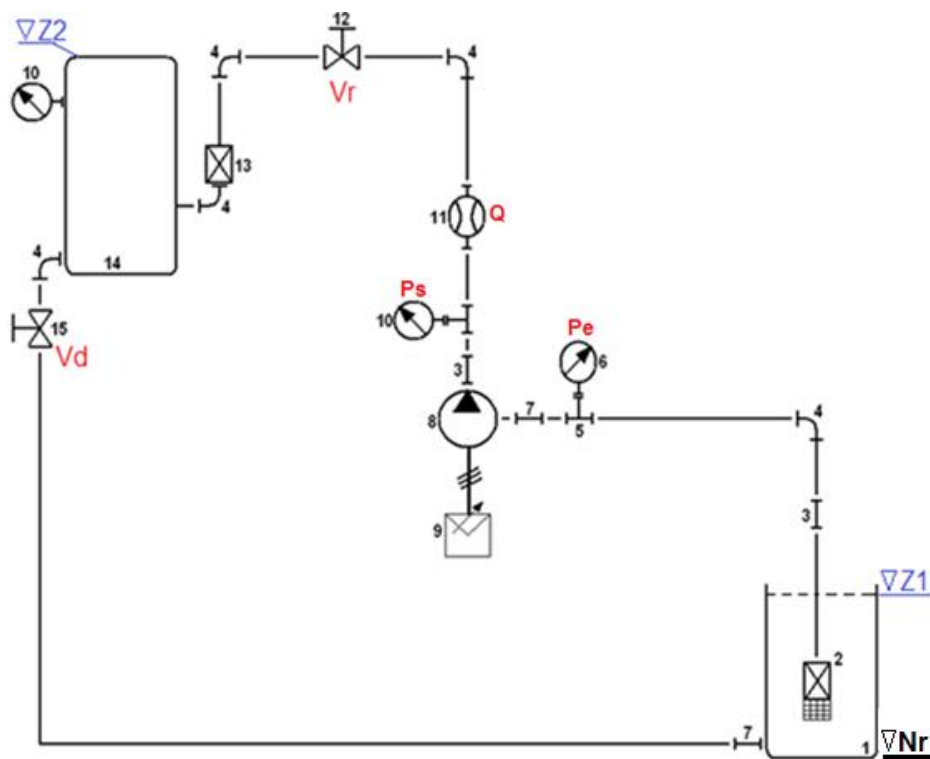


Figura 22.- Esquema Unifilar del banco hidráulico.

Tabla 5.- Descripción de los elementos constitutivos del banco hidráulico.

Designación	Descripción
1	Tanque de aspiración abierto a la atmosfera
2	Válvula de pie antirretorno con rejilla
3	Unión universal



4	Codo de 90° estandarizado de radio corto
5	Collarín con salida lateral (tipo T)
6	Vacuómetro
7	Unión simple
8	Bomba centrífuga
9	Variador de frecuencia (Norma UNE-EN 60617 (IEC 60617))
10	Manómetro
11	Caudalímetro
12	Válvula de regulación de compuerta (Vr)
13	Válvula antirretorno de pistón
14	Tanque de almacenamiento-presurizado
15	Válvula de esfera

Fuente de Tabla 5.- Autores.

Datos:

Líquido: Agua (H<sub>2</sub>O)

Cotas:  $Z_1 = 0,7 \text{ m}$   $Z_2 = 3 \text{ m}$

Presiones:  $P_1 = \text{atmosférica}$   $P_2 = 2 \text{ bares (manométrica)}$

Conducción: Tubería de PVC

Diámetro = 1 1/2" (38,1 mm)

Longitudes: Aspiración = 2,30 m Impulsión = 3,15 m

Con estos datos y condiciones de la instalación calculamos, mediante la fórmula de Bernoulli (ecuación 11), las pérdidas que registrará nuestra instalación de la siguiente manera (se debe resolver esta ecuación en m.c.a. y preferentemente en presiones manométricas):

$$P_1 + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + Hmi - hf = P_2 + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (58)$$



De la fórmula 58, despejamos Hmi, que se necesita saber, quedando la ecuación 59:

$$Hmi = (P_2 - P_1) + \left( \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) + hf \quad (59)$$

Una vez establecida la ecuación, procedemos a sustituir por los datos que se establecieron al principio, de lo cual resulta:

$$Hmi := (20 - 0) + (0 - 0) + (3 - 0.7) + hf$$

Resolviendo de manera algebraica, nos queda:

$$Hmi := 22.30 + hf \quad (60)$$

Ahora, nos falta definir hf, que viene hacer la suma de perdidas primarias (tipo y longitud de tubería) y perdidas secundarias (dependiente de los accesorios), para el primer caso utilizaremos la fórmula de Hazen-Williams, y para el segundo caso utilizaremos el método de los factores k, de cada uno de los accesorios que tengamos en nuestro sistema hidráulico.

#### d.6.1.1. Calculo de Pérdidas Primarias

En el apartado d.2.6.1.1., se estableció la fórmula de Hazen-Williams, que nos ayudara al cálculo de las perdidas primarias de nuestro sistema, se utiliza con las unidades respectivas.

##### d.6.1.1.1. Aspiración (ha)

Datos:

- L: 2.30 m
- D: 0.0381 m
- C<sub>HW</sub> = 140 ( Anexo 4)

Utilizando la fórmula 14, tenemos:

$$ha := 2.767291869 \cdot 10^{-6} \cdot \left[ \frac{Q^{1.852}}{(140)^{1.852} \cdot (0.0381)^{4.871}} \right] \cdot (2.30)$$



$$h_a := 5.514017301 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1.852}$$

### d.6.1.1.2. Impulsión (hi)

Datos:

- L: 3.15 m
- D: 0.0381 m
- C<sub>HW</sub>: 140 (Anexo 4)

Utilizando la fórmula de Hazen-William, ecuación 14, Tenemos:

$$h_i := 2.767291869 \cdot 10^{-6} \cdot \left[ \frac{Q^{1.852}}{(140)^{1.852} \cdot (0.0381)^{4.871}} \right] \cdot (3.15)$$

$$h_i := 7.551806304 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1.852}$$

### d.6.1.2. Cálculo de Pérdidas Secundarias o Pérdidas de carga en singularidades

Aplicamos para este caso lo establecido en el apartado d.2.7., y utilizando la expresión N° 16, se procede al cálculo de las perdidas secundarias.

#### d.6.1.2.1. Aspiración (haa)

Factor k de pérdidas localizadas para distintos accesorios (Anexo 3)

Tabla 6.- Accesorios que componen la parte de aspiración de nuestro sistema.

Accesorio	K/ft	Ft 1½"	Cantidad	Total
Válvula de pie con filtro	120	0.021	1	2.52
Codo de 90° st.	30	0.021	2	1.26
T a flujo	20	0.021	1	0.42
Unión simple	20	0.021	1	0.42

Fuente de Tabla 6.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.

$$h_{aa} := (2.52 + 1.26 + 0.42 + 0.42) \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot (127137600) \cdot (0.0381)^4}$$



$$h_{aa} := 0.013978427 \cdot Q^2$$

#### d.6.1.2.2. Impulsión (h<sub>ia</sub>)

Tabla 7.- Accesorios que componen la parte de impulsión de nuestro sistema.

Accesorios	K/ft	Ft 1½"	Cantidad	Total
Codo de 90°	30	0.021	3	1.89
Válvula check	600	0.021	1	12.6
T a flujo	20	0.021	1	0.42
Válvula Compuerta (abierta)	9	0.021	1	0.19
Unión Simple	20	0.021	1	0.42
Unión Universal	20	0.021	1	0.42

Fuente de Tabla 7.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.

$$h_{ia} := (1.89 + 12.6 + 0.42 + 0.19 + 0.42 + 0.42) \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot (127137600) \cdot (0.0381)^4}$$

$$h_{ia} := 0.048228599 \cdot Q^2$$

Una vez calculado las pérdidas primarias y secundarias, tanto en la aspiración como en la impulsión, ahora procedemos a expresar nuestro h<sub>f</sub> de la ecuación 58, para así obtener nuestro H<sub>mi</sub>, entonces h<sub>f</sub> será igual a la siguiente expresión:

$$h_f := h_a + h_i + h_{aa} + h_{ia} \tag{61}$$

$$h_f := 0.062207026 \cdot Q^2 + 0.013065823 \cdot Q^{1.852} \tag{62}$$

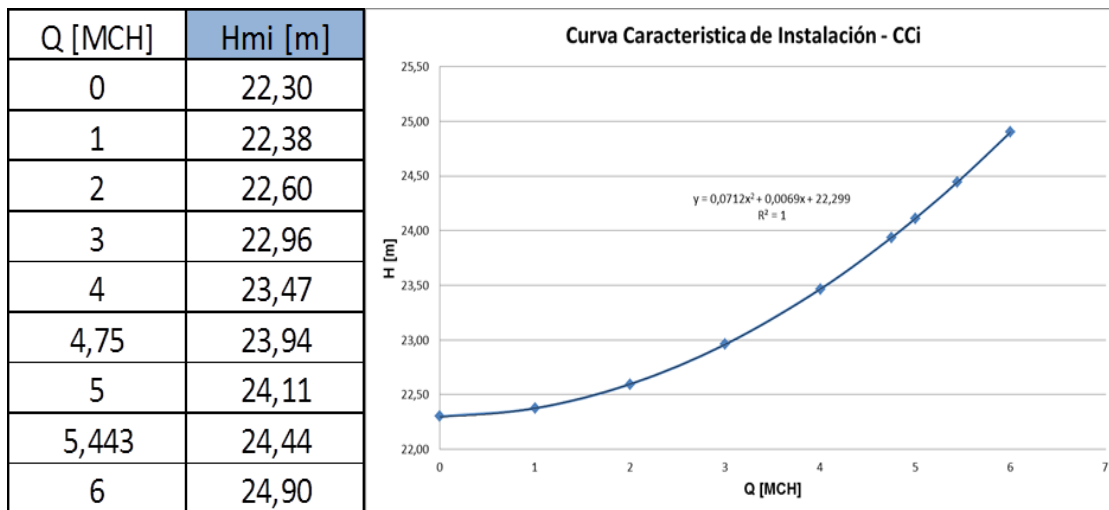
Si completamos nuestra expresión 58, con el valor expresivo de h<sub>f</sub>, ecuación 60, nos quedara expresada nuestra ecuación H<sub>mi</sub> de manera completa, de la siguiente manera:

$$H_{mi} := 0.06221 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30 \text{ [m, m}^3\text{/hr]} \tag{63}$$



Una vez obtenida, de manera completa, nuestra ecuación que regirá nuestra instalación hidráulica, es preciso llevarla a una hoja de cálculo y graficarla según se la muestra en la siguiente gráfica:

Tabla 8.- Curva característica de instalación – Hmi.



Fuente de Tabla 8.- Autores.

### d.6.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para seleccionar la bomba más idónea con el fin de atender al servicio requerido, es preciso conocer en primer lugar la instalación donde va a funcionar y el caudal que se requiere. En la mayoría de los casos la altura piezométrica no es constante sino que oscila entre determinados valores y en ocasiones el caudal deseado puede ser igualmente variable. Estas circunstancias evidentemente habrán de considerarse en el momento de seleccionar la bomba; es usual considerar como hipótesis de cálculo unos valores medios para la altura piezométrica y el caudal.

Primeramente habrá de seleccionarse el tipo de bomba que se adopte mejor al servicio, lo cual depende de las características del líquido a elevar y del tipo y circunstancia de la instalación.





Trazada la curva característica de la instalación y conocido el caudal deseado se puede saber el punto en que se desea trabajar.

Si observamos la curva de instalación (Hmi), calculada anteriormente, y si se desea obtener un caudal de 4.75 m<sup>3</sup>/hr, el punto deseado será Pd: (4.75 m<sup>3</sup>/hr; 23.94 m).

Las características de nuestras instalaciones hidráulicas y del líquido a transportar, será agua limpia a temperatura ambiente, y bajo condiciones normales además recalcamos que el suministro de energía eléctrica es trifásica 220/380 V, se puede adoptar bombas hidráulicas de tipo centrifuga normalizadas de una determinada marca comercial (*Bombas Pedrollo, modelo CP*).



**CP electrobombas centrífugas**

<p><b>CAMPO DE PRESTACIONES</b> Caudal hasta 160 l/min (9,6 m<sup>3</sup>/h) Altura manométrica hasta 57 m</p> <p><b>LIMITES DE USO</b> Altura de aspiración manométrica hasta 7 m Temperatura del fluido hasta + 90°C Máxima temperatura del líquido hasta + 40°C en la versión CPX (con rodete en tecnopolimero) Máxima temperatura ambiente + 40°C</p> <p><b>EJECUCION Y NORMAS DE SEGURIDAD</b> EN 60034-1 IEC 34-1 CEI 2-3</p> <p><b>EMPLEOS E INSTALACIONES</b> Se recomiendan para bombear agua limpia y líquidos químicamente no agresivos para los materiales que constituyen la bomba. <b>POR SU FIABILIDAD Y AUSENCIA DE MANTENIMIENTO, ENCUENTRAN UN AMPLIO USO EN EL CAMPO DOMESTICO Y CIVIL, PARTICULARMENTE EN LA DISTRIBUCION DEL AGUA ACOPLADAS A PEQUEÑOS EQUIPOS HIDRONEUMATICOS, PARA TRASIEGOS EN GENERAL, PARA RIEGOS DE HUERTAS O JARDINES.</b> La instalación se debe efectuar en lugares cerrados o protegidos de la intemperie.</p>	<p><b>GARANTIA 2 AÑOS</b> según nuestras condiciones generales de venta.</p> <p><b>CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● CUERPO BOMBA: en hierro fundido, con bocas de aspiración e impulsión rosca ISO 228/1.</li> <li>● TAPA POSTERIOR DEL CUERPO BOMBA: acero inoxidable AISI 304 o en hierro fundido para modelos de mayor potencia.</li> <li>● RODETE EN LATON: CP 580-CP 600-CP 620-CP 650-CP 660-CP 670</li> <li>● RODETE EN ACERO INOXIDABLE: CP 620</li> <li>● RODETE EN TECNOPOLIMERO: CP 610 X</li> <li>● EJE MOTOR: acero inoxidable EN 10088-3 - 1.4104.</li> <li>● SELLO MECANICO: cerámica - grafito - NBR.</li> <li>● MOTOR ELECTRICO: las bombas están acopladas a un motor eléctrico PEDRÖLLO expresamente dimensionado, silencioso, cerrado, con ventilación externa y apto para servicio continuo. CPm: monofásico 230 V - 60Hz con condensador y salvavomotor térmico incorporado. CP: trifásico 230/460 V - 60 Hz.</li> <li>● AISLAMIENTO: clase F.</li> <li>● PROTECCION: IP 44.</li> <li>● MODELO REGISTRADO Nº 72753.</li> </ul> <p><b>EJECUCION BAJO PEDIDO</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>⇒ electrobomba con rodete en tecnopolimero (CPm...X - CP...X)</li> <li>⇒ sello mecánico aséptico</li> <li>⇒ otras tensiones o frecuencias</li> </ul>
---	--

Figura 23.- Datos técnicos bombas Pedrollo, centrifugas tipo CP.



Al revisar el catálogo general de Pedrollo S.p.A., y ver el capítulo de las bombas de serie CP centrífugas, observamos los datos técnicos generales (gráfica 23) los cuales nos indican que dichas bombas poseen un servicio hasta 9.6 m<sup>3</sup>/hr a 57 m, además se recomiendan para bombear agua limpia y líquidos químicamente no agresivos para los materiales que constituyen la bomba. Por lo tanto esta serie de bombas se presta para nuestra instalaciones y condiciones de trabajo, ahora determinaremos de manera específica cual tipo de esta serie de bombas deberemos elegir, para esto debemos ir a las curvas características que nos facilita el fabricante (figura 24).

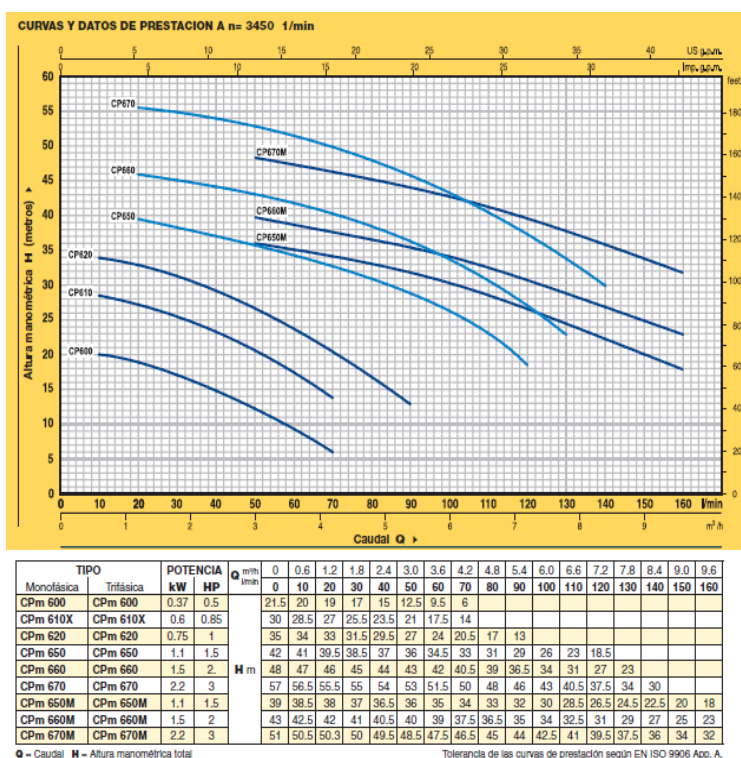


Figura 24.- Curvas características de bombas centrífugas modelo CP-Pedrollo, de diferentes tipos.

La figura 24, como puede observarse, contiene las curvas características (H, Q) de nueve bombas, que en este caso corresponden a una misma carcasa con rodetes de diferentes diámetros, probablemente obtenidos por torneado.

Para seleccionar el tipo de bomba que necesitamos, en la figura 24, entramos por la abscisa, es decir por Q [m<sup>3</sup>/hr], a 4.75 y vamos de manera perpendicular a este punto hasta alcanzar



una altura de 23.94 m, esto nos ubica bajo la curva correspondiente a las series CP-650, si se desea obtener un caudal de al menos 4.75 m<sup>3</sup>/hr elegimos esta curva que garantizaremos su funcionamiento normal y funcionará con las siguientes características 3450 rpm, trifásica de 1.5 HP de potencia.

*Nota: Nuestro punto de funcionamiento queda bajo la curva correspondiente a la bomba CP-650, esta bomba sería la idónea en nuestra instalación, pero en nuestro medio se hace difícil conseguir una bomba de baja potencia para conexión a red trifásica, esto dificulta nuestra realización del banco, por este motivo la bomba que utilizaremos en nuestro banco hidráulico será una bomba Pedrollo de serie y modelo CP-660, que se puede adquirir con mayor facilidad en el mercado nacional.*

### **d.6.3. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO**

La bomba seleccionada trabajando en la instalación prevista no proporcionará indudablemente el punto deseado sino otro que será el que corresponde a la intersección de las curvas características de bomba (H<sub>mb</sub>) e instalación (H<sub>mi</sub>), y los datos correspondientes a Q vs H que se muestran en la figura 24, tampoco se cumplirán puesto que los valores ahí presentados son recogidos cuando la bomba funciona a nivel del mar (10.33 m.c.a.), por lo tanto para determinar nuestra curva característica de bomba, debemos realizar algunas prácticas con el fin de recoger datos y graficar dicha curva, lo que se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 9.-** Obtención de datos mediante prácticas realizadas a diferentes caudales, con el fin de obtener la curva característica de la bomba hidráulica.

Q [MCH]	H [m]
5,73	22,43
5,31	24,47
5,22	26,51
4,9	28,55
4,3161	31,61

Fuente de Tabla 9.- Director y Autores de Tesis.

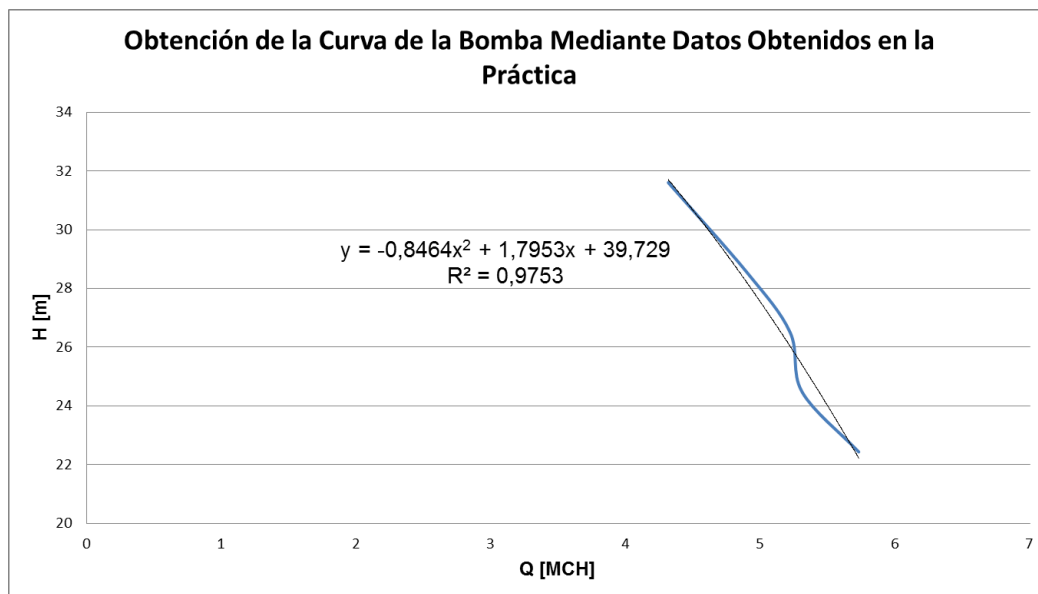


Figura 25.- Determinación de la curva de funcionamiento de Bomba, obtenida por prácticas en nuestra instalación y ajuste de expresión matemática de la misma.

