

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA ANTONIO NARRO

DIVISIÓN DE INGENIERIA

DEPARTAMENTO DE RIEGO Y DRENAJE



Obtención de curvas características de dos bombas centrífugas y su comparación con las del fabricante

Por:

**MARTHA VIDAL JIMÉNEZ**

TESIS

Presentada como requisito parcial para obtener el título de:

**INGENIERO AGRÓNOMO EN IRRIGACIÓN**

Saltillo, Coahuila, México

Diciembre de 2020

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA ANTONIO NARRO

DIVISIÓN DE INGENIERIA

DEPARTAMENTO DE RIEGO Y DRENAJE

Obtención de curvas características de dos bombas centrifugas y su comparación con las del fabricante

Por:

**MARTHA VIDAL JIMÉNEZ**

TESIS

Presentada como requisito parcial para obtener el título de:


**INGENIERO AGRÓNOMO EN IRRIGACIÓN**

Aprobada por el Comité de Asesoría:



Dr. Sergio Zeferino Garza Vara

Asesor principal



Dr. Luis Samaniego Moreno

Coasesor



M.C. Aaron Isain Melendres Alvarez

Coasesor



M. C. Sergio Sánchez Martínez

Coordinador de la División de Ingeniería

## **DEDICATORIAS**

### **A mis padres**

Ángel Vidal Ortiz

Juana Jiménez Castillo

Quienes son mis pilares y me han brindado su amor y apoyo incondicional día a día. Por brindarme la confianza y permitirme salir de casa para lograr uno de los anhelos más grandes de mi vida, que con su esfuerzo y ejemplo me enseñaron a no rendirme, a esforzarme para lograr mis objetivos. A ustedes les dedico este logro, porque es por ustedes que he llegado a concluirlo.

### **A mis hermanos**

Norma, Gabriela, Blanca, Guadalupe y Rodrigo Vidal Jiménez, por su apoyo y cariño, por sus palabras y consejos que me han brindado durante toda mi vida, por creer en mí a lo largo de la carrera. A mis hermanas Blanca y Guadalupe quienes influyeron en la decisión de mis padres para permitirme viajar lejos de casa.

### **A mis sobrinos**

A ellos que siempre me recibieron con una sonrisa y un abrazo.

## **AGRADECIMIENTOS**

### **A Dios**

Por darme el tiempo y la vida para poder lograr esta etapa, por guiar y cuidar de mis pasos, y por la vida de mis padres.

### **A mi Alma Terra Mater**

La Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro, por recibirme y ser mi segundo hogar, por brindarme los conocimientos necesarios para forjarme como profesionista, por permitirme conocer a buenas amistades y vivir grandes experiencias.

### **A mi asesor principal**

Dr. Sergio Garza Vara, por la pasión de enseñar y la dedicación a sus clases. Por darme la oportunidad y confianza de realizar mi proyecto de tesis, por la paciencia y tiempo para la realización de dicho proyecto, porque sin él no hubiera sido posible.

### **A los docentes, secretarias y personal del Departamento de Riego y Drenaje**

Por los conocimientos y enseñanzas otorgados y el apoyo a lo largo de la carrera donde pude convivir con ellos. A Mary por brindarme su amistad, al Dr. Fernando Villarreal por sus enseñanzas y por la ayuda en el semestre de prácticas.

Al Dr. Luis Samaniego y al M.C. Aaron Melendres por ser coasesores en este proyecto.

### **A mis amigos**

Amisadai Vázquez López por su amistad, consejos y apoyo que me brindó, por sus palabras de aliento cuando más los necesitaba. José Claudio Pérez Delgado por brindarme su amistad y apoyo durante la carrera, por las gratas convivencias. Carlos David y Cristian quienes siempre estuvieron ahí para explicarme con paciencia lo que no lograba entender en las materias.

## INDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIAS.....	i
AGRADECIMIENTOS.....	ii
INDICE DE CUADROS.....	vi
INDICE DE FIGURAS.....	vii
RESUMEN.....	ix
ABSTRACT .....	x
I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Objetivos .....	3
1.1.1. Objetivo general .....	3
1.1.2. Objetivos específicos.....	3
1.2. Hipótesis.....	3
II. REVISION DE LITERATURA .....	4
2.1. El agua .....	4
2.2. El agua en México .....	5
2.3. Bomba hidráulica.....	6
2.4. Clasificación .....	6
2.5. Bombas de desplazamiento positivo.....	8
2.5.1. Bombas reciprocantes.....	10
2.5.2. Bombas rotatorias .....	10
2.6. Bombas dinámicas .....	11