En la gráfica de la figura 25 podemos observar que dicha curva arroja la expresión matemática (calculada en Excel) esta es la ecuación que define nuestra curva característica de bomba (Hmb), esta expresión cuenta con un alto porcentaje de confiabilidad, puesto que la *regresión estadística*<sup>2</sup> al tabular los datos antes mencionados, es del 97,53% de exactitud un porcentaje muy alto y por lo tanto se puede realizar los cálculos utilizando esta expresión.

Una vez determinada la curva de la bomba (ajustada por Excel) la cual se expresa de la siguiente manera:

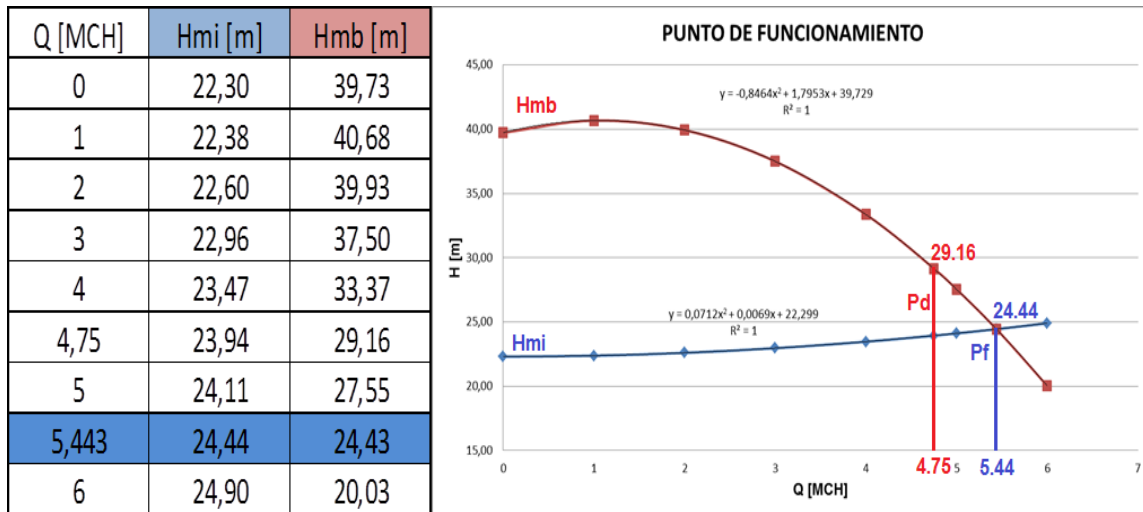
$$H_{mb} := -0.8464 \cdot Q^2 + 1.7953 \cdot Q + 39.729 \quad [m; MCH] \quad (64)$$

Contando con las dos curvas (Hmi y Hmb), se puede determinar el punto de funcionamiento (Tabla 10), es decir donde se intersecan dichas curvas, de esta manera llevamos a una misma gráfica quedando de la siguiente manera:

<sup>2</sup> *Regresión Estadística: la regresión estadística o regresión a la media es la tendencia de una medición extrema a presentarse más cercana a la media en una segunda medición.* Fuente: <http://es.wikipedia.org>



**Tabla 10.-** Datos de las Curvas características de la instalación (Hmi) y bomba (Hmb). Punto de funcionamiento.



Fuente de Tabla 10.- Autores.

Trazando las curvas Hmi y Hmb, como observamos en la curva graficada de la tabla 10, obtenemos el punto de funcionamiento Pf: (5.44 m<sup>3</sup>/hr; 24.44 m), es decir donde se intersecan las mismas.

#### d.6.4. RENDIMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO EN EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO (Pf).

Teniendo estos datos de funcionamiento es fácil calcular el rendimiento, mediante la siguiente expresión:

$$\eta := \frac{\gamma^\circ \cdot Q \cdot Hm}{Pab} \tag{65}$$

Donde:

- $\gamma$  : Peso específico del líquido [9800 kg/s<sup>2</sup>m<sup>2</sup>]
- Q : Caudal o servicio [1.5111\*10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/seg]
- H : Altura manométrica [24.44 m]
- Pab: Potencia absorbida por la bomba [1500 W]



Sustituyendo estos valores en la expresión 65, tenemos:

$$\eta := \frac{\left(9800 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}^2}\right) \cdot \left(1.5111110^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \cdot (24.44\text{m})}{1500\text{W}}$$

$$\eta = 0.2413$$

Es decir obtenemos un 24.13% en el punto de funcionamiento, Pf.

El rendimiento de una bomba es igual al producto del caudal (Q), la altura (Hm) y el peso específico del líquido (γ), esto dividido por la potencia consumida o absorbida (Pab) de la bomba.

La curva de rendimiento (curva de color verde en la figura 26) tiene un máximo valor, que dependerá ciertamente de la bomba con la que se esté trabajando, esto quiere decir que cada bomba dependiendo de sus características poseerá una curva específica de rendimiento, como por ejemplo el rendimiento dependerá del diámetro del impulsor que posea la bomba.

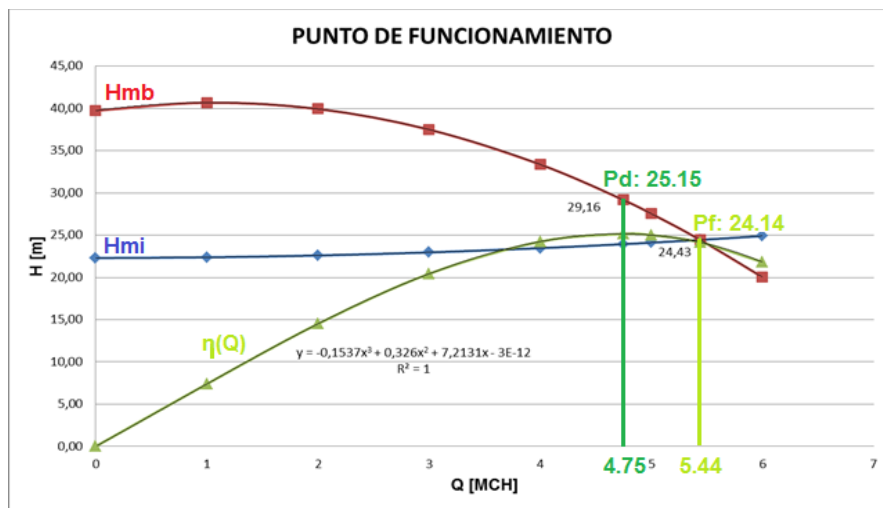


Figura 26.- Curva de rendimiento (η), para determinar el mismo en el punto de funcionamiento (Pf).

Como observamos en la grafica 26, la expresión matemática de la curva de rendimiento se establece con una regresión de 1, esto quiere decir que tiene una confiabilidad del 100% de exactitud.



Hay que resaltar aquí que en el momento de seleccionar una bomba no se puede conseguir que su curva característica pase exactamente por el punto deseado, ni que el punto de funcionamiento resultante sea el óptimo de la bomba.

#### **d.6.5. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO Y REGIMEN DE TRABAJO**

La velocidad que adquiere nuestro fluido al momento de ser bombeado a través del sistema hidráulico es de vital importancia puesto que una velocidad excesiva puede producir daños a la tubería de conducción y/o a los equipos que son parte de la instalación.

Entonces para determinar la velocidad en el punto de funcionamiento, nos ayudamos de la ecuación de continuidad (ecuación 9), estudiada en el apartado d.2.2.1.

$$v := \frac{Q}{A_t} \quad (66)$$

Donde:

- Q: Caudal de funcionamiento [ $m^3/s$ ]
- $A_t$ : Área transversal de la tubería [ $m^2$ ]

En la fórmula se determina que la velocidad es inversamente proporcional al área de la tubería; por lo tanto debemos calcular el área antes de proceder a calcular la velocidad en el Pf.

$$A_t := \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$A_t := \frac{\pi \cdot (0.0381 \cdot m)^2}{4}$$

$$A_t = 1.14009 \times 10^{-3} m^2$$



Si sustituimos este valor de área en la ecuación 66, tendremos:

$$v := \frac{1.51167 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.14009 \cdot 10^{-3} \cdot \text{m}^2}$$

$$v = 1.326 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Este valor está dentro del límite permitido para velocidades en tuberías de PVC para el transporte de agua potable, que es máximo de 2.1 m/s, ver anexo 7, además este resultado garantiza que las instalaciones van a soportar un normal funcionamiento antes de llegar al límite de fallo.

#### d.6.5.1. Cálculo Número de Reynolds (Re)

Para determinar el régimen de nuestro líquido en el punto de funcionamiento debemos, tener en cuenta la temperatura a la que va estar trabajando, como es a temperatura ambiente del lugar es decir de la ciudad de Loja que está en un valor de 17°C, por lo tanto tendremos los siguientes valores en propiedades del agua tanto en densidad ( $\rho$ ) y viscosidad ( $\mu$ ) (Anexo 14).

$$\rho := 998.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \qquad \mu := 1.088 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

$$Re = \frac{D \rho v}{\mu} \tag{67}$$

$$Rey := \frac{(0.0381 \cdot \text{m}) \cdot \left(998.8 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot \left(1.326 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}{1.088 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$Rey = 4.638 \times 10^4$$





Analizando este resultado y si nos fijamos en el anexo 6, el valor que obtuvimos corresponde a trabajar en un Régimen Turbulento.

#### d.6.5.2. Calculo del NPSHd

Como se vio en los apartados d.4.5., d.4.6., y d.4.7., la importancia del NPSHd y su influencia en el normal funcionamiento de la bomba, procedemos a utilizar la expresión 44, quedando establecido de la siguiente manera:

$$NPSHD = \frac{P + P_{atm} - P_v}{Ge} - hs - \Sigma hfa$$

Dónde:

- $P = 0$ , por estar destapado a la atmosfera el tanque de succión.
- $P_{atm} = 2060 \text{ msnm} = 8.46 \text{ m.c.a.}$  (presión atmosférica en la ciudad de Loja<sup>3</sup>)
- $P_{v17^\circ\text{C}} = 0.20 \text{ m.c.a.}$ <sup>4</sup>
- $Ge_{17^\circ\text{C}} = 0.9995$
- $hs = 0.90 \text{ m.c.a.}$
- $\Sigma hfa = 1 \text{ m.c.a.}$

Sustituyendo estos valores en la fórmula antes citada tenemos:

$$NPSHd = 6.36 \text{ m}$$

#### d.6.6. REGULACIÓN DEL CAUDAL EN UN SISTEMA DE BOMBEO

La variación del caudal proporcionado por una bomba en una instalación de bombeo se podrá realizar bien modificando la curva característica de la instalación ( $H_{mi}$ ), y/o la de la bomba ( $H_{mb}$ ).

<sup>3</sup> Fuente: [es.wikipedia.org/wiki/Loja\\_\(Ecuador\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Loja_(Ecuador))

<sup>4</sup> Fuente: TAPIA PERALTA. D.G., Clases de Bombas-presentación Pdf, pp 34.

### d.6.6.1. Modificación del Punto de Funcionamiento Mediante la Variación de la Curva de Instalación (Hmi)

Considerando la expresión analítica de la curva característica de la instalación se deduce que puede modificarse aquella por:

- Variación de la altura geométrica.
- Variación de la diferencia de presiones.
- Variación de la pérdida de carga, normalmente mediante la maniobra de una válvula, situada siempre en la impulsión.

#### d.6.6.1.1. Variación de la altura geométrica

Como vimos en él, apartado d.2.4., en esta metodología debemos tener en cuenta estos conceptos puesto que este proceso tiene que ver con la modificación de la altura dinámica total (A.D.T.) o también llamada altura geodésica, mediante la elevación del tanque de aspiración con esto lograremos modificar el punto de origen de la Hmi, según el sentido de la variación de la altura (hacia arriba o hacia abajo) de este modo en nuestro caso pasamos de una aspiración negativa a una positiva, como se muestran en las figura 27, con esto se logra obtener el Pd (punto deseado de operación).

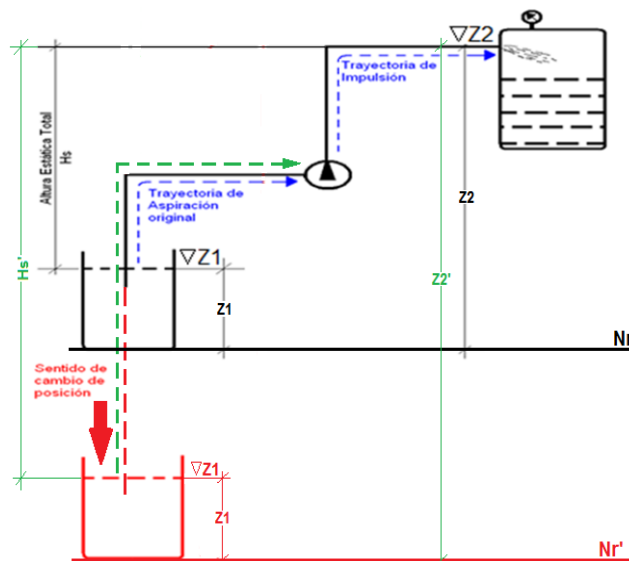


Figura 27.- Esquema unifilar de cambio y disposición por cambio de posición de altura geométrica.



Si procedemos a realizar los cálculos pertinentes para poder llevar a cabo esta metodología debemos remitirnos a los cálculos antes expuestos, que nos determinaron las curvas de nuestro sistema tanto la Hmi como la Hmb, es decir nosotros requerimos un servicio de  $4.75 \text{ m}^3/\text{hr}$ , si establecemos dicho caudal en la figura de la tabla 10, se obtiene las alturas para la Hmi y Hmb con sus determinados valores que son 23.94 m y 29.16 m respectivamente.

Ahora si vemos en la gráfica 28, la diferencia que debemos alcanzar para que nuestra Hmi, llegue al punto de operación deseado (Pd), es un valor igual a 5.22 m.

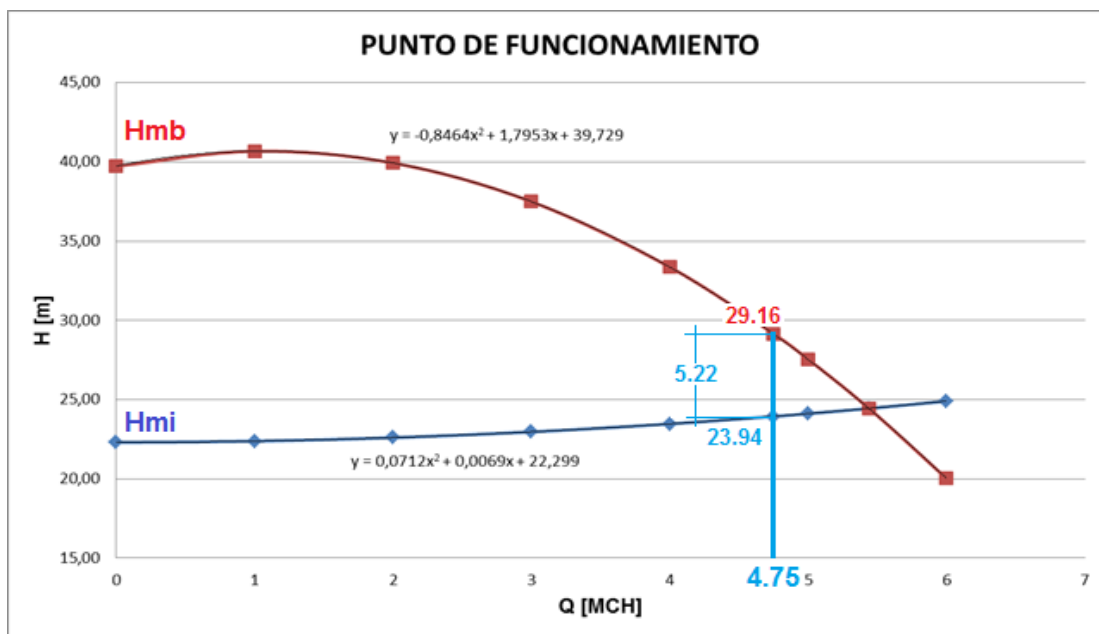


Figura 28.- Cambio de posición de la Hmi, por efecto de cambio de altura geométrica de sistema hidráulico.

Este es la diferencia que debemos adicionar a la altura geométrica existente, entre los niveles de aspiración y el depósito de almacenamiento, para poder alcanzar nuestro Pd.

Podemos demostrar este cambio y encontraremos la nueva curva de la instalación, que nos asegure que dicha curva pasara por el punto deseado, para encontrar la nueva expresión de la curva utilizaremos un procedimiento matemático, de la siguiente manera:



Ahora la curva de instalación Hmi (ecuación 63) deberá pasar por el punto  $Q= 4.75$  MCH y  $H_m= 29.16$  m, con estos datos procedemos a modificar la ecuación antes mencionada, primero como sabemos que la nueva expresión va hacer paralela a la primera es decir que las pérdidas por accesorio y por longitud permanecerán inalterables, estos términos no se modificaran, entonces la ecuación 63, la establecemos de la siguiente manera:

$$H_{mi} := 0.06221 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + b \quad (68)$$

Despejando b de la expresión 68, tenemos:

$$b := H_{mi} - 0.06221 \cdot Q^2 - 0.01307 \cdot Q^{1.852}$$

Ahora si reemplazamos los valores tanto de Q y Hmi, antes expuestos obtendremos el valor de b, que es:

$$b = 27.52$$

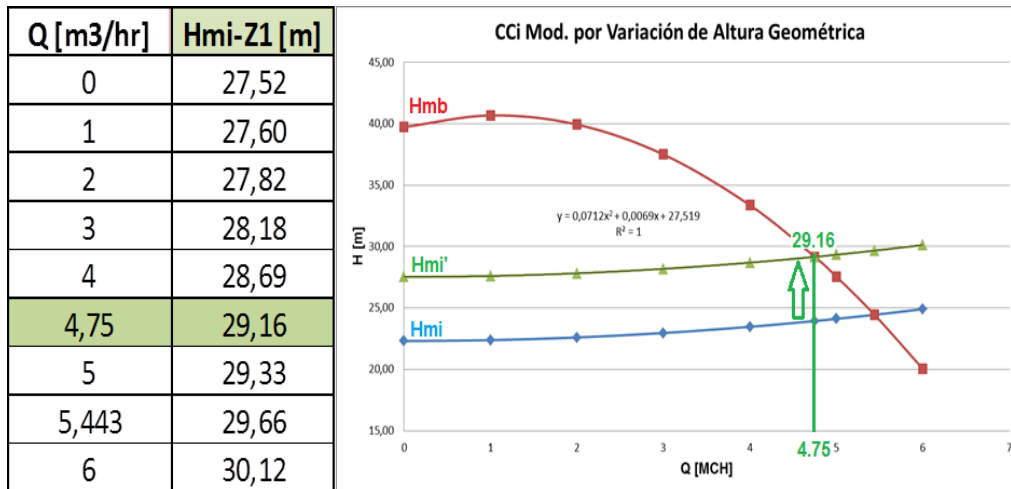
Este valor será nuestra altura geométrica que deberá existir para que la nueva Hmi, pase por Pd, para completar la ecuación de la nueva Hmi, debemos sustituir el valor de “b”, en la ecuación 68, quedándonos de la siguiente manera:

$$H_{mi} := 0.06221 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 27.52 \quad (69)$$

Esta expresión procedemos a analizarla en una hoja de cálculo y dándole valores de diferentes caudales, vemos cómo cambia de posición, esto se muestra en la curva graficada en la tabla 11.

Además si se observa (gráfica de la tabla 11) la ecuación que nos muestra la hoja de cálculo Excel, al graficar nuestra curva Hmi’, vemos que no se asemeja a la calculada (expresión 69), para saber cuan confiable es la expresión que nos indica la gráfica con la calculada, aplicamos el método de regresión estadística este valor nos da 1, que quiere decir que la curva de la gráfica es 100% semejante a la calculada.

Tabla 11.- Datos y gráfica de la variación de Hmi por modificación de la altura geométrica para alcanzar el Pd de operación.



Fuente de Tabla 11.- Autores.

**Nota:** Para poder lograr el cometido que pase nuestra Hmi por Pd, este método obliga a variar la altura del tanque de aspiración, para éste caso la cota Z1 deberá pasar de 0 m (nivel del piso) a -4.52 m, que en nuestro banco será físicamente imposible, ya que actualmente sólo se permite variar una longitud de 78cm. Z1 se obtienen a partir de la ecuación 59 donde  $b = P2 + Z2 - Z1 = 22.30$  como lo indica la ecuación 60, sin embargo para la nueva curva de ajuste de la ecuación 68 se requiere que b sea igual a 27.52 y sabiendo que  $P2 = 20$  mca y  $Z2 = 3$  m, permanecen constantes, entonces  $Z1 = -4.52$ m.

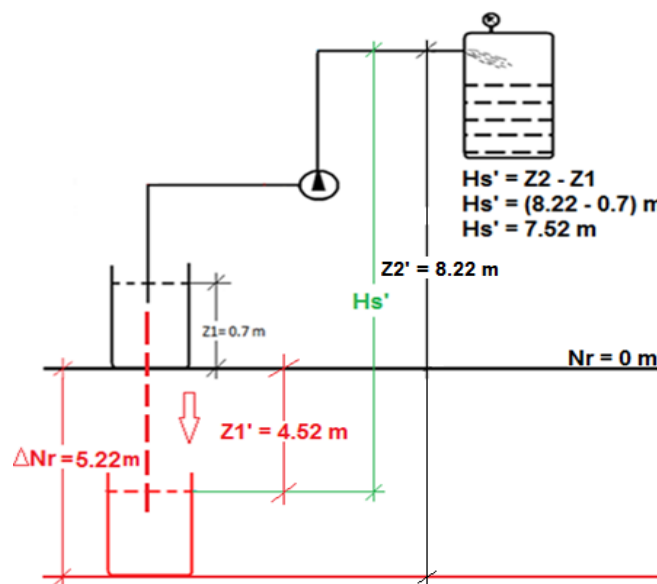


Figura 29.- Esquema de nuevas acotaciones de Z1, para variación de altura geométrica a fin de alcanzar Pd en nuestro sistema.



**d.6.6.1.2. Variacion de la Presión en el tanque de Almacenamiento**

Cuando una instalación trabaja con uno de los depósitos o ambos presurizados, la presión de estos es normalmente variable, modificándose por tanto la diferencia de presiones entre los depósitos, y a la postre la altura piezométrica.

En nuestro caso, que se viene estudiando, si en el depósito de almacenamiento se tiene presurizado a 2 bar (20 mca, condición inicial), sería necesario aumentar dicha presión con el fin de poder alcanzar nuestro Pd, si se observa la figura 28, vemos que debemos aumentar un valor igual a 5.22 mca = 0.522 bares, adicional a los 2 bar, de las condiciones iniciales.

Se utiliza la ecuación 11, pero antes se debe modificar el valor de P2, aumentando la diferencia que se muestra en la figura 28, entonces el nuevo valor de P2 = 2.522 bar = 25.22 m.c.a.

$$H_{mi} := (P2 - P1) + \left( \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right) + (Z2 - Z1) + hf$$

Suplantando los respectivos valores y/o expresiones de las incógnitas, y resolviendo de manera algebraica y ordenando, queda de la siguiente manera:

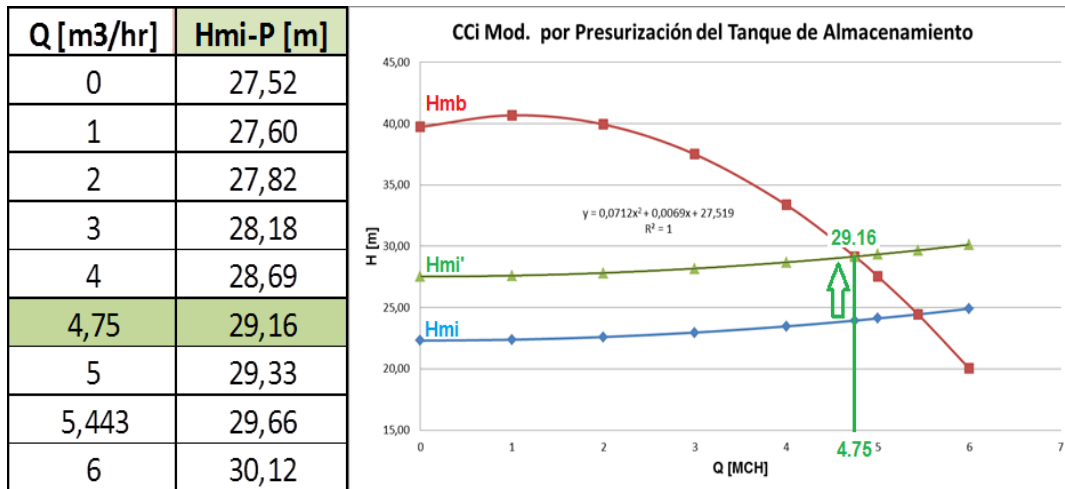
$$H_{mi} := (25.22 - 0) + (0 - 0) + (3 - 0) + hf$$

$$H_{mi} := 0.06221 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 27.52 \quad [m, m^3/hr] \quad (70)$$

De esta manera llevamos a una hoja de cálculo (Excel) introducimos la expresión antes calculada, y se puede observar como varia la Hmi (como lo observamos en la curva graficada en la tabla 12), y de esta manera alcanzamos el Pd, de igual manera aplicamos regresión estadística para ver el margen de error entre la ecuación calculada y la que nos presenta la gráfica, este valor es 1, por lo tanto tiene una semejanza de 100%.



Tabla 12.- Datos y Gráfica de Hmi modificada por variación de presión en el tanque de almacenamiento, ajustada al Pd.



Fuente de Tabla 12.- Autores.

### d.6.6.1.3. Regulación de Válvula en la Impulsión.

Si se tiende a maniobrar la válvula Vr de la figura 22 (en nuestro caso utilizamos una válvula de compuerta-Ver anexo 20) en la parte de impulsión de nuestro sistema hidráulico, se incrementaran las pérdidas de carga en ella, con lo cual la Hmi se cierra en abanico.

Para la realización de este método, debemos saber exactamente el valor que le corresponde de “k”, a Vr, es decir que debería tener para producir una perdida específica, para que la Hmi pase justo por el Pd.

Entonces nos remitimos a la expresión 63, primaria de la Hmi:

$$Hmi := 0.06221 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30$$

Donde el término cuadrático, es el que contiene los valores de “k” de todos los accesorios que componen nuestro sistema hidráulico, por lo tanto descompondremos este término con el fin de poder aislar el “kv” (factor de pérdida de válvula Vr).



De esta manera la formula Hmi, y solo trabajando en el término cuadrático, sumamos todos los factores “k” (ver apartado d.6.1.2.) de los accesorios excepto el de la válvula Vr, entonces el término cuadrático quedará de la siguiente forma:

$$H_{mi} := \left( 0.06163 \cdot Q^2 + kv \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4} \right) + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30 \quad [m; m^3/hr] \quad (71)$$

En la expresión 71, lo que nos falta determinar es el valor que debe tener “kv” para que la curva pase por Pd.

Si observamos el dato que nos proporciona la figura 28, es decir para que pase Hmi por Pd debe ocasionarse una diferencia de 5.22 m.c.a., en este caso buscaremos su equivalente en el valor adimensional de “kv”, para ello utilizaremos la expresión matemática del teorema de Borde-Belanger (ecuación 15).

$$hf := k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Donde la velocidad está calculada con el caudal del Pd, para ello nos apoyamos en la fórmula de continuidad:

$$v := \frac{Q}{At}$$

$$v := \frac{1.31944 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{m^3}{s}}{1.14009 \cdot 10^{-3} \cdot m^2}$$

$$v = 1.15731 \frac{m}{s}$$

Este valor de velocidad sustituiremos en el teorema de Borde-Belanger, que despejando k queda de la siguiente manera:





$$k_v := 2 \cdot \frac{h_f \cdot g}{v^2}$$

$$k_v := 2 \cdot \frac{(5.22 \cdot \text{m}) \cdot \left(9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{\left(1.15731 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}$$

$$k_v = 76.47$$

Sustituyendo este valor en la expresión 71, obtendremos la ecuación que nos definirá la nueva curva de Hmi, de la siguiente manera:

$$H_{mi} := \left(0.06163 \cdot Q^2 + 76.47 \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4}\right) + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30$$

Se resuelve matemáticamente con las constantes y variables ya conocidas, donde:

- $g = 127137600 \text{ m/hr}^2$
- $D = 0.0381 \text{ m}$

Entonces tendremos:

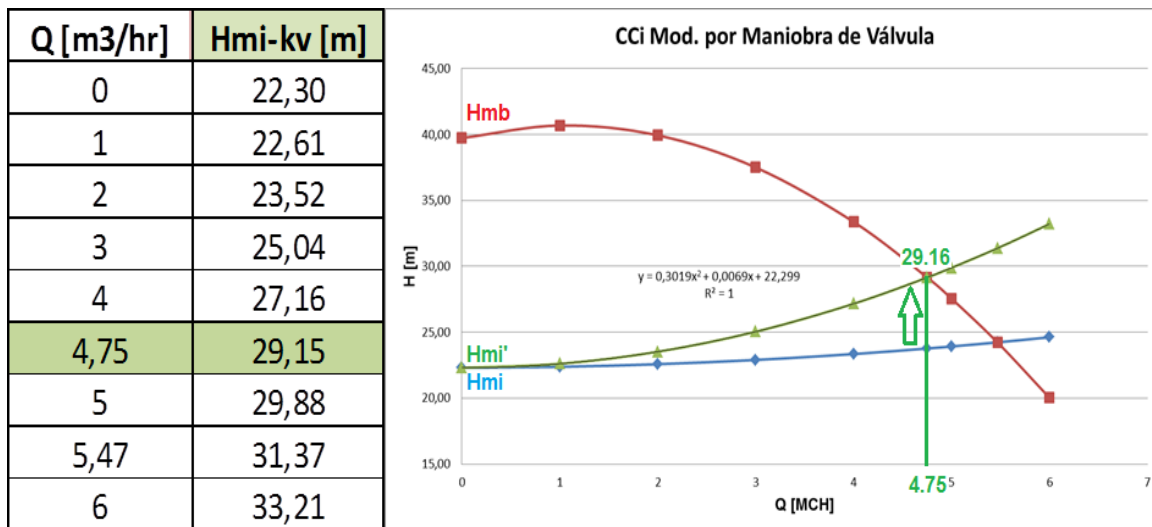
$$H_{mi} := (0.06163 \cdot Q^2 + 0.23137 \cdot Q^2) + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30$$

Sumando los términos semejantes, nos queda la siguiente expresión:

$$\boxed{H_{mi} := 0.2930 \cdot Q^2 + 0.01307 \cdot Q^{1.852} + 22.30} \quad [\text{m}; \text{m}^3/\text{hr}] \quad (72)$$

Dando valores a Q y llevando la expresión a una hoja de cálculo para su evaluación y su respectiva diagramación como lo indicamos en la figura de la tabla 13.

Tabla 13.- Valores y Gráfica de curva por Modificación de la Hmi, resultante al maniobrar la válvula en la parte de impulsión.



Fuente de Tabla 13.- Autores.

En la gráfica de la tabla 13, podemos observar que la curva Hmi', tiene un alto grado de exactitud puesto que cuenta con una regresión de 1, por lo tanto los cálculos antes realizados son correctos y podemos confiar en sus resultados.

**Nota:** Para poder realizar la determinación del valor de “kv”, en la práctica real es necesario construir un manómetro en U de mercurio (Hg), se realiza el mismo a partir del valor de  $h_f = 5.22 \text{ m.c.a.}$ , este dividimos para la densidad específica del mercurio (13.58), del cual resulta un valor de  $h_f = 0.38 = 38 \text{ cm.Hg}$



Figura 30.- Manómetro construido para poder determinar, de ser posible con exactitud, el valor de Kv para la válvula en la impulsión del sistema.

### d.6.6.1.3.1. Comportamiento de la Válvula (Vr) en el Funcionamiento del Banco Hidráulico.

Para poder establecer un comportamiento de la válvula Vr, tenemos que realizar prácticas en el banco y así definimos algunas pérdidas (hf) para diferentes porcentajes de cierre del obturador de nuestra válvula de compuerta (Vr), con estos también definimos los valores de Kv de pérdidas a medida que se cierra la válvula, como lo muestra la tabla N° 14:

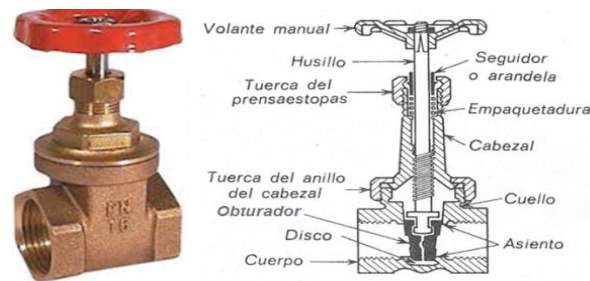
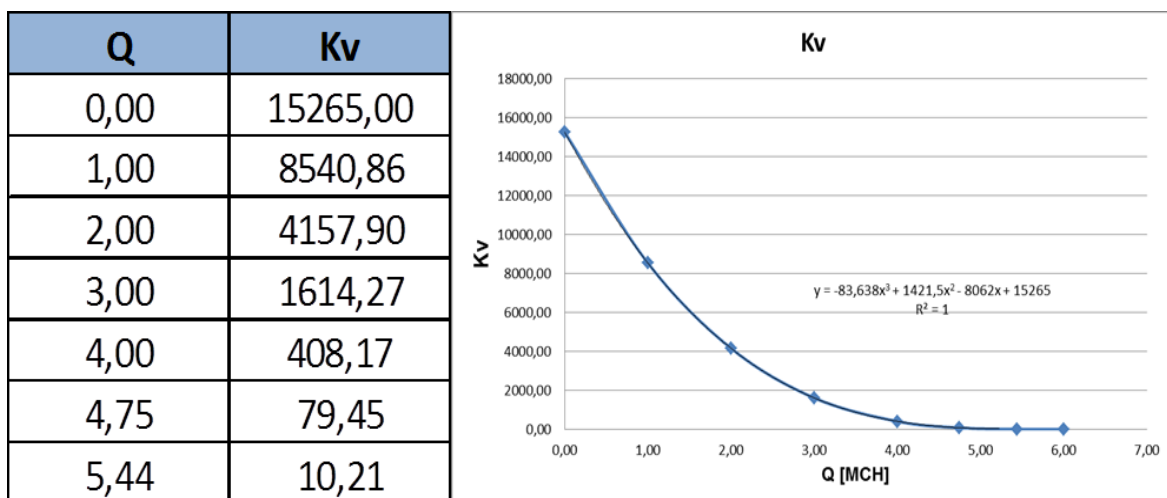


Figura 31.- Esquema y vista real de una válvula de compuerta estándar, utilizada en el banco hidráulico.

Mediante la práctica en el banco hidráulico se pudo comprobar el funcionamiento de la válvula (Vr) a diferentes aberturas, con estos datos pudimos tabularlos en una hoja de Excel y así obtuvimos la curva de funcionamiento y respectiva expresión ya ajustada, como se lo muestra en la tabla 14.

Tabla 14.- Datos y curva de funcionamiento de la válvula Vr del banco hidráulico.



Fuente de Tabla 14.- Datos adquiridos mediante la practica en el banco hidráulico; Taller Mecánico, UNL, Loja, 2012.



La expresión matemática que gobierna el comportamiento de la válvula se expresa de la siguiente manera:

$$Kv := -86.638 \cdot Q^3 + 1421.5 \cdot Q^2 - 8062 \cdot Q + 15265 \quad [\text{Adimensional; MCH}] \quad (73)$$

Cabe recalcar que la expresión 73, es ajustada por la hoja de cálculo y los valores de la tabla 14 por lo tanto variaran un poco con los valores obtenidos en la práctica y que se muestran en la tabla 15.

Tabla 15.- Pérdidas ocasionadas al maniobrar la válvula Vr.

Perdida ocasionada-hf (cm Hg)	Q [MCH]	Kv	Nº de vuelta	% de cerrado
2	5.74	2.72	0	Abierta total
3.8	5.47	6.00	1	18.18
7.8	5.26	12.98	2	36.36
38	4.75	76.46	3 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>	69.89

Fuente de Tabla 15.- Datos adquiridos mediante la realización de prácticas realizadas en el banco hidráulico, Taller Mecánico-UNL, Loja, 2012, Autores.

Una vez obtenido el comportamiento de la válvula Vr, llamada también curva de funcionamiento, para obtener el caudal de ajuste de 4.75 MCH, en la tabla 15 indica que la válvula Vr debe ocasionar una pérdida de 38 cm Hg (o un kv = 76.46), que equivale a tener cerrada la válvula 3 vueltas y 27/32.

#### d.6.6.2. Modificación del Punto de Funcionamiento Mediante la Variación de la Curva de la Bomba (Hmb)

La variación de la curva característica de la bomba se puede conseguir normalmente mediante dos procedimientos:

- Variación de la velocidad de giro
- Torneado del rodete



#### d.6.6.2.1. Variación de la Velocidad de Giro.

Al variar la velocidad de giro de una bomba se modifica su curva característica y, por lo tanto, el punto de funcionamiento cuando trabaja en una instalación concreta.

Es decir lo que se trata es de hallar la relación entre un punto de la curva característica cuando gira a  $\omega_1$  (rpm) de la misma bomba cuando funciona a  $\omega_2$  (rpm) teniendo el mismo rendimiento, es decir siendo homólogos.

Ahora lo que se desea es conseguir precisamente el caudal de 4.75 m<sup>3</sup>/hr, lo que se requiere es hacer pasar la H<sub>mb</sub> por el punto (4.75 m<sup>3</sup>/hr, 23.94 m). Para resolver el problema hay que dibujar la parábola de puntos homólogos para ello se calcula el valor de:

Coefficiente de la parábola de puntos homólogos, adimensional:

$$\boxed{K := \frac{H}{Q^2}} \quad (73)$$

$$K := \frac{23.94}{(4.75)^2}$$

$$K = 1.06$$

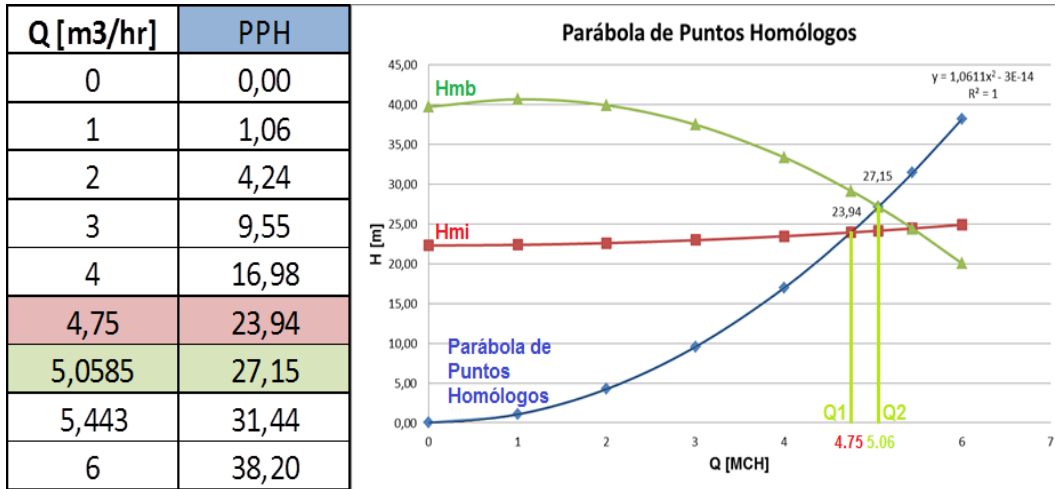
A continuación se dibuja la parábola de la ecuación 75, despejando H, nos queda de la siguiente manera.

Parábola de puntos homólogos:

$$H := 1.06 \cdot Q^2 \quad (74)$$



Tabla 16.- Valores y Gráfica de Parábola de puntos homólogos del sistema hidráulico.



Fuente de Tabla 16.- Autores.

Ahora debemos determinar el valor de Q1, con el fin que se nos facilite el uso de las leyes de semejanza apartado d.4.4., para determinar el ω2 (rpm) que deberá girar nuestro rodete para conseguir el servicio de nuestro Pd.

Para determinar el valor de Q1 debemos igualar la ecuación de la bomba con la parábola de puntos homólogos y despejar Q de la siguiente manera:

$$H := H_{mb} \tag{75}$$

$$1.06 \cdot Q^2 = -0.8464 \cdot Q^2 + 1.7953 \cdot Q + 39.729$$

$$0 := 1.9075 \cdot Q^2 - 1.7953 \cdot Q - 39.729$$

Como nos quedó una expresión cuadrática de la igualdad 75, utilizaremos la fórmula general cuadrática como lo establecemos en el siguiente paso:



$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (76)$$

Donde:

- $a = 1.9075$
- $b = - 1.7953$
- $c = - 39.729$

Sustituyendo los valores en las incógnitas de la expresión 76, fórmula general, por sus valores correspondientes tenemos dos posibles resultados que puede adoptar Q1, que son:

$$x := 5.0585$$

$$x := -4.1174$$

Debemos optar por el valor positivo, puesto que un servicio negativo no es posible para nuestro sistema hidráulico, además el valor negativo está por debajo del caudal deseado. Por lo tanto queda definido el valor de  $Q_1 = 5.0585 \text{ m}^3/\text{hr}$ , y con esto podemos establecer los valores para realizar las leyes de semejanza a nuestra bomba hidráulica.

Para determinar el valor de  $\omega_2$  (rpm), se utiliza las ecuaciones 26 de semejanza,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Despejando  $\omega_2$ , nos queda:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{Q_2}{Q_1}$$

Donde:

- $\omega_2 = \text{en rpm}$
- $\omega_1 = 3450 \text{ rpm}$
- $Q_1 = 5.0585 \text{ m}^3/\text{hr}$
- $Q_2 = 4.75 \text{ m}^3/\text{hr}$



Sustituyendo en la ecuación anterior, los valores correspondientes y realizando las operaciones aritméticas respectivas tenemos, que:

$$\omega_2 = 3240 \text{ rpm}$$

Si queremos conocer la curva característica de la bomba girando a 3240 rpm, se empleara las siguientes expresiones, sustituyendo valores obtendremos los datos de la tabla:

$$H_2 := H_1 \cdot \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \quad \text{y} \quad Q_2 := Q_1 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Tabla 17.- Valores obtenidos mediante leyes de semejanza de bombas hidráulicas y comparadas con los valores originales.

Q1 [MCH]	Hmb1 [m]	Q2 [MCH]	Hmb2 [m]
0	39,73	0,00	35,03
1	40,68	0,94	35,87
2	39,93	1,88	35,21
3	37,50	2,82	33,06
4	33,37	3,76	29,42
4,75	29,16	4,46	25,71
5,0585	27,15	4,75	23,94
5,443	24,43	5,11	21,54
6	20,03	5,63	17,66

Fuente de Tabla 17.- Autores.