2.6.1.	Bombas periféricas.....	12
2.6.2.	Bombas especiales .....	12
2.7.	Bombas centrifugas.....	13
2.8.	Clasificación de las bombas centrifugas .....	14
2.9.	Elementos de una bomba centrífuga .....	17
2.10.	Pérdidas de carga.....	19
2.11.	Ecuación de Darcy – Weisbach.....	20
2.11.1.	Numero de Reynolds .....	21
2.12.	Curvas características de la bomba .....	24
2.13.	Curvas características reales .....	24
2.13.1.	Curva característica del rendimiento de la bomba.....	26
2.13.2.	Curva característica de potencia de la bomba.....	27
2.13.3.	Curva característica de eficiencia de la bomba .....	27
2.13.4.	Curva característica del sistema .....	27
2.14.	Bombas en serie .....	28
2.15.	Bombas en paralelo .....	29
2.16.	Selección de una bomba.....	30
III.	MATERIALES Y METODOS .....	31
	Localización del sitio de estudio .....	31
	Construcción del sistema .....	32
	Material utilizado .....	33
	Metodología .....	37

IV.	RESULTADOS.....	41
4.1.	Cálculos teóricos .....	41
4.2.	Cálculos prácticos de laboratorio.....	44
4.2.1.	Peso específico .....	44
4.2.3.	Carga dinámica total (CDT) .....	47
4.2.4.	Potencia .....	47
4.3.4.	Eficiencia.....	49
V.	DISCUSIÓN.....	56
VI.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	58
VIII.	BIBLIOGRAFÍA .....	59
IX.	APÉNDICE.....	62
9.1.	Codificación en Visual Basic.....	62

## INDICE DE CUADROS

Cuadro 1.- Material del sistema de conducción .....	34
Cuadro 2.- Especificaciones técnicas del tacómetro .....	35
Cuadro 3.- Especificaciones de medición de multímetro.....	36
Cuadro 4.-Resultados de la Ec. de Darcy-Weisbach para la bomba de 2HP .....	42
Cuadro 5.- Resultados de la Ec. de Darcy-Weisbach para la bomba de 3HP .....	42
Cuadro 6.- Lecturas para peso específico.....	44
Cuadro 7.- Lecturas obtenidas de la bomba de 2HP.....	45
Cuadro 8.- Lecturas obtenidas de la bomba de 3HP.....	45
Cuadro 9.- Resultados de la bomba de 2HP .....	50
Cuadro 10.- Resultados de la bomba de 3HP .....	51



## INDICE DE FIGURAS

Figura 1.- Distribución del agua en el mundo.....	4
Figura 2.- Precipitación en México, CONAGUA 2018 .....	5
Figura 3.-Funcionamiento de una máquina transmisora (Zamora & Viedma, 2016).....	7
Figura 4.- Clasificación de las bombas (Viejo, 1979) .....	8
Figura 5.- Ejemplos de bombas de desplazamiento.....	9
Figura 6.- Bomba recíprocante de émbolo .....	10
Figura 7.- Clasificación según el órgano desplazador (Mataix, 1986) .....	11
Figura 8.- Representación de la carga estática .....	14
Figura 9.- Bomba centrífuga horizontal y vertical .....	15
Figura 10.- Representación de la dirección del flujo.....	16
Figura 11.- Elementos de una bomba centrífuga (Viejo, 1979) .....	18
Figura 12: Diagrama universal de Moody .....	23
Figura 13.- Curva real de la bomba .....	26
Figura 14.- Curva de rendimiento (Carga vs Descarga) .....	26
Figura 15.- Curva característica del sistema .....	28
Figura 16.- Curva característica de bombas en serie.....	29
Figura 17.- Curva característica de bombas en paralelo .....	30
Figura 18.- Ubicación del Departamento de Riego y Drenaje respecto a la UAAAN ....	31
Figura 19.- Ubicación de la UAAAN respecto a Saltillo .....	31
Figura 20.- Sistema de conducción.....	32
Figura 21.- Bomba Prisma 35N.....	33
Figura 22.- Bomba Prisma 45N.....	33
Figura 23.- Datos para peso específico .....	37
Figura 24.- Lectura del manómetro.....	37
Figura 25.- Lectura de presión con piezómetro .....	38

Figura 26.- Toma de datos con el multímetro.....	39
Figura 27.- Lectura de RPM.....	39
Figura 28.- Medición de gasto.....	40
Figura 29.- Curva del sistema calculado con Darcy-Weisbach.....	43
Figura 30.- Gasto en tubo vertical.....	46
Figura 31.- Curvas características de la bomba de 2hp .....	52
Figura 32.- Curva característica de la bomba de 3hp.....	52
Figura 33.- Curvas características proporcionada por el fabricante (2HP) .....	53
Figura 34.- Curvas características proporcionada por el fabricante (3hp) .....	53
Figura 35.- Comparación de curvas del fabricante y las obtenidas en laboratorio (Bomba 2hp).....	54
Figura 36.- Comparación de curvas del fabricante y las obtenidas en laboratorio (3hp) .....	55
Figura 37.- Programa para la obtención del coeficiente f, diseñado por el Dr. Sergio Garza Vara .....	64

## RESUMEN

Suministrar agua a los diferentes sectores de la población se ha vuelto cada vez más difícil ya que hoy en día el agua disponible para el consumo humano se encuentra alejado de las poblaciones o a mayor profundidad, es por eso que las bombas hidráulicas tienen gran impacto a nivel mundial ya que facilitan el suministro de este líquido vital, y no solamente es para uso doméstico, sino que tiene diversos campos de trabajo, como la industria, uso agrícola e incluso para aguas residuales y fluidos más corrosivos o tóxicos. Conocer las características que se necesitan tanto en la bomba como en el sistema, y saber interpretar las curvas características de las bombas ayuda para hacer una buena elección al momento de adquirirlas.