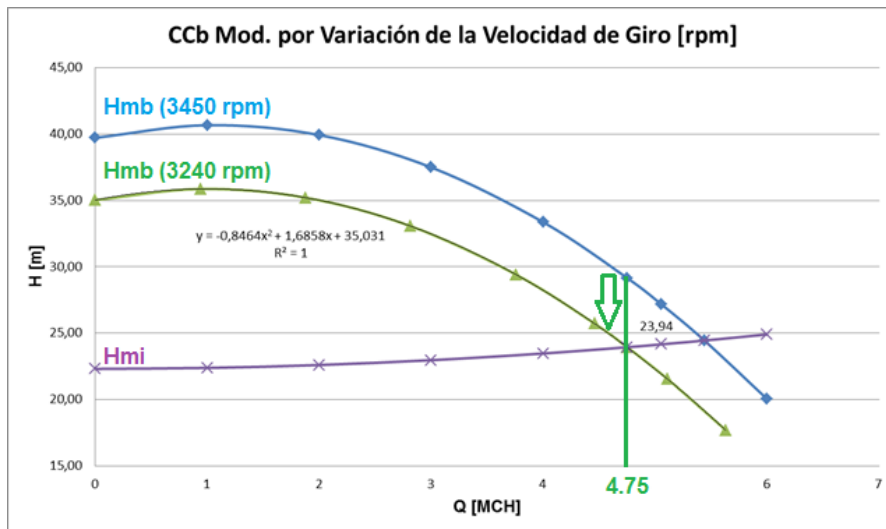


Figura 32.- Curvas semejante de Hmb, resultado de modificar su velocidad de giro.





Ahora, en la práctica para realizar este método, debemos calibrar los siguientes datos en nuestro variador de frecuencia (ver anexo 17) es el equipo que nos ayuda a controlar y regular el funcionamiento de nuestra bamba hidráulica, así determinamos el número de polos que tiene nuestra bomba en su motor eléctrico con la ayuda de la expresión del anexo 13, de la siguiente manera:

$$\omega := 120 \frac{f}{np} \quad (77)$$

Dónde:

- $f$  = La frecuencia de red en Hz
- $np$  = El número de polos
- $\omega$  = velocidad del eje del motor en rpm.

Entonces si queremos saber a qué frecuencia debemos graduar nuestro variador de frecuencia para obtener que Hmb pase por Pd, procedemos a despejar “f” de la expresión 77 y sustituyendo los valores establecidos a continuación:

$$f := \frac{\omega \cdot np}{120} \quad (78)$$

Dónde:

- $f$  = En hertzios (Hz), si
- $\omega = 3240$  rpm
- $np = 2$

Sustituyendo estos valores en la expresión 78, tenemos la frecuencia que debemos administrar a la bomba desde nuestro variador, en las prácticas deberemos encender primero el variador y mover la perilla de manera suave hasta graduar la frecuencia en el valor indicado a continuación:

$$f = 53.99$$



#### d.6.6.2.2. Torneado del Rodete

Es un método muy simple que permite modificar la curva característica de la bomba, consiste en recortar el rodete a fin de disminuir su diámetro exterior.

Si se desea conocer el diámetro al que debería tornearse el rodete de la bomba indicada para que proporcione un servicio de 4.75 m<sup>3</sup>/hr en nuestra instalación se hace lo siguiente:

Se toma los datos de caudal (Q) proporcionado por los datos de la tabla 15, calculados en la expresión 75, con estos valores precedemos aplicar leyes de semejanza.

Se obtiene gráficamente el punto de intersección entre la parábola y la curva característica de la bomba sin torneado, dicho punto es P1 (5.0585 m<sup>3</sup>/hr; 27.15 m)

Este punto lo definiremos como Q<sub>1</sub> y H<sub>1</sub> respectivamente, el cual se sustituirá en las respectivas expresiones de semejanza para determinar la H<sub>mb</sub> cuando se varia el D<sub>2e</sub> (Diámetro exterior después del torneado) del rodete de la bomba. Y procedemos a calcular el valor del diámetro que deberá tener si deseamos que la H<sub>mb</sub> pase por Pd, de la siguiente manera:

$$\frac{D_{2e}}{D_{1e}} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (79)$$

Donde:

- D<sub>2e</sub> = en [m]
- D<sub>1e</sub> = 0.165 m
- Q<sub>1</sub> = 5.0585 MCH
- Q<sub>2</sub> = 4.75 MCH

Despejando D<sub>2e</sub> de la expresión 79, establecida por la norma ISO/DIS 9906 y sustituyendo por los valores correspondientes a cada una de las incógnitas obtendremos el valor del diámetro del rodete:

$$D_{2e} = D_{1e} \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$D_{2e} = 0.155 \text{ m}$$



Este es el valor que deberá tener nuestro rodete, para poder variar la Hmb.

Para que pase por Pd, establecemos la fórmula correspondiente que nos permitirá obtener de manera gráfica la nueva curva de Hmb; de la siguiente manera:

$$Q2 := Q1 \cdot \frac{D2e}{D1e} \text{ y } H2 := H1 \cdot \left( \frac{D2e}{D1e} \right)^2$$

Llevando estas expresiones a una hoja de cálculo para poder tabular y obtener su gráfica de la siguiente manera:

Tabla 18.- Valores semejantes de la curva característica de la Bomba por torneado de rodete.

Q1 [MCH]	Hmb1 [m]	Q2 [MCH]	Hmb2 [m]
0	39,73	0,00	35,06
1	40,68	0,94	35,90
2	39,93	1,88	35,24
3	37,50	2,82	33,09
4	33,37	3,76	29,45
4,75	29,16	4,46	25,73
5,0585	27,15	4,75	23,96
5,443	24,43	5,11	21,55
6	20,03	5,64	17,68

Fuente de Tabla 18.- Autores.

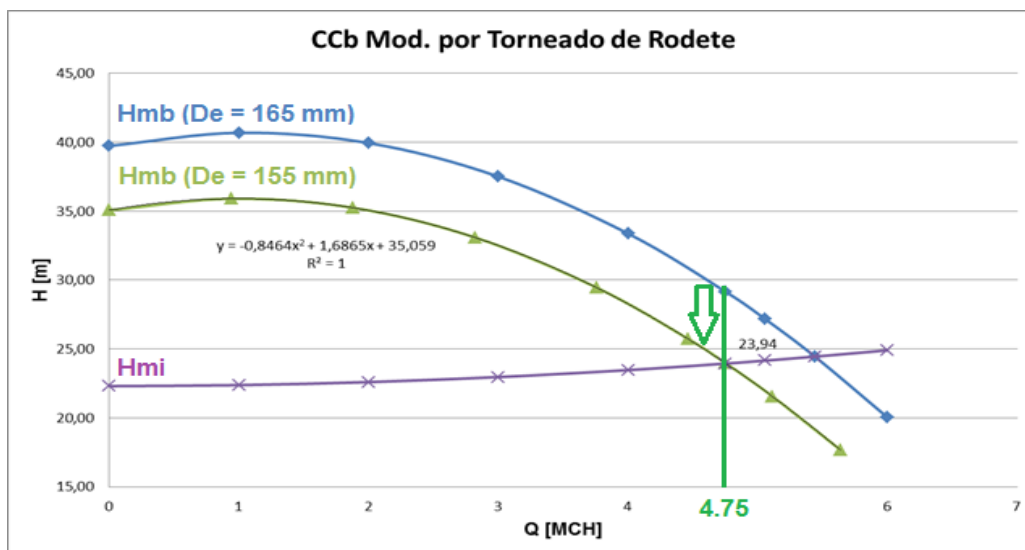


Figura 33.- Hmb modificada, por torneado del rodete, para alcanzar el Pd, como nuevo punto de funcionamiento.



### d.6.6.3. Rendimiento del Sistema hidráulico en el Punto Deseado de Operación (Pd)

Conocidos los valores, que se establecen, una vez alcanzado nuestro punto deseado de operación, se procede a calcular el rendimiento en este “nuevo punto de funcionamiento Pd”.

Utilizaremos la expresión 65 establecida en el apartado d.6.4., quedando de la siguiente manera:

$$\eta := \frac{\gamma^{\circ} \cdot Q \cdot Hm}{P_{ab}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, con sus unidades antes advertidas, tenemos:

$$\eta := \frac{\left(9800 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}^2}\right) \cdot \left(1.31944 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \cdot (29.16 \cdot \text{m})}{1500 \cdot \text{W}}$$
$$\eta = 0.2514$$

Para el punto de operación deseado, tenemos un 25.14% de rendimiento, con esto conseguimos un aumento del 1.01% del rendimiento, calculado en d.6.4., y podemos observar en la gráfica 26.

### d.6.6.5. Velocidad del Fluido en el Punto deseado de Operación (Pd)

Con el fin de poder establecer que nuestras prácticas se llevan en márgenes de velocidades que se consideran normales o estables, procedemos a calcular la velocidad en el punto Pd, se utiliza la fórmula de continuidad de fluido (ecuación 9):

$$v := \frac{Q}{At}$$



$$v := \frac{1.31944 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.14009 \cdot 10^{-3} \cdot \text{m}^2}$$

$$v = 1.16 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Este valor está por debajo de las especificaciones de velocidades de fluidos para tuberías de PVC (Anexo 7) dedicadas al transporte de agua, por ende se considera estable la velocidad del fluido al alcanzar el punto Pd.

#### **d.6.6.6. Confiabilidad del Banco Hidráulico**

Mediante las ecuaciones 63 y 64, que determina el comportamiento de nuestra instalación y que las mismas son iguales en un punto en común con valores iguales a  $Q = 5.44$  MCH., y  $H = 24.44$  m., esto es el punto de funcionamiento (ver gráfica de la tabla 10), si deseamos comprobar estos datos en la realidad, lo conseguimos realizando prácticas en el banco hidráulico, también de esta manera podemos dar de forma cuantitativa cuan efectivo son los datos que recojamos al hacer las distintas prácticas, así procedemos para corroborar el punto de funcionamiento (Pf) se puede determinar a este el método normal de práctica, así realizamos tres prácticas de las cuales:

1. Recogemos datos de los instrumentos de medición como son: vacuómetro (Pe-presión a la entrada de la bomba), manómetro (Ps-presión a la salida de la bomba), la diferencia de las mismas nos dará la altura, y el caudalímetro (Q) (ver figura 22).
2. los datos de Pe y Ps los transformamos a m.c.a., realizamos la diferencia y tabulamos en una hoja de Excel (ver tabla 18).
3. Procedemos a transformar el caudal a MCH, realizamos tres prácticas como lo muestra la tabla 18, de las mismas sacamos un promedio tanto de alturas como de caudales.



4. Con esto procedemos a comparar los valores y analizarlos mediante los métodos de error *absoluto*<sup>5</sup> y *relativo*<sup>6</sup>, así de esta manera determinamos la eficiencia de nuestro banco, realizamos el mismo procedimiento con los demás métodos al realizar las prácticas pertinentes.

Tabla 19.- Análisis de la eficiencia de operación del banco hidráulico.

TABLA DE ANALISIS DE EFICIENCIA DEL BANCO MEDIANTE METODO DE ERRORES ABSOLUTO Y RELATIVO													
Método	$\omega$ [rpm]	Q [MCH]		H [m]		ERROR - Q		EFF. Q (%)	ERROR - H		EFF. H (%)		
		Teórico	Práctica		Teórico	Práctica			ABSOLUTO MCH	RELATIVO %		ABSOLUTO m	RELATIVO %
			Nº	Resultado		Nº	Resultado						
NORMAL	3450		1	5,69		1	25,49						
			2	5,59		2	25,49						
			3	5,94		3	25,49						
	TOTAL	5,44	5,74	24,44	25,49	0,3	5,51	94,49	1,05	4,30	95,70		
Variación de Presión	3450		1	5,12		1	30,59						
			2	5,2		2	30,59						
			3	5,14		3	31,61						
	TOTAL	4,75	5,15	29,16	30,93	0,40	8,49	91,51	1,77	6,07	93,93		
Maniobra de Válvula	3450		1	5,32		1	30,59						
			2	5,3		2	29,57						
			3	5,31		3	30,59						
	TOTAL	4,75	5,31	29,16	30,25	0,56	11,79	88,21	1,09	3,74	96,26		
Variación de $\omega$	3240		1	4,62		1	26,51						
			2	5,05		2	25,49						
			3	5,2		3	26,51						
	TOTAL	4,75	4,96	29,16	26,17	0,21	4,35	95,65	2,99	10,25	89,75		
									92,463			93,911	
EFICIENCIA GENERAL DEL BANCO (%)									93,187				

Fuente de Tabla 19.- Autores.

En la tabla 18 vemos como al tabular los datos recogidos mediante las practicas realizadas en sus distintos métodos, analizados anteriormente, y compararlos con los datos calculados para el diseño, podemos determinar el margen de error que los mismos presentan al ser comparados, de esta manera vemos que los datos obtenidos con respecto al caudal en el punto de funcionamiento hay eficacia del 94,49%, en el método de variación de presión un 91,51%, en el de maniobra de válvula un 88,21% y en la variación de la velocidad de giro un 95,65% dándonos un total de 92,46%, con respecto a las alturas tenemos para el Pf un 95,70%, variación de presión 93,93%, para la maniobra de la válvula un 96,26% y

<sup>5</sup> **Error Absoluto:** La diferencia entre el valor medido, o la aproximación de una cantidad, y el valor verdadero.

<sup>6</sup> **Error Relativo:** Error o incertidumbre en una medición, expresado como la relación del error absoluto y el valor verdadero absoluto.



finalmente para la variación de la velocidad un 89,75% dándonos un total de efectividad para la altura de 93,91%, de esta manera podemos cuantificar a la eficiencia general de nuestro banco llegando a un valor del 93, 19%, es un valor muy aceptable con esto garantizamos que las practicas a realizarse en el banco son de gran confianza.



## e.- MATERIALES Y MÉTODOS

### e.1 Materiales

Para la realización de nuestro proyecto, hemos creído conveniente, previo al diseño y construcción del mismo; realizar un análisis dentro del mercado nacional y local de los instrumentos, materiales, y accesorios que más se acoplen a nuestros requerimientos, luego de lo cual se pudo construir la estructura del mismo utilizando los siguientes materiales de construcción:

Cantidad	Descripción
2	Ángulo de ½” x 6m c/u
2	Ángulo de ¾” x 6m c/u
3	Varilla corrugada de ½” x 12m c/u
1	Varilla corrugada de ¾” x 12m
5	Lb. De electrodos INDURA 6011
1	Eje de 1” x 0,70m
2	Chumaceras para eje de 1”
4	Pernos de sujeción para las chumaceras
2	Arandelas de presión

El siguiente paso realizado luego de haber construido la estructura externa de nuestro banco, fue el de analizar las posibilidades de adquisición de materiales, tubería y accesorios para el diseño apropiado del mismo y que verifiquen las necesidades expuestas en los objetivos planteados. Para ello nos servimos de proveedores tanto nacionales como internacionales de materiales y accesorios hidráulicos, luego de lo cual estuvimos en la posibilidad de adquirir los siguientes materiales y accesorios para el diseño y montaje del banco de pruebas hidráulico:





<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>
1	Tanque de aspiración abierto a la atmosfera de 55 Gal.
2	Tubería TIGRE de 1 1/2" x 6m c/u
1	Válvula de pie antirretorno con rejilla
2	Unión universal
4	Codo de 90° estandarizado de radio corto
4	Collarín con salida lateral (tipo T)
1	Vacuómetro
2	Unión simple
1	Bomba centrifuga
1	Variador de frecuencia (Norma UNE-EN 60617 (IEC 60617))
1	Manómetro
1	Caudalímetro
1	Válvula de compuerta
1	Válvula antirretorno de pistón
1	Tanque de almacenamiento-presurizado
2	Válvula de esfera

Uno de los factores que de cierta manera presentó dificultades al momento de la realización de las prácticas, fue el sistema neumático, el cual luego de realizar varias pruebas y análisis de funcionamiento; se pudo optimizar utilizando los siguientes materiales:

<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>
1	Unidad de mantenimiento neumática
1	Neplo macho (acople al tanque presurizado)



1	Válvula en ángulo (entrada y salida neumática del tanque)
	Manguera para compresor x 7m
1	Válvula de alivio neumática de ¼” (regulada a 2 Psi)
1	Válvula de alivio neumática de ¼” (regulada a 2,5 Psi)
2	Válvula hembra de cierre de ¼”
1	Manómetro

## e.2 Métodos

Para la realización de proyectos de investigación es fundamental tener muy en claro los objetivos a los que se desea llegar. Para ello es conveniente y necesario utilizar técnicas y métodos que brinden al investigador los recursos suficientes para el total entendimiento de los fenómenos que intervienen antes, durante y después de la experimentación realizada.

Con estos antecedentes, durante el desarrollo de nuestra investigación hemos utilizado los siguientes métodos tanto para el análisis, cálculos y evaluación de los resultados obtenidos:

### - Método Deductivo

Este método nos permitió comprobar la veracidad de las premisas plasmadas en un inicio en las hipótesis de nuestro proyecto de investigación, además de ayudarnos en el análisis de resultados obtenidos partiendo de conocimientos adquiridos durante el proceso del mismo.

### - Método Inductivo

Dentro de nuestro proceso investigativo el método inductivo ha sido de gran utilidad, puesto que es indispensable la observación de los fenómenos realizados así



como llevar un registro de las causas y efectos que lo producen, técnica propia de este método. Además, la clasificación de los hechos para su estudio, generalización y finalmente contrastación de los mismos nos han permitido establecer los parámetros de análisis necesarios para el estudio de cada una de las metodologías planteadas para el ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica expresadas en el capítulo VI de nuestro proyecto de investigación.

- **Método Experimental**

En nuestra investigación este método se constituyó como uno de los más importantes, ya que existió algunas dificultades tanto en el diseño y construcción del banco de pruebas hidráulico que solo fueron posibles solucionar a través de la experimentación práctica y la repetitividad de las operaciones realizadas.



## f.- DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

- El punto de operación, determinado por la intersección de la curva del sistema-Hmi y la curva de carga-capacidad de la bomba-Hmb, indica que la bomba es capaz de suministrar una unidad de peso (carga) que permite circular a través del sistema, como máximo, un caudal de 5.44 MCH, valor superior al deseado.
- Por otro lado observe como para un servicio igual a 4.75 MCH, la bomba opera dentro de la zona de máxima rendimiento (figura 26).
- Del funcionamiento operacional de nuestro banco, se deduce que hay que esperar unos pocos segundos, después de la puesta en marcha la bomba, esto con el fin de conseguir que el tanque de almacenamiento, presurizado, llegue a su presión establecida de 2 bares para condiciones normales de trabajo.
- Gracias a la ayuda de una unidad de mantenimiento neumático, la cual nos ayudara a controlar que el compresor mantenga un paso de 1.5 bares hacia el tanque de almacenamiento, los 0.5 bares restantes lo obtendremos de la presión ejercida por la bomba al impulsar el líquido, este proceso (de presurización) se lo puede controlar desde el tablero de mando, con una válvula de alivio la cual previamente se la regularizo para controlar, en el tanque 2 bar.
- De la variación de la altura geométrica-Hs, es un proceso que requiere de un gran espacio físico así como de acoples adicionales de tubería para nuestro sistema y nuestras condiciones físicas de instalaciones son limitadas, por lo que conseguimos un sistema de poleas -polipastos- el cual nos ayuda a elevar y sostener el peso de nuestro tanque de aspiración, con esto vemos un pequeño cambio en las lecturas del manómetro y vacuómetro, quedando demostrado la variación del punto de funcionamiento.



- En el método de la variación de la presión en el tanque de almacenamiento, este proceso se acerca mucho a los cálculos de diseño y/u operacionales, no tenemos mayor dificultad en el desarrollo, del mismo los equipos de medición de nuestra sistema hidráulico, muestra en realidad que se ha variado el punto de funcionamiento del punto Pf al Pd que requeríamos.
- El método antes mencionado, se lo consigue de forma operacional cambiando la unidad de mantenimiento neumático, de un paso de 1.5 a 2 bares, la diferencia que nos falta es decir 0.5 bares lo adicionara la bomba al impulsar el líquido al tanque de almacenamiento.
- El proceso que tiene por elemento principal una válvula compuerta y la maniobra de la misma y que está ubicada en la parte de impulsión, este método se comprobó mediante la regulación de la válvula en prácticas realizadas en el banco y con la ayuda de un manómetro de mercurio en “U” que lo construimos y lo colocamos a la entrada y salida de la válvula, con esto también se demostró el cambio de lecturas de nuestros equipos de medición llagando a cumplir el objetivo de nuestra maniobra.
- De los procesos de cambiar la curva característica de la bomba-Hmb, el de la variación de las rpm de nuestra bomba, mediante el control del mismo por un variador de frecuencia, resulto exitoso, gracias a los cálculos de diseños realizados para determinar la nueva velocidad de la bomba, el fluido fue bombeado de una manera normal, y así mismo se observó el cambio del punto de funcionamiento.
- Los resultados teóricos, arrojados en los cálculos, demuestra que este método es un proceso viable, para la modificación de la Hmb, puesto que está bajo los límites establecidos por la ISO/DIS 9906 que establece para la modificación del rodete de bombas centrifugas mediante el torneado del mismo y que sea menor al 3% del diámetro original. En nuestro caso se pasa de un diámetro exterior 1 igual a 165 mm



a otro después del mecanizado a un diámetro exterior 2 igual a 155 mm lo que nos da una reducción del 6.06 %, lo cual dicha norma no permite puesto que este porcentaje de reducción daría como resultado un funcionamiento deficiente de la bomba.

- De los equipos constituyentes en nuestro sistema hidráulico, los que más conflicto nos presentaron en cuanto a su adquisición, fueron: bomba hidráulica centrífuga, caudalímetro y válvulas de alivio.
- De la bomba hidráulica, su escasez se presenta por los parámetros de la red de energía que se suministran en nuestro país, esto limita la exportación de motores de baja potencia para operar en una red trifásica, la misma se la adquirió mediante exportación desde el país de origen, Italia, con la ayuda de una distribuidora autorizada en el país.
- Del caudalímetro, su dificultad en la adquisición, se presenta en el mercado local y nacional a la escala y/o diámetro de paso, este elemento de medición lo exportamos de manera directa de EEUU, el problema con este tipo de transferencia es la poca especificación de las características de funcionamiento, el mismo que es óptimo a presiones media y elevadas.
- Así como los anteriores equipos las válvulas de alivio neumáticas, no se encuentran en stock, en los almacenes proveedores, en una escala de bajas presiones, lo que nos llevó a modificar su muelle interno por una más débil, con el fin de poder aliviar presiones bajas, lo hicimos de manera manual y su comprobación se la realizo de manera empírica, con la ayuda de una válvula de cierre y un manómetro; así garantizamos la presurización del tanque de aspiración.
- De la fiabilidad de nuestro banco hidráulico, se puede determinar por los datos analizados en la tabla 18, del apartado d.6.6.6., en lo que corresponde a las lecturas



del caudal por experiencias realizadas en los diferentes métodos, resulta muy erróneo puesto que el caudalímetro que se adquirió y se colocó en el sistema es muy sensible en cuanto al funcionamiento, sino se tiene la presión a la cual está determinada a trabajar, por lo que se hizo mediciones prácticas tomando el tiempo de transvasado y mediante la medida del diámetro y la altura que disminuyó el caudal dentro del tanque determinamos el caudal el cual se ajustó muy bien en todos los métodos analizados en el banco, una efectividad del 92,46%.

- Las alturas calculadas mediante la recolección de los valores arrojados por el vacuómetro (Pe) y manómetro (Ps), estuvieron más acorde con los datos que se calculó para el diseño del banco puesto que su efectividad estuvo en el 93,91%, un valor alto que certifica que podemos confiar en los datos adquiridos.
  
- En el mercado virtual se muestran a la venta bancos de ensayos hidráulicos, por lo que nosotros hicimos la comparación del construido y el ofertado teniendo en cuenta que en nuestro caso se produjo un gasto entre compra de equipos y mano de obra para la construcción de la estructura física de aproximadamente \$ 2200.00 y uno ofertado en la *página web*<sup>7</sup> a un valor igual a \$ 6000.00 (ver anexo 15), evidenciando que existe una notable diferencia, cabe resaltar que nuestros equipos son comprados de casa netamente nuevos.

---

<sup>7</sup> <http://spanish.alibaba.com/product-gs/tld-fxj-i-hydraulic-test-stand-395918708.html>



## g.- CONCLUSIONES

Considerando los posibles errores operacionales ocurridos en la experiencia, como por ejemplo en la recolección y lectura de los datos puesto que la aguja del manómetro (Ps), el vacuómetro (Pe) y del caudalímetro, oscilaban al momento de la lectura de los datos, se procede a realizar las siguientes conclusiones:

- Se logró diseñar y construir un banco hidráulico que cumple con el objetivo principal, para modificar la curva característica del sistema Bomba-Tubería a fin de alcanzar el máximo rendimiento al punto de funcionamiento de una bomba hidráulica.
- Se diseñaron y calcularon, para el mismo sistema hidráulico, cinco métodos para lograr el máximo rendimiento de la bomba hidráulica, de los cuales se pueden realizar prácticas solo de tres métodos, que con gran eficiencia los dos restantes se ven limitados en un método por el espacio físico y el otro por ser parte constitutiva de la bomba, nos referimos al torneado del rodete.
- Se logró construir un banco hidráulico con equipos y materiales idóneos que nos permite garantizar su normal funcionamiento y confiabilidad en los datos que rescatemos tras las prácticas que se realicen en el mismo.
- Al realizar las prácticas aplicando los diferentes métodos establecidos y calculados podemos observar que tiene un gran desempeño la utilidad del banco, y al comparar estos resultados con los calculados en los diseños, evidenciamos una eficiencia del banco del 93,19%, en forma general, dando una gran confiabilidad en sus parámetros de estudio.
- Se elaboró guías de práctica para cada uno de los métodos a realizarse según sea la metodología a estudiarse, esto nos garantiza que el usuario sea estudiante o docente





va a realizar una práctica confiable y calibrara los equipos a los requerimientos necesarios obteniendo una práctica confiable con datos muy certeros.

- El diseño hidráulico de nuestro banco, estructura física y cálculos de funcionamiento, está sujeto a las condiciones de nuestros equipos e instalaciones físicas, puesto que dichos equipos son los que se pudo adquirir dentro del límite de las posibilidades existentes en el mercado nacional y local.
- Los cálculos pre-establecidos en el diseño de nuestro banco, se pudieron demostrar en la práctica al dar funcionamiento al mismo, con esto garantizamos una precisión en las practicas a realizarse en el futuro.
- Un punto de partida para la selección de la bomba centrífuga es el caudal o servicio óptimo requerido para poder realizar prácticas completas, como necesario es calcular la curva del sistema de pérdidas por la conducción del agua por la tubería en función de la demanda de caudal, y así, intersecar esta curva con la bomba a seleccionar determinándose el punto de operación, si este punto está cercano al punto de mejor eficiencia de la bomba se dice que la bomba es la más indicada, de otra manera realizamos los ajustes necesarios para alcanzar dicho punto.
- Los cálculos específicos de cada una de las metodologías, realizados para poder diseñar y dimensionar nuestro banco, son corroborados al momento de poder realizar dichas prácticas, excepto en la metodología de variación de la altura geométrica, que por limitación de espacio físico no la pudimos realizar exactamente, dando así por sentado el buen diseño de funcionamiento de nuestro banco.
- Existen varios factores que producen errores y variaciones en las lecturas de los instrumentos utilizados en nuestro banco, tales como la longitud de la tubería, los accesorios de acople utilizados tanto a la entrada como a la salida de la bomba, el



tipo y calidad de tubería y accesorios utilizados en la instalación. Esto se debe principalmente a las pérdidas de presión que dichos factores ocasionan dentro de este sistema hidráulico, creando cierto régimen de error entre los cálculos realizados y los datos obtenidos en la práctica operativa de nuestro banco.

- El método de la maniobra de la válvula ( $V_r$ ), el valor registrado del caudal tiene una eficiencia del 88.21%, es un valor escasamente bajo, por lo que se deberá realizar las prácticas con mayor atención y tratando de ser lo más precisos posibles en la apreciación de los resultados.
- Las prácticas por el método de variación de la velocidad nos dieron una eficiencia del 89.75%, en el dato de la altura esto se debe a que la máquina al cambiar su velocidad de giro cambiara obviamente sus energía entregada al fluido.
- La eficiencia del funcionamiento en general del banco la analizamos y es un valor respetable de alta confiabilidad un valor igual al 93,19%, esto nos garantiza las prácticas que realizamos en el banco dándonos valores que serán de gran utilidad en las experiencias que se realizaran en el mismo.



## **h.- RECOMENDACIONES**

- Para la selección de la tubería se debe tener en cuenta el caudal a transportar con esto se puede determinar la velocidad a la que se conducirá, y este valor nos dará el diámetro óptimo de tubería que debemos utilizar, dicho valor deberá ser sometido a parámetros como el material de tubería y los valores recomendados de velocidad a funcionar en la misma.
- Se recomienda programar el variador de frecuencia de manera que al encenderlo inicie en la frecuencia muy baja, de esta forma prolonga la vida del motor y de la tubería, evita el aumento de amperaje motor-bomba y como consecuencia de ello el sobrecalentamiento.
- Se recomienda ajustar la unidad de manteniendo neumático para la carga de presión en el tanque de almacenamiento, así como el correcto ajuste de las válvulas tanto de paso como de alivio neumático, que nos ayudan a mantener la presión, requerido según la práctica que se esté realizando, con esto se logra lecturas más exactas.
- Al trabajar con equipos eléctricos como lo son la bomba hidráulica y el variador de frecuencia, es aconsejable revisar el esquema de conexión y para el caso del variador, la programación predeterminada que existe en el mismo, de manera que al realizar las prácticas no existan ningún tipo de fallas por errores de conexión.
- Es importante que con frecuencia se de mantenimiento y se cambie el líquido del tanque de aspiración, debido a que para la construcción del banco hemos utilizado un tanque metálico que podría desprender impurezas (demasiado pequeñas para el filtro de la válvula de pie) que al ingresar en el rodete de la bomba podrían causar daños en el mismo y un funcionamiento defectuoso del banco.



- Al realizar este tipo de investigaciones es conveniente revisar de forma práctica el funcionamiento de cada uno de los equipos por separado, con la finalidad de evitar deficiencias en su funcionamiento cuando estos ya se encuentren acoplados al sistema hidráulico.
- Se recomienda que para futuros proyectos de investigación, los parámetros de diseño y construcción, se acoplen de preferencia a suministros tanto de equipos como de accesorios disponibles en el mercado local, con el fin de evitar gastos que se consideran innecesarios y retrasos en el proceso investigativo.
- Es conveniente revisar periódicamente la regulación de la válvula de alivio neumático, puesto que el trabajo que estas desempeñan se caracteriza por tener mucha inestabilidad.
- Se debe muy preciso al momento de calibrar la válvula ( $V_r$ ) puesto que está regulada en su funcionamiento mediante un manómetro de mercurio, realizado de manera manual y adaptado a la misma, esto con el fin de que el mercurio no se vaya a filtrar por la tubería principal.
- Con el fin de evitar errores en las mediciones durante las prácticas a realizarse con la maniobra de la válvula en la tubería de impulsión es recomendable que esta sea ejecutada durante el tiempo que sea necesario hasta que la medición en el manómetro de mercurio se estabilice y realizar varias prácticas con el fin de calibrar la válvula y mejorar la eficiencia del método.
- Para obtener resultados óptimos al realizar las prácticas con la variación de velocidad es recomendable calibrar adecuadamente el variador previo a la realización de la misma y hacer varias pruebas para que durante su desarrollo logremos la estabilidad en el tanque presurizado, el variador de frecuencia y la bomba, con el fin de obtener valores y resultados más eficaces.



## i. BIBLIOGRAFÍA

### i.1. LIBROS

1. **ALMANDOZ, Jabier, MONGELOS, Ma. Belén y PELLEJERO, Idoia.** *Apuntes de Máquinas Hidráulicas.* Granada-España : Escuela Universitaria Politécnica, 2008.
2. **CARNICER ROYO, Enrique y MAINAR HASTA, Concepción.** *Bombas Centrífugas.* Madrid-España : Thomson-Paraninfo, 2004.
3. **CRANE, División de Ingeniería de la Universidad.** *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías.* Mexico D.F.- E.U. Mexicanos : Mcgraw-Hill, 2001.
4. **LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás.** *Máquinas-Prontuario.* Madrid : Editorial Paraninfo, 1990.
5. **MARCHEGANI, Ariel.** *Bombas Hidráulicas.* Comahue-Argentina : Universidad Nacional de Comahue-Dto de Mecánica Aplicada, 2004.
6. **MATAIX, Claudio.** *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.* Madrid-España : Del Castillo S.A., 1982.
7. **SALDARRIAGA, Juan.** *Hidráulica de Tuberías.* Bogotá-Colombia : Alfaomega, 2007.
8. **SCHAUM y GILES, Ranald V.** *Mecánica de los Fluidos e Hidráulica.* s.l. : Mcgraw-Hill.
9. **STERLING FLUID SYSTEMS, GROUP.** *Principios Básicos para el Diseño de Instalaciones de Bombas Centrífugas.* Grand Island-USA : Sterling SIHI, 2003.

### i.2. TESIS

1. **CURIMILMA RIVERA, E. F.; SANCHEZ CAPA, J. P.;** *Análisis de la Eficiencia de la Turbina Michell Banki y su aplicación en las Pico Centrales*



*Hidroeléctricas*, Loja-Ecuador: Universidad Nacional de Loja; Ingeniería Electromecánica, 2011.

2. **DELGADO ACUÑA, D. R.**; *Diseño y Construcción de un Equipo de Destilación con Capacidad de 110 Galones Diarios para la Recuperación de Hidrocarburos Volátiles Presentes en Efluentes Líquidos Contaminados Producto del Proceso de Lavado de Tanques en La Empresa Av.Corp*; Quito-Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Ejercito, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2010.

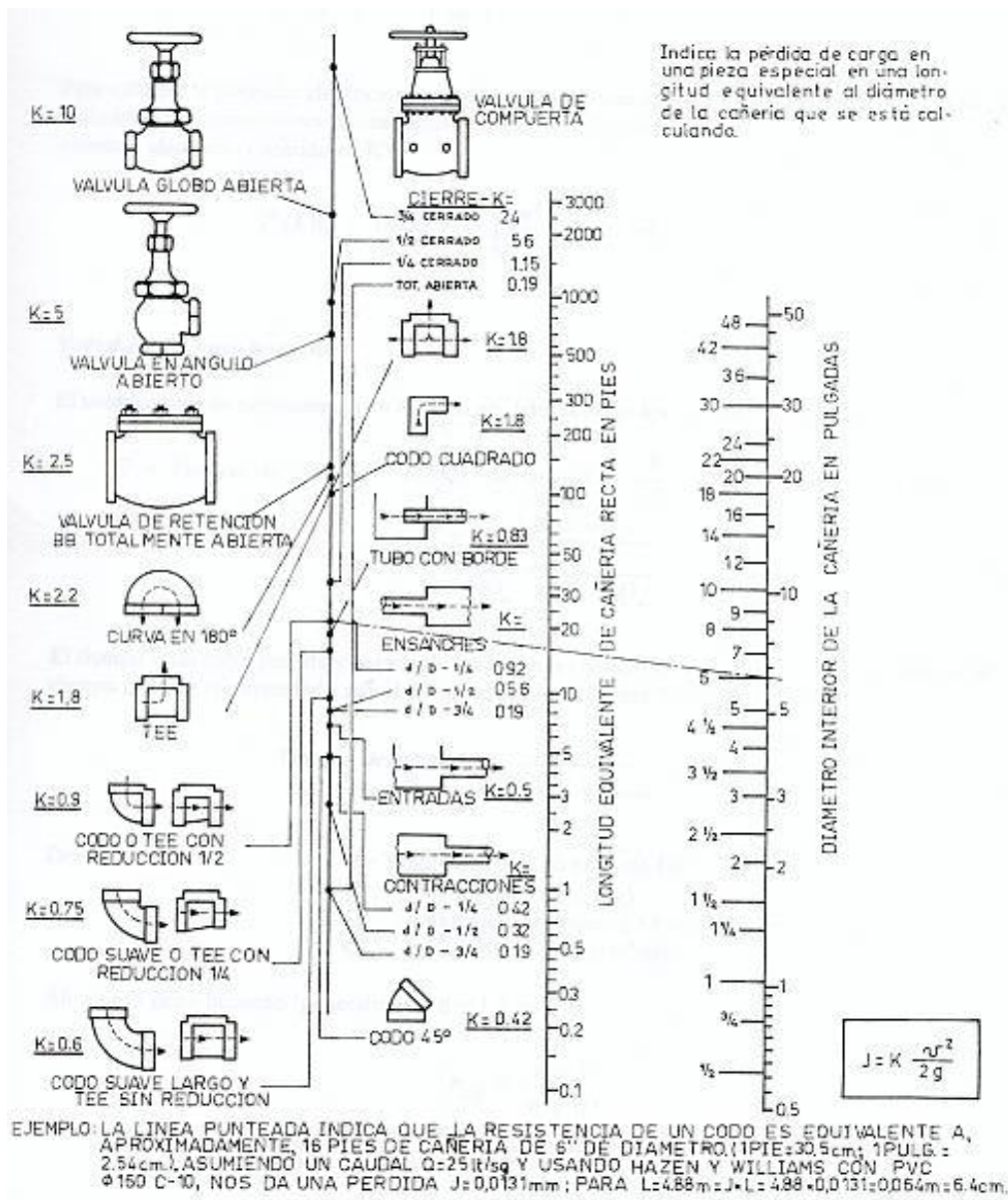
3. **ENCALADA CÓRDOVA C.Y.; QUIROLA MORENO V.B.; LEÓN TAPIA N.V.**; *“Diseño y construcción de un banco de pruebas hidráulico”* Loja – Ecuador: Universidad Nacional de Loja; Ingeniería Electromecánica, 2010.

### **i.3. PAGINAS WEB**

1. [www.converworld.com/es](http://www.converworld.com/es)
2. [es.wikipedia.org](http://es.wikipedia.org)
3. <http://es.scribd.com/doc/19014910/Condiciones-de-succion>
4. <http://es.scribd.com/doc/66650134/90/SELECCION-DE-UNA-BOMBA-PUNTO-DE-FUNCIONAMIENTO>
5. <http://www.flowoffluids.com>
6. <http://www.miliarium.com/Prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.asp>
7. [www.pedrollo.com/es](http://www.pedrollo.com/es)
8. <http://www.savinobarbera.com/espanol/teoria.html>

## j. ANEXOS

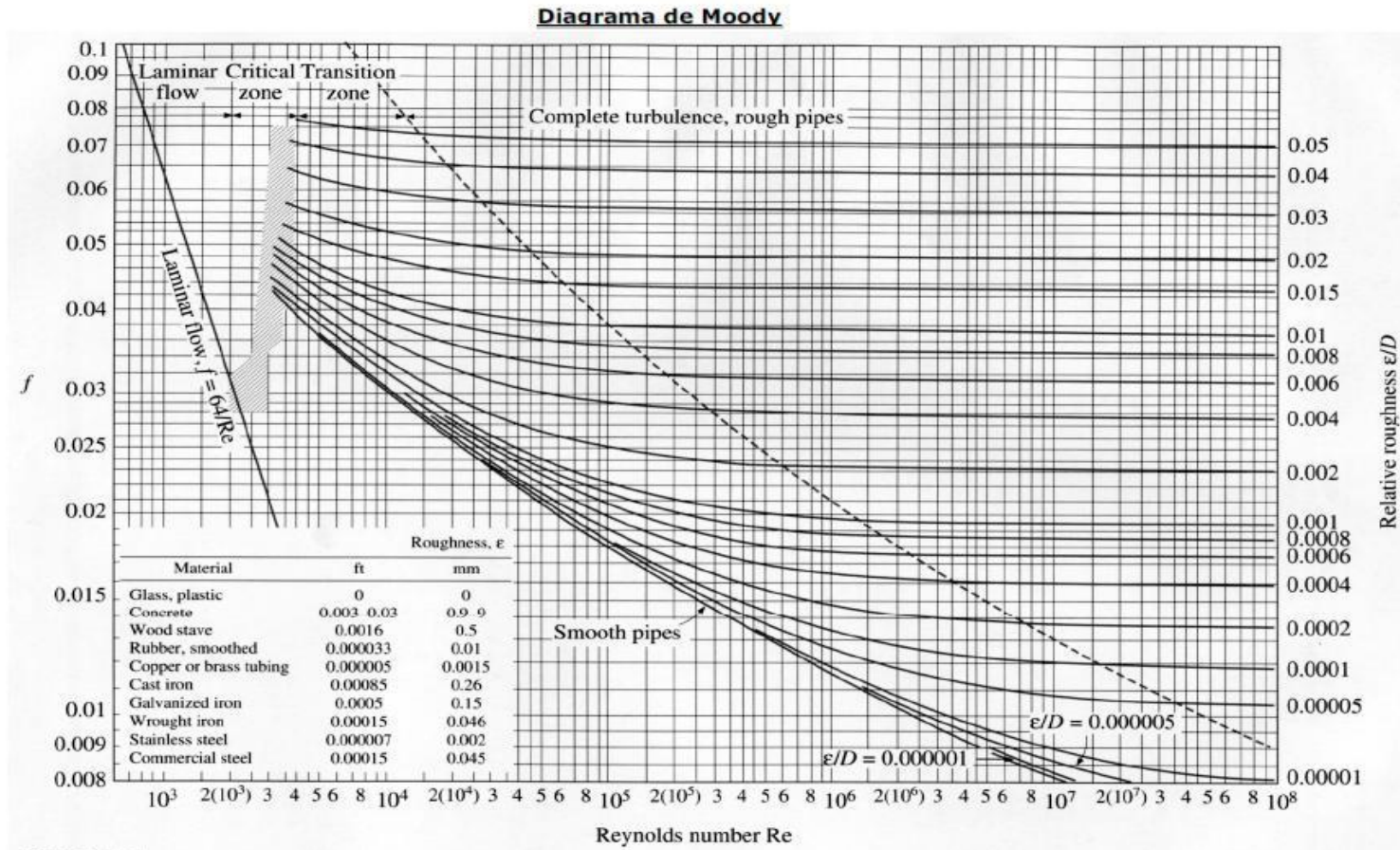
### Anexo 1.- Longitudes equivalentes de algunos accesorios componentes principales de sistemas hidráulicos.



Fuente 1.- Apuntes de Fluido mecánica. Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.



## Anexo 2.- Diagrama de MOODY



Fuente 2.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.





**Anexo 3.-** Coeficientes  $\zeta$  de pérdidas en codos diversos.

(a)	$\frac{r}{D} = 0$	0,25	0,5	1,0	
	$\zeta = 0,8$	0,4	0,25	0,16	
(b)	$\frac{r}{a}$	$\frac{b}{a} = 1$	$\frac{b}{a} = 2$	$\frac{b}{a} = 3$	$\frac{b}{a} = 4$
	0	$\zeta = 1,0$	$\zeta = 0,9$	$\zeta = 0,8$	$\zeta = 0,73$
	0,25	0,4	0,4	0,39	0,32
	0,5	0,2	0,2	0,19	0,16
	1,0	0,13	0,13	0,13	0,10
(c)	$L = 0$	$L = D$			
	$\zeta = 0,62$	$\zeta = 0,68$			
(d)	N.º de álabes =		1	2	3
	$\frac{r}{a}$	=	0,25	0,2	0,15
	$\zeta$	=	0,15	0,12	0,10
(e)	$r_1 = \frac{r_2}{2} = \frac{a}{b}$	$\zeta = 0,1$			
(f)	$\frac{r}{D} = 0,25$	0,5	1		
	$\zeta$ (codo de 3 piezas)	0,8	0,4	0,3	
	$\zeta$ (codo de 5 piezas)	0,5	0,3	0,2	

Fuente 3.- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Mataix Claudio; Madrid-España, 1982, pag. 241

**Anexo 4.-** Coeficiente de HAZEN-WILLIAMS, para algunos materiales.

COEFICIENTE DE HAZEN-WILLIAMS PARA ALGUNOS MATERIALES			
Material	C	Material	C
Asbesto cemento	140	Hierro galvanizado	120
Latón	130-140	Vidrio	140
Ladrillo de saneamiento	100	Plomo	130-140
Hierro fundido, nuevo	130	Plástico (PE, PVC)	140-150
Hierro fundido, 10 años de edad	107-113	Tubería lisa nueva	140
Hierro fundido, 20 años de edad	89-100	Acero nuevo	140-150
Hierro fundido, 30 años de edad	75-90	Acero	130
Hierro fundido, 40 años de edad	64-83	Acero rolado	110
Concreto	120-140	Lata	130
Cobre	130-140	Madera	120
Hierro dúctil	120	Hormigón	120-140

Fuente 4.- <http://www.miliarium.com/Prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.asp>



**Anexo 5.-** Factor k de pérdidas localizadas para distintos accesorios.

Accesorio	$K/f_t$
Válvula esclusa paso total	8
Válvula retención a clapeta	100
Válvula retención disco basculante	120
	90
	60
Válvula de retención a pistón	600
Válvula globo	340
Válvula ángulo	150
Válvula de pie a pistón	420
Válvula de pie a clapeta	75
Válvula esférica paso total	3
Válvula esférica paso reducido	12
Válvula mariposa	45
	35
	25
Válvula tapón	18
Robinete	18
Codo roscado a 90°	30
Codo roscado a 45°	16
Codo radio largo a 90° (R=1,5 D)	14
Codo radio largo a 45° (R = 1,5 D)	8
Codo radio corto a 90° (R=1,5 D)	20
Codo radio corto a 45° (R = 1,5 D)	11
Te (en dirección del flujo)	20
Te (flujo gira a 90°)	60
Entrada a caño desde depósito	$K=0,5$
Salida caño a depósito	$k = 1$

para diámetros de 50 a 200mm  
para diámetros de 250 a 400mm  
para diámetros mayores de 400mm

para diámetros de 50 a 200mm  
para diámetros de 250 a 400mm  
para diámetros mayores de 400mm

Diámetro		Factor de fricción turbulento $f_t$
pulgadas	mm	
1/2	13	0,027
3/4	19	0,025
1	25	0,023
1 1/4	32	0,022
1 1/2	38	0,021
2	51	0,019
2 1/2	63	0,018
3	76	0,018
4	102	0,017
5	127	0,016
6	152	0,015
8	203	0,014
10	254	0,014
12	305	0,013
14	356	0,013
16	406	0,013
18	457	0,012
20	508	0,012
22	559	0,012
24	610	0,012

Ejemplo:

pérdida localizada válvula esclusa paso total de 1 pulgada de diámetro:

$$k = 8 \times f_{t1} = 8 \times 0,023 = 0,184$$

Fuente 5.- Apuntes de Fluido mecánica, Capitulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.



**Anexo 6.-** Coeficiente de fricción en tuberías.

Tipo de Flujo	Comportamiento de la tubería	Expresión	Coefficiente $f$	$hf$
Flujo laminar $Re \leq 2000$		Hagen-Poiseuille	$f = 64 / Re$	$hf = f(v)$
$2000 < Re < 4000$	Flujo Indeterminado	Zona crítica, no se debe de trabajar		
Flujo turbulento ( $Re \geq 4000$ ),	Tubería Lisa $Re < Re' = \frac{23}{\frac{\epsilon}{D}}$	$Re \leq 10^6$ Blasius	$f = 0.316 / Re^{0.25}$	$hf = f(v^{1.75})$
		$Re > 10^6$ Karman-Prandtl	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{Re \sqrt{f}}{2.51}$	
	Tubería semirrugosa $Re \leq Re' \leq Re''$	Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{\epsilon/D}{3.71} \right]$	
Tubería rugosa $Re > Re'' = \frac{560}{\frac{\epsilon}{D}}$		Karman-Prandtl	$f = \frac{0.25}{\left[ \log_{10} \frac{3.71}{\frac{\epsilon}{D}} \right]^2}$	$hf = f(v^2)$

Expresiones aproximadas de PSAK	
Tubo liso y $Re > 10^6$	Tubo semiliso
$f = \frac{0.25}{\left[ \log_{10} \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right]^2}$	$f = \frac{0.25}{\left[ \log_{10} \left[ \frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right]^2}$

Fuente 6.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.

**Anexo 7.-** Velocidades utilizadas para el flujo de agua en tuberías.

Servicio	Velocidad
Alimentación de calderas . . . . .	<b>2.4 a 4.6 m/s (8 a 15 pie/s)</b>
Succión de bombas y líneas de descarga . . . . .	<b>1.2 a 2.1 m/s (4 a 7 pie/s)</b>
Servicios generales . . . . .	<b>1.2 a 3.0 m/s (4 a 10 pie/s)</b>
Distribución de agua potable . . . . .	<b>hasta 2.1 m/s (7 pie/s)</b>

Fuente 7.- CRANE-División de Ingeniería de la Universidad de Guadalajara. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Fórmulas y nomogramas para el flujo en válvulas, accesorios y tuberías. Cap. 3, pág. 10.



**Anexo 8.-** Tabla de conversiones de unidades de presión.

Para convertir	multiplicar por	para obtener	Para convertir	multiplicar por	para obtener
<b>Presión</b>					
bar	14,504	psi		0,06895	bar
bar	100000	Pa [N/m <sup>2</sup> ]		0,00001	bar
bar	100	kPa		0,01	bar
bar	0,9869	atm		1,01325	bar
bar	1,0197	kg/cm <sup>2</sup>		0,98064	bar
bar	750,06	mm Hg		0,0013332	bar
bar	10,197	m H <sub>2</sub> O		0,098064	bar
mbar	1,0197	cm H <sub>2</sub> O		0,98064	mbar
mbar	1	hPa		1	mbar
atm	14,696	psi		0,06805	atm
atm	101,325	kPa		0,00987	atm
atm	1,0332	kg/cm <sup>2</sup>		0,96787	atm
atm	760	mm Hg		0,00132	atm
atm	10,3323	m H <sub>2</sub> O		0,096787	atm

Fuente 8.- Manual Gases; Indura-Chile, 2009.

**Anexo 9.-** Coeficiente de Hazen-Williams, dependiente del material y diámetro de la tubería.

HAZEN WILLIAMS

MUY LISAS	$C_{HW} = 150$	$\varepsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-5}$
LISAS	$C_{HW} = 140$	$1,5 \cdot 10^{-5} < \varepsilon/D \leq 2 \cdot 10^{-4}$
SEMILISAS	$C_{HW} = 130$	$2 \cdot 10^{-4} < \varepsilon/D \leq 1 \cdot 10^{-3}$
RUGOSAS	$C_{HW} = 120$	$1 \cdot 10^{-3} < \varepsilon/D \leq 4 \cdot 10^{-3}$
MUY RUGOSAS	$C_{HW} = 110$	$4 \cdot 10^{-3} < \varepsilon/D \leq 1,5 \cdot 10^{-2}$
EXCESIVAMENTE RUGOSAS	$C_{HW} = 100$	$\varepsilon/D > 1,5 \cdot 10^{-2}$

Fuente 9.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.



**Anexo 10.-** Valores de la Presión Atmosférica.

■ Cuadro de valores de la presión atmosférica		
Altura sobre el nivel del mar	Presión (Kg/cm <sup>2</sup> )	Metros de agua a 23.9 ° C
0	1.033	10.33
610	0.963	9.63
1219	0.893	8.93
1524	0.858	8.58
1829	0.830	8.30
2134	0.795	7.95
2438	0.766	7.66
2743	0.738	7.38
3048	0.710	7.10

Fuente 10.- TAPIA PERALTA, D.G., Clases Bombas, Documento Digital Pdf, Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Loja, 2011, Loja-Ecuador.

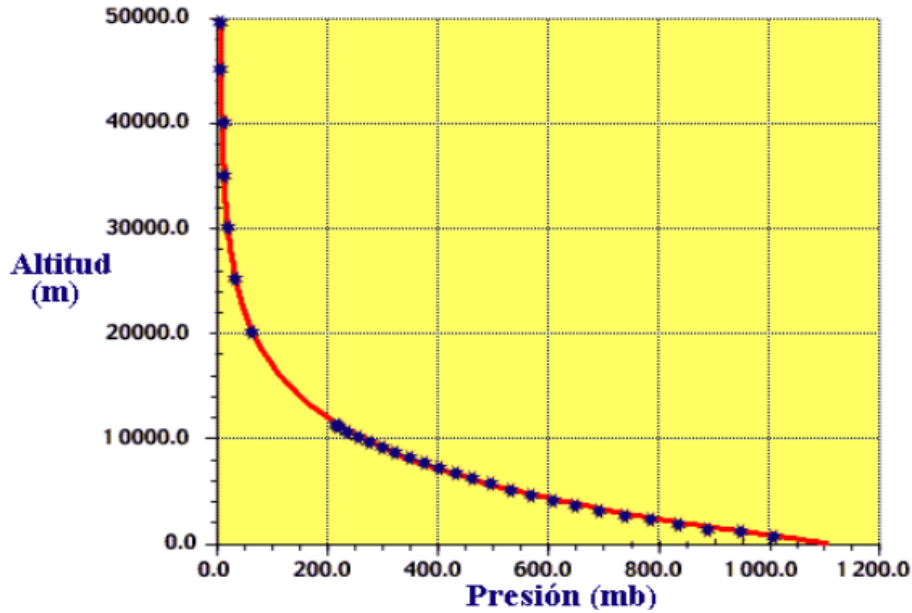
**Anexo 11.-** Propiedades del Agua a la Presión de Saturación.

■ Propiedades del agua a la presión de saturación		
Temp. ° C	Presión de vapor (Kg/cm <sup>2</sup> )	Presión de vapor en metros de agua
0.0	0.006	0.06
5.0	0.009	0.09
10.0	0.013	0.13
20.0	0.024	0.24
32.2	0.049	0.49
43.3	0.090	0.90
54.4	0.156	1.56
60.0	0.203	2.03
71.1	0.333	3.33

Fuente 11.- TAPIA PERALTA, D.G., Clases Bombas, Documento Digital Pdf, Ingeniería Electromecánica, Universidad Nacional de Loja, 2011, Loja-Ecuador.



**Anexo 12.-** Variación aproximada de la presión atmosférica con la altura, partiendo desde la superficie terrestre, a 1013 mb y en una atmósfera tipo o estándar.



Fuente 12.- Internet.

**Anexo 13.-** Características de Motores Eléctricos.

Instalaciones eléctricas	<b>CARACTERÍSTICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS</b>				TABLA 17 . 5
<p><b>Número de revoluciones de los motores eléctricos</b>            El número de revoluciones de un motor eléctrico es función de su número de polos y de la frecuencia de la corriente; resulta:</p> $n = \frac{120 \cdot \text{Hz}}{n_p} = \frac{60 \cdot \text{Hz}}{2n_p}, \text{ revoluciones por minuto, siendo:}$ <p>Hz La frecuencia en hertzios  <math>n_p</math> El número de polos; <math>2n_p</math> el número de pares de polos</p> <p>La frecuencia normal de la corriente eléctrica es de 50 Hz en Europa y 60 Hz en América.</p>					
<b>REVOLUCIONES POR MINUTO SEGÚN <math>n_p</math> Y Hz</b>					
N.º de polos	R.p.m. a 50 Hz	R.p.m. a 60 Hz	N.º de polos	R.p.m. a 50 Hz	R.p.m. a 60 Hz
2	3000	3600	12	500	600
4	1500	1800	14	428	514
6	1000	1200	16	375	450
8	750	900	18	333	400
10	600	720	20	300	360
Nota. — El número de revoluciones se reduce en un 5% en los motores a plena carga (por resbalamiento).					

Fuente 13.- LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás. Máquinas-Prontuario. Madrid: Editorial Paraninfo, 1990; Tabla 17.5, pág. 177.



**Anexo 14.-** Propiedades físicas del agua.

Temperatura	Densidad	Viscosidad	Viscosidad cinemática	Módulo de elasticidad volumétrica	Tensión Superficial	Presión de Vapor
°C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ N·s/m <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	$\nu$ m <sup>2</sup> /s·10 <sup>-6</sup>	K Pa·10 <sup>7</sup>	$\sigma$ N/m·10 <sup>-2</sup>	$p_v$ Pa
0	999,9	1,792	1,792	204	7,62	588
1	999,9	1,732	1,732			
2	1000,0	1,674	1,674			
3	1000,0	1,619	1,619			
4	1000,0	1,568	1,568			
5	1000,0	1,519	1,519	206	7,54	882
6	1000,0	1,473	1,473			
7	999,9	1,429	1,429			
8	999,9	1,387	1,387			
9	999,8	1,348	1,348			
10	999,7	1,310	1,310	211	7,48	1.176
11	999,6	1,274	1,274			
12	999,5	1,239	1,240			
13	999,4	1,206	1,207			
14	999,3	1,175	1,176			
15	999,1	1,145	1,146	214	7,41	1.666
16	999,0	1,116	1,117			
17	998,8	1,088	1,089			
18	998,6	1,060	1,061			
19	998,4	1,034	1,036			
20	998,2	1,009	1,011	220	7,36	2.447

Fuente 14.- Apuntes de Fluido mecánica, Capítulo 14, Ingeniería Fluido mecánica, Dto. Ingeniería Nuclear y Mecánica de Fluidos; Esc. Universitaria Politécnica, Donostia-San Sebastián; Granada-España.

**Anexo 15.-** Banco Hidráulico para Ensayos de Fluidos y rendimientos de Bomba Hidráulica



Fuente 15.- www.shiyantai.com.cn



**Anexo 16.-** Bomba Pedrollo CP 660 de 2 HP (elemento principal del banco de pruebas) y equipos de medición (manómetro y vacuómetro).



Fuente 16.- Autores.

**Anexo 17.-** vista del banco con todos sus elementos y estructura física.



Fuente 17.- Autores.





Anexo 18.- Equipo de medición, caudalímetro tipo reloj de 15 a 100 GPM, de la marca Jhon C. Ernest.



Fuente 18.- Autores.

Anexo 19.- Equipo de control, variador de frecuencia de entrada y salida trifásica 220/380 V, de la marca Allen Bradley-modelo Power Flex.



Fuente 19.- Autores.



**Anexo 20.-** conjunto operacional, de mano y control del sistema hidráulico (bomba hidráulica, manómetros, vacuómetro, caudalímetro y variador de frecuencia).



Fuente 20.- Autores.

**Anexo 21.-** Válvula “Vr” de Tipo Compuerta, Dispuesta en el Banco para Producir Pérdidas con el fin Alcanzar el Pd.



Fuente 21.- Autores.

## Anexo 22.- GUÍAS PARA EL ESTUDIANTE

### PRÁCTICA N 1

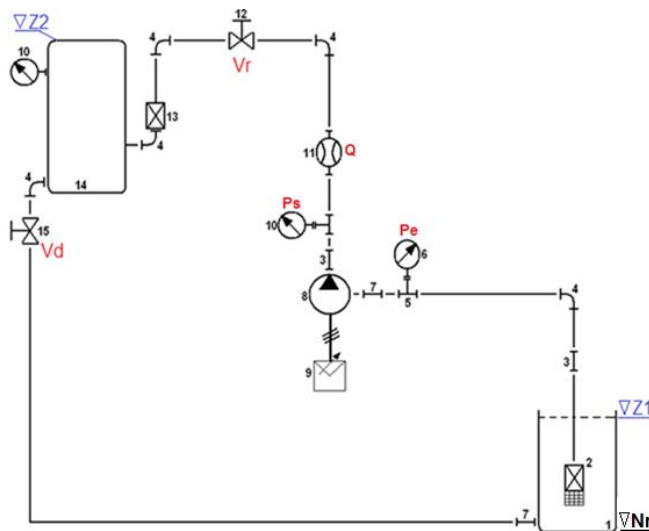
#### TEMA:

- Modificación del punto de funcionamiento mediante la modificación de la curva de la instalación (Hmi).

#### OBJETIVOS:

- Determinar gráfica y analíticamente la variación del punto de funcionamiento al elevar el tanque de succión 0,70m de su posición inicial.

#### ESQUEMA GENERAL:



#### MATERIALES:

- Tanque de aspiración de 55 gal abierto a la atmósfera
- Válvula de pie
- Manómetro
- Vacuómetro



- Caudalímetro
- Bomba centrífuga
- Tanque presurizado a 2 bares

**DATOS DEL BANCO:**

- $Z1 = 0,70$  m
- $Z2 = 3$  m
- $P1 =$  atmosférica
- $P2 = 2$  bar (manométrica)
- $L(\text{aspiración}) = 2.30$  m
- $L(\text{impulsión}) = 3.15$  m

**PROCEDIMIENTO:**

1. Realizar los cálculos pertinentes con el fin de establecer los valores de las pérdidas primarias y secundarias del banco de pruebas a condiciones normales
2. Con los cálculos realizados obtener analítica y gráficamente la curva de la instalación.
3. Representar en un mismo plano la curva de la instalación y la de la bomba respectivamente, con el fin de determinar el punto de funcionamiento de la bomba a las condiciones dispuestas por el banco.
4. Realizar el procedimiento anterior desplazando el tanque de succión 0,70 m sobre su posición inicial.

**SISTEMA CATEGORIAL:**

- Pérdidas primarias y secundarias en tuberías
- Curvas características

**PREGUNTAS DE CONTROL:**

- Describa el principio que se plantea en la ecuación de Euler.



- ¿Cómo afecta la disposición del tanque de succión al determinar la curva de la instalación?
- ¿Incide la altura de succión en el rendimiento de la bomba hidráulica? Explique.
- ¿A qué se debe el margen de error que se presenta entre los cálculos realizados y los valores obtenidos en la práctica? Comente.

**CONCLUSIONES:**

.....  
.....

**RECOMENDACIONES:**

.....  
.....

**BIBLIOGRAFÍA:**

.....  
.....



## PRÁCTICA N 2

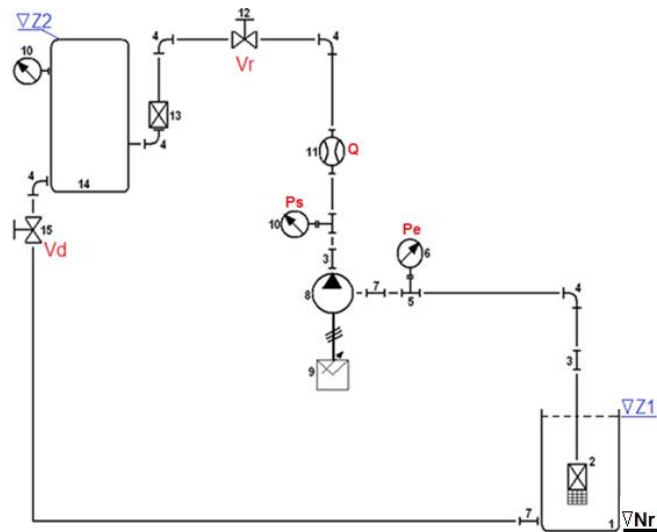
### TEMA:

Variación de la presión del tanque de almacenamiento.

### OBJETIVOS:

- Determinar la altura de impulsión al elevar la presión del tanque de almacenamiento hasta 2.577 bar
- Graficar la curva de Hmi modificada por la variación de presión

### ESQUEMA GENERAL:



### MATERIALES:

- Tanque presurizado a 2,577 bar
- Manómetro
- Unidad de mantenimiento neumática
- Válvula de desfogue neumática

### PROCEDIMIENTO:

- Regular la presión del tanque de almacenamiento hasta 2.577 bar.



- Introducir los valores de presión y de altura en la expresión de Hmi:

$$Hmi = (P_2 - P_1) + \left( \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) + hf$$

- Trazar la nueva gráfica obtenida al variar el valor de presurización del tanque de almacenamiento.

**SISTEMA CATEGORIAL:**

- Unidad de mantenimiento neumática
- Presurización en tanques de almacenamiento
- Válvulas de alivio neumáticas

**PREGUNTAS DE CONTROL:**

- ¿Qué características de la instalación varían al cambiar el valor de la presurización del tanque de almacenamiento?
- ¿Cómo varía la curva de Hmi en relación al valor de presurización del tanque de almacenamiento?

**CONCLUSIONES:**

.....  
.....

**RECOMENDACIONES:**

.....  
.....

**BIBLIOGRAFÍA:**

.....  
.....



### PRÁCTICA N 3

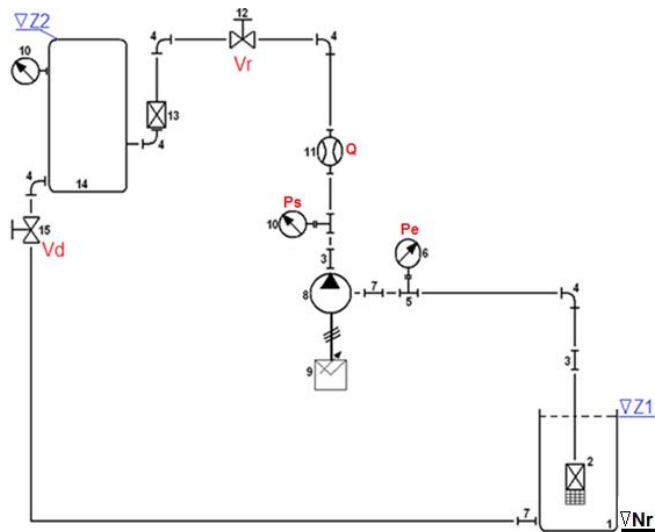
#### TEMA:

Pérdidas de carga al maniobrar una válvula de compuerta instalada en el banco de pruebas.

#### OBJETIVOS:

- Medir las pérdidas de carga ocasionadas por una válvula compuerta instalada en el sistema hidráulico utilizando un manómetro de mercurio.
- Graficar la curva de Hmi al realizar la operación de cierre de la válvula.

#### ESQUEMA GENERAL:



#### MATERIALES:

- Válvula compuerta
- Manómetro
- Manómetro de mercurio
- Caudalímetro
- Vacuómetro

#### PROCEDIMIENTO:

- Descomponer la ecuación general de Hmi con la finalidad de aislar el coeficiente de pérdidas K de la válvula.





- Determinar el valor de  $K_v$  correspondiente para que la curva pase por  $P_d$ , utilizando la expresión del teorema de Borde-Belanger.
- Reemplazar el valor de  $K_v$  en la ecuación general de  $H_{mi}$  dando valores a  $Q$ .
- Trazar la gráfica de  $H_{mi}$  resultante de modificar la apertura de la válvula compuerta.
- Verificar el valor teórico de  $K_v$  realizando la medición en el manómetro de mercurio instalado en el banco de pruebas hidráulico.

**SISTEMA CATEGORIAL:**

- Válvula compuerta
- Coeficiente de pérdidas en válvulas
- Manómetro de mercurio
- Teorema de Borde-Belanger

**PREGUNTAS DE CONTROL:**

- ¿Qué forma describe la curva de  $H_{mi}$  al realizar la experimentación de cerrado de la válvula en cada operación?
- ¿Qué valor expresa el término cuadrático en la expresión de  $H_{mi}$ ?
- ¿Para qué nos ayuda la expresión matemática expresada en el teorema de Borde-Belanger?

**CONCLUSIONES:**

.....  
.....

**RECOMENDACIONES:**

.....  
.....

**BIBLIOGRAFÍA:**

.....



## PRÁCTICA N 4

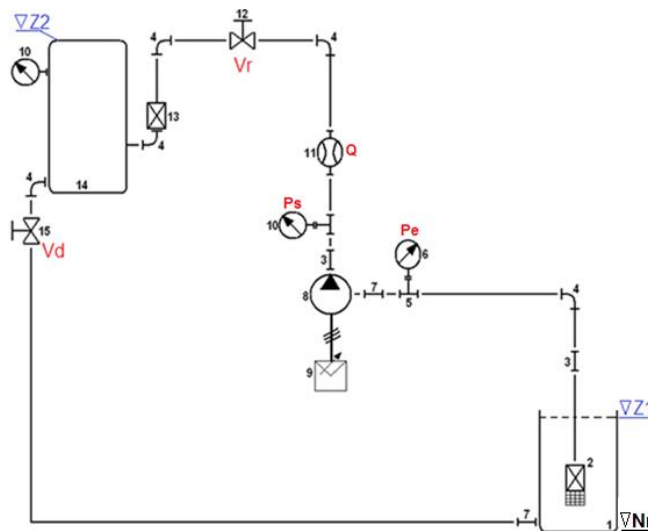
### TEMA:

Ajuste de rendimiento de la bomba variando su velocidad de giro.

### OBJETIVOS:

- Determinar la relación que existe entre un punto de la curva característica cuando la bomba gira a  $\omega_1$  (rpm) de la misma bomba cuando gira a  $\omega_2$  (rpm)
- Determinar gráfica y analíticamente la variación del punto de funcionamiento de la bomba hidráulica al variar la velocidad de giro de la misma.

### ESQUEMA GENERAL:



### MATERIALES:

- Caudalímetro
- Variador de frecuencia
- Manómetro
- Vacuómetro
- Bomba hidráulica



**PROCEDIMIENTO:**

- Determinar el valor del coeficiente adimensional K tomando los valores de caudal  $Q=6,5\text{m}^3/\text{h}$  y  $h=25,35\text{m}$  respectivamente.

$$K := \frac{H}{Q^2}$$

- Dibujar la parábola de la ecuación  $K := \frac{H}{Q^2}$  dando valores en la ecuación.
- Trazar la gráfica de puntos homólogos.
- Determinar el valor de  $Q_1$  igualando la ecuación de la bomba con la de la parábola de puntos homólogos.
- Determinar el valor de  $\omega_2$  (rpm) utilizando las ecuaciones de semejanza.
- Graficar la curva característica modificada.

**SISTEMA CATEGORIAL:**

- Leyes de semejanza
- Variación de la velocidad de giro de una bomba hidráulica
- Curvas características Bomba – Instalación
- Gasto o Caudal

**PREGUNTAS DE CONTROL:**

- ¿Cómo se desplaza la curva característica de la bomba al variar su velocidad de giro?
- Enuncie la primera ley de semejanza de las bombas hidráulicas.
- ¿A qué hace referencia la tercera ley de semejanza de bombas hidráulicas?
- ¿A qué tipos de bombas hacen referencia la 4ta, 5ta y 6ta leyes de semejanza de bombas hidráulicas?

**CONCLUSIONES:**

.....

.....

.....



**RECOMENDACIONES:**

.....  
.....

**BIBLIOGRAFÍA:**

.....  
.....



**Anexo 23.-** Manual de Operación y Mantenimiento del Banco hidráulico.

**Banco de pruebas para el análisis de los métodos de ajuste de máximo rendimiento de una bomba hidráulica instalada a una red en operación**

**MANUAL DEL OPERADOR**

**Precauciones Generales**

- Antes de iniciar la operación del banco es conveniente constatar la ubicación y montaje de cada uno de los accesorios dispuestos en el mismo, con el fin de evitar accidentes por la inestabilidad de los componentes.
- El banco de pruebas hidráulicas trabaja con presiones relativamente altas si consideramos los accesorios del que este se encuentra formado, así que es indispensable evitar individualismos durante la operación del mismo, de manera que se puedan realizar las prácticas con mayor eficiencia.
- Es importante recordar que la alimentación tanto del variador como de la bomba hidráulica es trifásica, por cuanto si se produjera la falla de una de las líneas esto llevaría a un funcionamiento defectuoso del variador indicándonos una falla de energía en el display del mismo como medio de seguridad.
- Al iniciar una práctica con el banco de pruebas hidráulicas debemos tener muy en cuenta el correcto ajuste de las válvulas reguladoras de presión, debido a que estas se han modificado tomando en cuenta las características específicas para el desarrollo de cada práctica, teniendo como límite máximo el requerimiento de la misma.



### **Puesta en Marcha del Banco de Pruebas**

Como se ha descrito a lo largo del desarrollo del proyecto de tesis los componentes del banco de pruebas para el análisis de las metodologías de ajuste de máximo rendimiento de la bomba hidráulica instalada en el mismo, tales como manómetro, vacuómetro, válvulas de alivio, etc., presentan cierto grado de inestabilidad en su desempeño cuando el banco se encuentra en funcionamiento, es por ello que para iniciar una práctica en el mismo es necesario que el operador tenga muy en cuenta el siguiente procedimiento:

- Verificar que la conexión entre el variador y la bomba se encuentre adecuadamente ajustada, puesto que al estar en funcionamiento el banco, este produce vibraciones que podrían ocasionar inestabilidad en la conexión si esta se ha realizada de manera defectuosa.



- Constatar de que el paso de aire en la unidad de mantenimiento neumática esté regulado adecuadamente, conforme sea la necesidad de la práctica a realizar.



- En el banco de pruebas se debe revisar constantemente el estado de los accesorios, ya que es de suma importancia constatar la apertura de la válvula ubicada en la tubería de impulsión. La incorrecta manipulación de este accesorio antes, durante, e incluso después de la realización de la práctica, podría ocasionar lecturas incorrectas de presión, caudal, he incluso en el peor de los casos, (cuando la válvula se encuentra completamente cerrada) provocar que el mercurio se filtre por la tubería principal ocasionando pérdidas económicas.



- Con estos antecedentes, ahora nos encontramos en la capacidad de operar el banco de pruebas para el ajuste de máximo rendimiento de la bomba hidráulica instalada en el mismo, teniendo siempre en cuenta que las variaciones de presión en cualquier momento podrían ocasionar un fallo en el funcionamiento del banco, que aunque se lo ha adecuado convenientemente para la realización de las prácticas, se debe tomar las debidas medidas de precaución al manipularlo.



### **Mantenimiento del banco de pruebas**


El poner en funcionamiento un sistema hidráulico con las características que el banco de pruebas para el ajuste de máximo rendimiento de la bomba acoplada al mismo posee, conlleva una gran cantidad de riesgos en el su funcionamiento óptimo y de los diferentes instrumentos y accesorios que forman parte del circuito hidráulico. Por lo que es aconsejable adoptar las siguientes normas para el mantenimiento del banco:

- Cambiar en medida de lo posible el líquido de trabajo, puesto que los materiales utilizados en su construcción (tanque de succión metálico), tienden a liberar impurezas que a largo plazo ocasionarían fallos en los instrumentos de medición y en especial en el rodete de la bomba disminuyendo la confiabilidad en los resultados plasmados producto de las pruebas realizadas en el banco.
- Revisar frecuentemente la calibración de las válvulas de regulación de presión con la finalidad de que los resultados obtenidos con la práctica estén acordes con los calculados en el análisis teórico.
- Uno de los instrumentos de medida en los que más impurezas se acumulan es en el manómetro de mercurio; por la ubicación que tiene este dentro del banco es conveniente que con frecuencia se filtre el mercurio en un recipiente adecuado y se cambie la manguera que lo contiene, ya que la repetitividad de las prácticas realizadas podrían ocasionar errores de observación para el operador.
- Uno de los accesorios más importantes en la tubería de impulsión para la realización de las prácticas en el banco es la válvula de compuerta, que debido a la función que esta desempeña en el circuito hidráulico, es una de las más propensas a sufrir fallas (con frecuencia se crea un cerrado deficiente de la misma), por lo que es conveniente que esta sea reemplazada luego de un determinado número de prácticas realizadas y de esta manera evitar errores en las lecturas del manómetro.





## Anexo 24.- Manual de Operación del Variador de Frecuencia “Allen-Bradley”

**Inicio Rápido**


### Variador de Velocidad de CA de Frecuencia Ajustable PowerFlex 4

**FRN 6.xx**

Esta Guía de Inicio Rápido resume los pasos básicos necesarios para instalar, poner en marcha y programar el Variador de Velocidad de CA de Frecuencia Ajustable PowerFlex 4. La información provista **No** reemplaza al **Manual del Usuario** y está diseñada sólo para el personal de servicio calificado del variador. Para obtener información detallada sobre el PowerFlex 4, incluidas las instrucciones sobre compatibilidad electromagnética, consideraciones de aplicación y medidas de precaución relacionadas, consulte el *Manual del Usuario* del PowerFlex 4, Publicación 22A-UM001... en [www.rockwellautomation.com/literature](http://www.rockwellautomation.com/literature).


#### Precauciones Generales

---




**ATENCIÓN:** El variador contiene capacitores de alta tensión los cuales demoran algún tiempo en descargarse después de retirar el suministro eléctrico. Antes de trabajar en el variador, verifique el aislamiento del suministro eléctrico en las líneas de alimentación [R, S, T (L1, L2, L3)]. Espere tres minutos para que se descarguen los capacitores hasta niveles seguros de tensión. El incumplimiento de estas indicaciones puede resultar en lesiones personales o la muerte.


Los indicadores LED apagados no constituyen una indicación de que los capacitores se hayan descargado hasta niveles de tensión seguros.




**ATENCIÓN:** Pueden ocurrir lesiones personales o daño al equipo si el parámetro A092 [Int. rearme auto], o el A094 [Inic al encender] se usan en una aplicación errónea. No utilice esta función sin considerar los reglamentos, estándares, códigos locales, nacionales e internacionales y las pautas de la industria.



**ATENCIÓN:** Sólo el personal calificado y familiarizado con los variadores de frecuencia ajustable de CA y las maquinarias asociadas debe planificar o realizar la instalación, la puesta en marcha y el mantenimiento subsiguiente del sistema. El incumplimiento de estas indicaciones puede resultar en lesiones personales y/o daño al equipo.



**ATENCIÓN:** Este variador tiene componentes y ensamblajes sensibles a las ESD (Descargas Electroestáticas). Se deben tomar precauciones de control de estática al instalar, probar, realizar el servicio o reparar este dispositivo. El no seguir los procedimientos de control de ESD puede resultar en daño a los componentes. Si no está familiarizado con los procedimientos de control de estática, consulte la publicación de A-B 8000-4.5.2, “Protección contra Daño Electroestático” o cualquier otro manual de protección contra ESD pertinente.

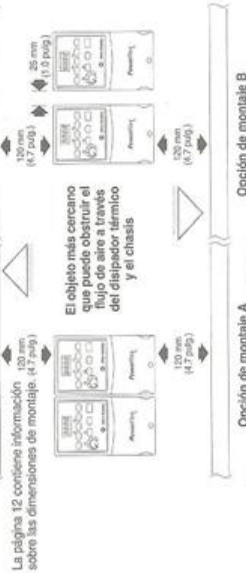


**ATENCIÓN:** La instalación o aplicación incorrecta de un variador puede resultar en daño a los componentes o en una menor vida útil del producto. Los errores de cableado o de aplicación, tales como tamaño insuficiente del motor, fuente de alimentación de CA incorrecta o inadecuada, o temperaturas ambiente excesivas pueden resultar en un funcionamiento defectuoso del sistema.

**Consideraciones de Montaje**

- Instale el variador en posición hacia arriba sobre una superficie vertical y a nivel.
- Grosor Mínimo del Panel: 1.9 mm (0.0747 pulg.)
- Tamaño del Tornillo: M4 (#6-32)
- Par del Tornillo: 1.56 - 1.96 N-m (14-17 lbs-pulg.) | 35 mm
- Evite el polvo o las partículas metálicas para proteger el ventilador de enfriamiento.
- No lo exponga a una atmósfera corrosiva.
- Proteja la unidad contra la humedad y la luz solar directa.

**Distancias Libres Mínimas de Montaje**



No se requiere espacio libre entre variadores.

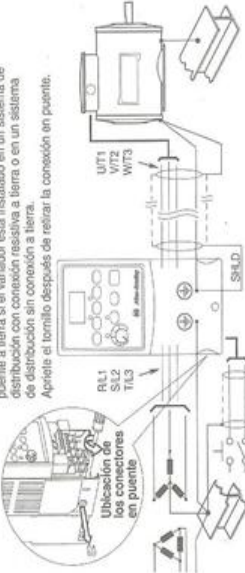
**Temperaturas Ambiente de Operación**

Temperatura Ambiente	Capacidad Nominal del Envoltorio
Máximo	IP 20/Tipo Abierto
Mínimo	IP 30/NEMA 1UL Tipo 1 <sup>(1)</sup>
-10°C (14°F)	50°C (122°F)   IP 20/Tipo Abierto

<sup>(1)</sup> La capacidad nominal requiere la instalación del conjunto opcional PowerFlex 4 IP 30/NEMA 1UL Tipo 1.

**Requisitos Generales de Conexión a Tierra**

Importante: es necesario retirar el MOV al conectar en puente a tierra si el variador está instalado en un sistema de distribución con conexión resistiva a tierra o en un sistema de distribución sin conexión a tierra. Apriete el tornillo después de retazar la conexión en puente.



**Cumplimiento de Normativas CE**

Consulte el *Manual del Usuario* del PowerFlex 4 para obtener detalles respecto a cómo cumplir con las directivas sobre bajo voltaje (LV) y sobre compatibilidad electromagnética (EMC).

**Especificaciones, Fusibles y Disyuntores**

Capacidades Nominales del Variador		Capacidades Nominales de Entrada		Protección de Circuitos Secundarios		Digestión de Alimentación Eléctrica	
Número de Catálogo	Amperios (A)	Amperios (A)	kVA	Fusibles	Motor 1/2 HP	Conectores	IP20 / Watt
<b>Entrada monofásica de 100 - 120 V CA (±10%), Salidas trifásicas de 0 - 230 V</b>							
Z2A-V1P5N104	0.2 (0.25)	1.5	90-126	6.0	10	140M-CZE-C16	100-C09
Z2A-V2P3N104	0.4 (0.5)	2.3	90-126	11.5	15	140M-CZE-C16	100-C12
Z2A-V3P1N104	0.75 (1.0)	3.6	90-126	18.0	30	140M-CZE-C16	100-C23
Z2A-V4P1N104	1.1 (1.5)	5.0	90-126	24.0	40	140M-CZE-C25	100-C37
<b>Entrada monofásica de 200 - 240 V CA (±10%), Salidas trifásicas de 0 - 230 V, SIN FRENADO</b>							
Z2A-A1P4N103	0.2 (0.25)	1.4	180-235	0.7	3	140M-CZE-B40	100-C09
Z2A-A2P1N103	0.4 (0.5)	2.1	180-235	1.05	5	140M-CZE-B63	100-C09
Z2A-A3P1N103	0.75 (1.0)	3.6	180-235	1.8	15	140M-CZE-C16	100-C12
Z2A-A4P1N103	1.5 (2.0)	6.8	180-235	3.4	25	140M-CZE-C16	100-C16
Z2A-A5P1N103	2.2 (3.0)	9.8	180-235	4.8	30	140M-CZE-C25	100-C23
<b>Entrada monofásica de 200 - 240 V CA (±10%), Salidas trifásicas de 0 - 230 V</b>							
Z2A-A1P5N104	0.2 (0.25)	1.5	180-235	0.75	5.0	10	140M-CZE-B63
Z2A-A2P1N104	0.4 (0.5)	2.3	180-235	1.15	6.0	10	140M-CZE-B63
Z2A-A3P1N104	0.75 (1.0)	4.5	180-235	2.25	10.0	15	140M-CZE-C16
Z2A-A4P1N104	1.5 (2.0)	8.0	180-235	4.0	18.0	30	140M-CZE-C20
Z2A-A5P1N104	2.2 (3.0)	11.5	180-235	5.6	21.0	30	140M-CZE-C25
<b>Entrada trifásica de 200 - 240 V CA (±10%), Salidas trifásicas de 0 - 230 V</b>							
Z2A-B1P5N104	0.2 (0.25)	1.4	300-328	1.4	3	140M-CZE-B25	100-C09
Z2A-B2P1N104	0.4 (0.5)	2.3	300-328	1.15	2.5	6	140M-CZE-B40
Z2A-B3P1N104	0.75 (1.0)	4.5	300-328	2.25	5.2	10	140M-CZE-C10
Z2A-B4P1N104	1.5 (2.0)	8.0	300-328	4.0	9.5	15	140M-CZE-C16
Z2A-B5P1N104	2.2 (3.0)	12.0	300-328	5.5	15.5	25	140M-CZE-C16
Z2A-B6P1N104	3.7 (5.0)	17.5	300-328	8.6	21.0	30	140M-FBE-C25
<b>Entrada trifásica de 380 - 480 V CA (±10%), Salidas trifásicas de 0 - 480 V</b>							
Z2A-D1P1N104	0.4 (0.5)	1.4	300-328	1.4	3	140M-CZE-B25	100-C09
Z2A-D2P1N104	0.75 (1.0)	2.3	300-328	2.3	3.2	6	140M-CZE-B40
Z2A-D3P1N104	1.5 (2.0)	4.0	300-328	4.0	5.7	10	140M-CZE-B63
Z2A-D4P1N104	2.2 (3.0)	6.0	300-328	5.9	7.5	15	140M-CZE-C10
Z2A-D5P1N104	3.7 (5.0)	8.7	300-328	8.6	10	15	140M-CZE-C16

**Capacidades Nominales de Entrada**  
 kVA (HP) Amperios (A) Tensión (V) Amperios (A) Fusibles Motor 1/2 HP Conectores

**Protección de Circuitos Secundarios**  
 Fusibles Motor 1/2 HP Conectores

**Digestión de Alimentación Eléctrica**  
 IP20 / Watt

**Entradas de Control**  
 Fuente de Alimentación: 5 V DC (Típico)  
 Consumo de Corriente: 10 mA (Máximo)  
 Múltiple de Control: 4-50 mA (Análisis de Impedancia de entrada de 250 ohmios)  
 Múltiple de Control: 0-10 V CC (Análisis de Impedancia de entrada de 100K ohmios)  
 18-24 V = ACTIVO  
 0-6 V = INACTIVO  
 Por Esterno: 1-10K ohms, 2 Watt mínimo

**Salidas de Control** (Sólo Programable, más de forma C)  
 Capacidad Normal Resistiva: 3.0A a 30 V CC, 125 V CA y 240 V CA  
 Capacidad Normal Inductiva: 0.5A a 30 V CC, 125 V CA y 240 V CA

**Fusibles y Disyuntores Recomendados**  
 Finales: UL Class J CC, 1 o Tipo IBSB: 600 V (500 V) o equivalente. Disyuntores: INSCP o Solastron 140J o equivalente.  
**Características de Protección**  
 Protección del Motor: PT (protección contra sobrecarga) • 150% corriente 60 segundos, 200% durante 3 segundos  
 Protección Protección (Clase 10)  
 Sobrecorriente: 200% límite de corriente, 300% sólo instantáneo

**Clase de Mantenimiento de Alimentación Eléctrica sin Filtro: 100 milisegundos**

**Frenado Dinámico**  
 Incluye el IGBT de freno interno con todas las capacidades normales excepto las versiones Sin Frenado. Consulte el Apéndice B del Manual del Usuario. PowerFlex 4 podrá obtener información sobre cómo hacer pedidos de freno-CE de BB.

<sup>(1)</sup> Los variadores monofásicos de 200-240 V CA también están disponibles con un filtro EMC integral. El índice de catálogo cambia de N104 a N113 y de N104 a N114.

Español-4

### Cableado de Potencia

<b>Capacidad Nominal de Potencia</b>	Alambre de Cobre Recomendado
No apantallado 600 V, 75°C (167°F) THHN/THWN	15 másimas con aislamiento, ubicación seca
Blindado 600 V, 75°C o 90°C (167°F o 194°F) RH-HRW-2	Baldón 25001-29507 o equivalente
Baldón Blindado con capacidad nominal 600 V, 75°C o 90°C (167°F o 194°F) RH-HRW-2	Shawflex 2ACD/3ACD o equivalentes

#### Bloque de Terminales de Potencia (Se Muestra el Bastidor A)

Terminales	Descripción
RL1, SL2	Entrada Monofásica
RL1, SL2, TL3	Entrada Trifásica
UT1	Al Motor UT1
WT2	Al Motor WT2
WT3	Al Motor WT3
BR+, BR-	Conexión de Resistencia de Frenado Dinámico [Capacidades nominales de 0.75 kW (1 HP) y mayores]
④	Conexión a Tierra de Seguridad - PE



#### Especificaciones del Bloque de Terminales de Potencia

Bastidor	Diámetro Máximo del Cable (1)	Diámetro Mínimo del Cable (1)	Par de Apriete
A	3.3 mm <sup>2</sup> (12 AWG)	0.8 mm <sup>2</sup> (18 AWG)	1.7-2.2 N·m (16-19 lbf-pulg.)
B	5.3 mm <sup>2</sup> (10 AWG)	1.3 mm <sup>2</sup> (16 AWG)	

(1) Diámetros máximos/mínimos compatibles con el bloque de terminales. Esto no constituye recomendación alguna.

#### Condiciones de la Potencia de Entrada

<b>Condición de la Potencia de Entrada</b>	<b>Acción Correctiva</b>
Impedancia de Línea Baja (menos de 1% de la resistencia de línea)	• Instale el Reactor de Línea (2)
Mayor que el transformador de alimentación eléctrica de 120 kVA	• o Transformador de Aislamiento
La línea tiene condensadores de corrección del factor de potencia	
La línea tiene interrupciones frecuentes de potencia	
La línea tiene picos intermitentes de ruido en exceso de 8000 V (rayo)	• Retire el punto de conexión
La tensión de fase a tierra excede el 25% de línea normal a tensión de línea.	• o instale el Transformador de Aislamiento con uno secundario con conexión a tierra si fuera necesario.
Sistema de Distribución Sin Conexión a Tierra	

(2) Consulte el Apéndice B del Manual del Usuario del PowerFlex 4 para obtener información sobre cómo hacer pedidos de accesorios.

#### Recomendaciones de Cableado de E/S (3)

Tipos de Cables	Descripción	Capacidad Nominal de Aislamiento Mínima
Baldón 8760/9400 (o equiv.)	0.8 mm <sup>2</sup> (18 AWG), par torcido, 100% apantallado con drenaje	300 V
Baldón 8770 (o equiv.)	0.8 mm <sup>2</sup> (18 AWG), 3 conductores, apantallado para pot. remoto solamente.	10 grados C (140 grados F)

(3) Si los cables son cortos y están contenidos en un envoltorio sin circuitos sensibles, quizá no sea necesario el uso de cable apantallado, pero siempre se recomienda.

#### Especificaciones del Bloque de Terminales de E/S

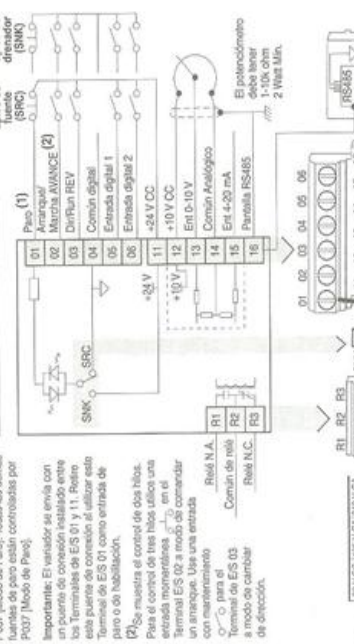
Diámetro Máximo del Cable (4)	Diámetro Mínimo del Cable (4)	Par de Apriete
1.3 mm <sup>2</sup> (16 AWG)	0.13 mm <sup>2</sup> (26 AWG)	0.5-0.8 N·m (4.4-7 lbf-pulg.)

(4) Diámetros máximos/mínimos compatibles con el bloque de terminales. Esto no constituye recomendación alguna. Consulte el Manual del Usuario del PowerFlex 4 para obtener las recomendaciones sobre máxima longitud del cable de alimentación eléctrica y control.

Español-5

### Bloque de Terminales de Control

(1) Operación: El Terminal de E/S (1) está conectado cuando P038 [Fuente de Alimentación] por norma excede cuando P038 [Fuente de Alimentación] está establecido para control de "Tres Hilos". En el control de tres hilos, el Terminal de E/S (1) está controlado por P037 [Fuente de Alimentación]. Todos los demás P037 [Fuente de Alimentación] controlados por P037 [Fuente de Alimentación].	Terminal de E/S (1)	Terminal de E/S (1)
Importante: El variador se envía con un punto de conexión de E/S (1) y E/S (2) en esta fuente de conexión al motor para el Terminal de E/S (1) como entrada de paro o de habilitación.	Paro (1)	Paro (1)
Se muestra el control de dos hilos. Para el control de tres hilos, utilice una entrada momentánea (1) en el Terminal de E/S (2) a modo de comandar un arranque. Use una entrada de mantenimiento para el Terminal de E/S (3) a modo de cambiar la dirección.	Marcha AVANCE (2)	Marcha AVANCE (2)
	Común digital 1	Común digital 1
	Entrada digital 1	Entrada digital 1
	+24 V CC	+24 V CC
	+10 V V	+10 V V
	Común Analógico	Común Analógico
	Err 0-10 V	Err 0-10 V
	Err 4-20 mA	Err 4-20 mA
	Parálisis RS485	Parálisis RS485



No.	Señal	Visor Predefinido	Descripción	Parám.
R1	Relé N.A.	Fallo	Contacto normalmente abierto para el relé de salida.	A055
R2	Común de Relé	-	Común para relé de salida.	-
R3	Relé N.C.	Fallo	Contacto normalmente cerrado para el relé de salida.	A055

Las entradas se pueden cablear como Director (SNK) o Fuente (SRC) mediante ajustes de los microinterruptores.

01	Paro (1)	Inactivo	Es necesario que esté presente un puente de conexión realizado en fábrica o una entrada normalmente cerrada para que arranque el variador.	P036(1)
02	Arranque/Marcha AVANCE	No está Activo	Para deshabilitar la operación en reversa, consulte A066 [Inver Doshab].	P036, P037 A066
03	De-Fren REV	No está Activo	Para entradas digitales. Electrónicamente aislado con entradas digitales de E/S analógicas.	P036, P037 A066
04	Común Digital	-	Programa con A051 [Sk. ent. digi 1].	A051
05	Entrada Digital 1	Frec. preset	Programa con A052 [Sk. ent. digi 2].	A052
06	Entrada Digital 2	Frec. preset	Potencia provista por el variador para las entradas digitales. La corriente máxima de salida es de 100 mA.	-
11	+24 V CC	-	Alimentación eléctrica provista por el variador para el potenciómetro externo de 0-10 V.	P038
12	+10 V CC	-	La corriente máxima de salida es de 15 mA.	-
13	Err 0-10V(3)	No está Activo	Para amperaje externo de entrada de 0-10 V (impedancia de entrada = 10k ohm) o para potenciómetro aislado.	P038
14	Común Analógico	-	Para Err 0-10V o Err 4-20mA. Electrónicamente aislado.	-
15	Err 4-20mA(3)	No está Activo	Para alimentación externa de E/S digitales. (impedancia de entrada = 250 ohm).	P038
16	Parálisis RS485 (DSI)	-	Al usar el puerto de comunicaciones RS485 (DSI) deben conectarse al terminal A la tierra de seguridad.	-

(1) Se puede conectar solo una fuente de inercia a la vez. Si se conecta más de una referencia al mismo tiempo, resultará una interferencia de inercia no deseada.



### Preparación de la Puesta en Marcha del Variador



**ATENCIÓN:** La fuente de alimentación debe estar conectada al variador para realizar los siguientes procedimientos de puesta en marcha. Algunos de las tensiones presentes están al potencial de la línea de entrada. Para evitar el peligro de descarga eléctrica o daño al equipo, el siguiente procedimiento debe ser realizado sólo por personal de servicio calificado. Lea detalladamente y entienda el procedimiento antes de comenzar. Si un evento no se produce durante la realización de este procedimiento, **No Proceda. Desconecte la fuente de alimentación** incluso las tensiones de control suministradas por el usuario. Es posible que existan tensiones suministradas por el usuario aun cuando la potencia de CA no se encuentre conectada al variador. Corrija el desperfecto antes de continuar.

#### Antes de Conectar la Fuente de Alimentación al Variador

- 1. Confirme que todas las entradas se encuentren firmemente conectadas a los terminales correctos.
- 2. Verifique que la potencia de línea de CA en el seccionador se encuentre dentro del valor nominal del variador.
- 3. Verifique que toda la potencia de control digital sea de 24 voltios.
- 4. Verifique que los ajustes del microinterruptor Drenador (SNK)/Fuente (SRC) estén configurados de manera correspondiente con el esquema de cableado de control. Vea la página 5 para conocer la ubicación.

**Importante:** El esquema de control predeterminado es el de Fuente (SRC). El terminal de Paro se conecta en puente (Terminales de E/S 01 y 11) para permitir la puesta en marcha desde el teclado. Si se cambia el esquema de control a Drenador (SNK), será necesario retirar el puente de conexión de los terminales de E/S 01 y 11 e instalarse entre los terminales de E/S 01 y 04.

- 5. Verifique que esté presente la entrada de Paro o no se pondrá en marcha el variador.
- Importante:** Si se utiliza el Terminal de E/S 01 como entrada de paro, el puente de conexión entre los Terminales de E/S 01 y 11 debe retirarse.

#### Conexión de la Fuente de Alimentación al Variador

- 6. Conecte la potencia de CA y las tensiones de control al variador.
- 7. Familiarícese con las características del teclado integral (vea la página siguiente) antes de ajustar cualquier parámetro del Grupo de Programación.

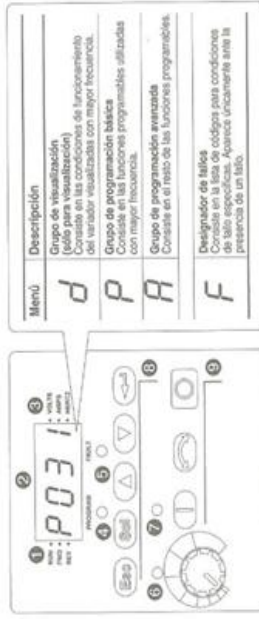
#### Arranque, Paro, Control de Dirección y Velocidad

Los valores de parámetro predeterminados de fábrica permiten controlar el variador desde el teclado integral. No es necesaria programación alguna para arrancar, parar, cambiar la dirección y controlar la velocidad directamente desde el teclado integral.

**Importante:** Para deshabilitar la operación en reversa, consulte A095 [Inver Deshab.].

Si aparece un fallo durante el arranque, la página 11 presenta una explicación del código de fallo. Para obtener información completa sobre la resolución de problemas, consulte el *Manual del Usuario* del PowerFlex 4.

### Teclado Integral



No.	LED	Estado del Indicador LED	Descripción
1	Estado de Marcha Dirección	Rojo Continuo	Indica que el variador está funcionando y comandó la dirección del motor.
2	Pantalla Alfanumérica	Rojo Continuo	El variador ha indicado el cambio de dirección. Indica la dirección real del motor mientras reduce la aceleración a cero.
3	Unidades Mostradas	Rojo Intermitente	Indica el número de parámetro, el valor del parámetro o código de fallo. Un solo dígito intermitente indica que puede modificarse dicho dígito. Todos los dígitos intermitentes es indicación de una condición de fallo.
4	Estado del Programa	Rojo Continuo	Indica las unidades del valor del parámetro mostrado en pantalla.
5	Estado de Fallo	Rojo Continuo	Indica que se puede cambiar el valor de parámetro.
6	Estado del Potenciómetro	Rojo Intermitente	Indica que el variador tiene un fallo.
7	Estado de la Tecla de Arranque	Verde Continuo	Indica que el potenciómetro en el Teclado Integral está activo.
		Verde Continuo	Indica que la Tecla de Arranque en el Teclado Integral está activa. La tecla de Retorno también está activa a menos que se deshabilite por medio del A095 [Inver Deshab.].

No.	Tecla	Nombre	Descripción
8		Escapar	Retrosceder un paso en el menú de programación. Anular un cambio a un valor de parámetro y salir del Modo de Programación.
		Seleccionar	Avanzar un paso en el menú de programación. Seleccionar un dígito al visualizar el valor del parámetro.
		Flecha Hacia Arriba	Permite desplazarse a través de grupos y parámetros. Aumenta o reduce el valor de un dígito intermitente.
		Flecha Hacia Abajo	Avanzar un paso en el menú de programación. Guardar un cambio a un valor de parámetro.
9		Potenciómetro	Se utiliza para controlar la velocidad del variador. La condición predeterminada es activa.
		Arranque	Se controla por medio del parámetro P038. La condición predeterminada es activa.
		Retorno	Se controla por medio del parámetro P035. La condición predeterminada es activa.
		Paro	Se controla por medio de los parámetros P036 y A095. Esta tecla siempre está activa. Se controla por medio del parámetro P037.



Parámetros de Grupo de Visualización

Table with columns: No., Parámetro, Min/Max, Pantalla/Opciones, Valor Predeterminado. Rows include parameters like 0001, 0002, 0003, 0004, 0005, 0006, 0007, 0009, 0010, 0012, 0013, 0014, 0015, 0016, 0017, 0018, 0019, 0020, 0021, 0024, 0037, 0038, 0039, 0040, 0041, 0043.

Puesta en Marcha Inteligente con Parámetros de Grupo de Programación Básica

Delonga el selector antes de cambiar este parámetro.
0 = Delonga el selector antes de cambiar este parámetro.

Visualización y Edición de Parámetros

El último parámetro del Grupo de Visualización utilizado por el usuario se guarda al interrumpirse la alimentación eléctrica y se muestra en pantalla por defecto al volverse a aplicar la alimentación eléctrica.

- 1. Al aplicar la alimentación eléctrica, aparece brevemente con caracteres intermitentes el último número de parámetro de Grupo de Visualización seleccionado por el usuario. La pantalla entonces muestra por defecto el valor actual de parámetro. (El ejemplo muestra el valor de 0001 [Frec. Salida] con el selector detenido.)
2. Pulse Esc una vez para visualizar el número de parámetro de Grupo de Visualización que se muestra durante la puesta en marcha. El número de parámetro se iluminará intermitentemente.
3. Vuelva a pulsar Esc para ingresar al menú de grupo. La letra del menú de grupo se iluminará intermitentemente.
4. Pulse la flecha Hacia Arriba o Hacia Abajo para desplazarse a través del menú de grupo (G, P y A).
5. Pulse Enter o Sel para ingresar a un grupo. El dígito de la derecha del último parámetro visualizado en ese grupo se iluminará intermitentemente.
6. Pulse la flecha Hacia Arriba o Hacia Abajo para desplazarse por los parámetros que están en el grupo.
7. Pulse Enter o Sel para ver el valor de un parámetro. Si no desea editar el valor, pulse Esc para regresar al número del parámetro.
8. Pulse Enter o Sel para acceder al modo de programación y modificar el valor del parámetro. El dígito de la derecha se iluminará intermitentemente y el indicador LED del Programa se iluminará si se puede modificar el parámetro.
9. Pulse la flecha Hacia Arriba o Hacia Abajo para cambiar el valor del parámetro. Si lo desea, pulse Sel para moverse de dígito a dígito o de bit a bit. El dígito o bit que puede cambiar parpadeará.
10. Pulse Esc para cancelar un cambio. El dígito de parámetro se restaura al valor anterior y se apagará el indicador LED del Programa.
11. Pulse Esc para regresar a la lista de parámetros. Continúe pulsando Esc para salir del menú de programación. Si el pulsar Esc no cambia la pantalla, entonces aparecerá 0001 [Frec. Salida]. Pulse Enter o Sel para registrar al menos un grupo.

Ejemplo de Pantallas





Español-11

Consulte el Manual del Usuario del PowerFlex 4 para más información sobre parámetros.

Table with 4 columns: No., Parámetro, Min/Máx, Pantalla/Opciones, Valor Predeterminado. Rows include A103, A104, A105, A106, A107, A110, A111, A112, A113, A114, A115, A116, A117, A118.

Códigos de Fallo

Para borrar un fallo, pulse la tecla Paro, apague y encienda la alimentación eléctrica o establezca A100 [Borrar fallo] en 1 ó 2.

Table with 2 columns: No., Descripción. Rows include F2, F3, F4, F5, F6, F7, F8, F12, F13, F33, F38, F40, F41, F42, F43, F44, F45, F46, F63, F64, F70, F71, F78, F100, F122.

Español-10

Consulte el Manual del Usuario del PowerFlex 4 para más información sobre parámetros.

Parámetros de Grupo Avanzados

Table with 4 columns: No., Parámetro, Min/Máx, Pantalla/Opciones, Valor Predeterminado. Rows include A051, A052, A055, A056, A057, A058, A059, A070, A071, A072, A073.

Table with 2 columns: No., Descripción. Rows include A078, A079, A080, A081, A082, A083, A084, A088, A089, A091, A092, A093, A094, A095, A096, A097, A098, A100, A101, A102.



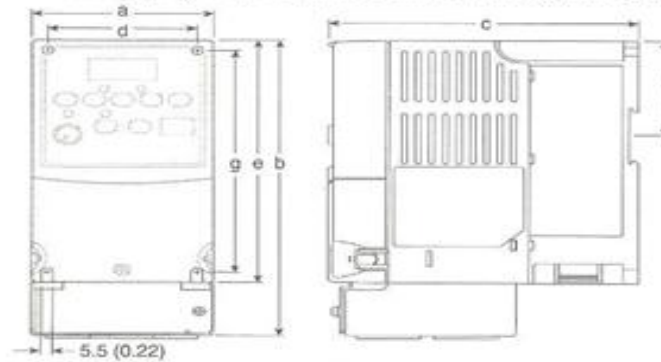
Español-12

### Dimensiones del Variador

Variadores de montaje en panel del PowerFlex 4 – Las capacidades nominales se indican en kW y en (HP)

Bastidor	120 V CA – Monofásico	240 V CA – Monofásico Sin Frenado	240 V CA – Monofásico	240 V CA – Trifásico	480 V CA – Trifásico
A	0.2 (0.25) 0.37 (0.5)	0.2 (0.25) 0.37 (0.5) 0.75 (1.0)	0.2 (0.25) 0.37 (0.5) 0.75 (1.0)	0.2 (0.25) 0.37 (0.5) 0.75 (1.0) 1.5 (2.0)	0.37 (0.5) 0.75 (1.0) 1.5 (2.0)
B	0.75 (1.0) 1.1 (1.5)	1.5 (2.0) 2.2 (3.0)	1.5 (2.0)	2.2 (3.0) 3.7 (5.0)	2.2 (3.0) 3.7 (5.0)

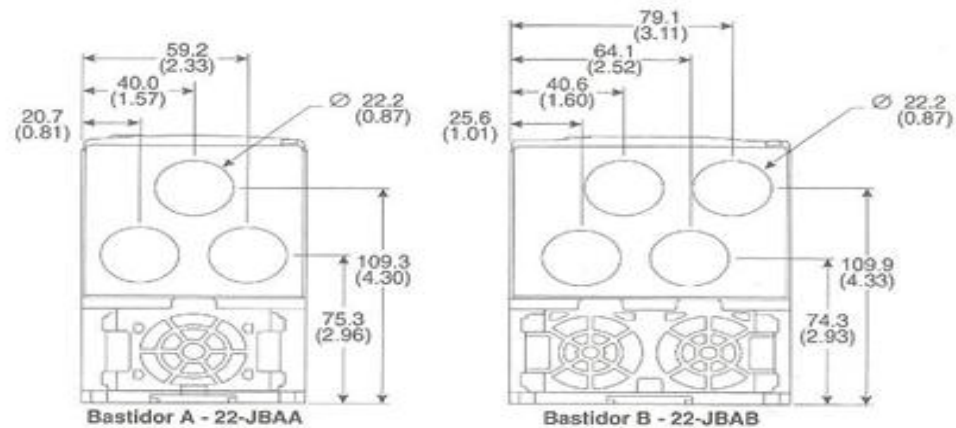
Variadores de montaje en panel del PowerFlex 4 <sup>(1)</sup> – Las dimensiones se muestran en milímetros y (pulgadas). Los pesos se indican en kilogramos y en (libras).



Bastidor	a	b <sup>(2)</sup>	c	d	e <sup>(3)</sup>	f	g	Peso de Envío
A	80 (3.15)	185 (7.28)	136 (5.35)	67 (2.64)	152 (5.98)	59.3 (2.33)	140 (5.51)	1.4 (3.1)
B	100 (3.94)	213 (8.39)	136 (5.35)	87 (3.43)	180 (7.09)	87.4 (3.44)	168 (6.61)	2.2 (4.9)

- (1) También están disponibles Variadores de Montaje en Brida. Consulte el *Manual del Usuario* del PowerFlex 4 para obtener más información.
- (2) Altura total del variador con conjunto opcional IP 30/NEMA 1/UL Tipo 1 instalado.
- (3) Altura total de variador estándar IP 20/Tipo Abierto.

Conjunto opcional IP 30/NEMA 1/UL Tipo 1 – Las dimensiones se muestran en milímetros y (pulgadas)



U.S. Allen-Bradley Drives Technical Support

Tel: (1) 262.512.8176, Fax: (1) 262.512.2222, Email: support@drives.ra.rockwell.com, Online: www.ab.com/support/abdrives

**Rockwell Automation**

Publicación 22A-QS001H-ES-P – Octubre del 2009

Reemplaza a la publicación de octubre del 2008

Copyright © 2009 Rockwell Automation, Inc. Todos los derechos reservados.