Este proyecto se realizó con la finalidad de conocer el funcionamiento de las bombas, ubicando el sistema en las instalaciones de la Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro (UAAAN), el sistema consta de dos bombas centrifugas y un sistema de conducción adaptado para poder operar dichas bombas de manera individual, en serie y en paralelo, y analizar su comportamiento, posterior a esto generar las curvas características de la bomba y también la del sistema. Previo a esto se debe conocer los cálculos teóricos que conlleva para saber que presión se debe vencer a cierto caudal.

Palabras claves: Bomba centrifuga, curvas características, operación en serie y en paralelo, presión, caudal.

## **ABSTRACT**

Supplying water to different sectors of the population has become increasingly difficult since today the water available for human consumption is far away from the populations or at greater depth, that is why the hydraulic pumps have great impact worldwide as they facilitate the supply of this vital sludge, and not only for domestic use, but has various fields of work, such as industry, agricultural and even use for wastewater and more corrosive or toxic fluids knowing the characteristics that are needed both in the pump and in the system, and knowing how to interpret the characteristic curves of pumps helps to make a good choice when purchasing them

This project was carried out in order to understand the operation of the pumps. Locating the system in the facilities of the UAAAN, the system consists of two centrifugal pumps and a conduction system adapted to operate these pumps individually, in series and in parallel and analyze their behavior, after which generate the characteristic curves of the pump and also the system. Prior to this, it is necessary to know the theoretical calculations involved to know which pressure must be overcome at a certain flow rate.

Keywords: centrifugal pump, characteristic curves, series and parallel operation, pressure, flow.

## I. INTRODUCCIÓN

El agua tiene una gran importancia en la humanidad puesto que es el líquido más esencial para la vida humana, al principio de la historia cuando nuestros antepasados pasaron de nómadas a sedentarios se establecieron cerca de ríos y lagos, que era el lugar de donde obtenían el agua de una manera manual, esto era en cubetas directamente de la orilla del río o lago. Al paso del tiempo conforme fue creciendo la población, se vieron en la necesidad de transportar el agua a una mayor distancia, se vieron forzados a buscar una manera más sencilla para transportar el agua.

Las maquinas que aprovechan la energía del agua han sido utilizadas desde tiempos muy antiguos. Los sumerios disponían de molinos movidos por el agua. Igualmente en la Grecia clásica, en Egipto, en Mesopotamia y en China se usaba la rueda hidráulica, con unas paletas periféricas movidas por la corriente del agua desde unos mil años antes de la era cristiana. Durante el Imperio romano, Vitrubio desarrolló en el siglo I la rueda hidráulica o rueda persa que consta de una rueda grande montada en un eje horizontal donde se montaban unos cangilones que actuaban como una rueda hidráulica de empuje inferior. Hacia el siglo II se comenzó a utilizar en regiones montañosas la rueda hidráulica de empuje superior, en la que el agua incide sobre las palas desde arriba obteniéndose una energía adicional como consecuencia de la caída del agua (Sánchez, 2012). Para poder llegar a lo que ahora conocemos en bombas tuvieron que pasar por distintos inventos como la rueda hidráulica, el tornillo de Arquímedes y los molinos de viento. En la actualidad el suministro de agua a las comunidades se ha vuelto cada vez más difícil, ya que dicho líquido se encuentra a una profundidad mayor que hace algunos años. Para

abastecer a los lugares donde es requerido, es necesario un equipo de bombeo ya que facilita su extracción y conducción.

Para poder elegir un equipo de bombeo adecuado se debe tener conocimiento de las características y necesidades que se tiene en el lugar a donde se desea suministrar el agua, por ejemplo, con qué caudal se cuenta, qué carga se requiere vencer, con qué voltaje se cuenta, entre otros. Teniendo conocimiento de esto, se procede a elegir el equipo, para esto el fabricante debe proporcionar la curva característica de cada bomba, que es donde muestra las características del equipo de bombeo.

## **1.1. Objetivos**

### **1.1.1. Objetivo general**

Obtener las curvas características de las bombas centrífugas y compararlas con las del fabricante.

### **1.1.2. Objetivos específicos**

Obtener las curvas características de las bombas de carga vs descarga, eficiencia vs descarga, potencia vs descarga, y obtener una comparación con las curvas que proporciona el fabricante.

## **1.2. Hipótesis**

Hi: Las curvas del fabricante se ajustan con el comportamiento real obtenido en laboratorio.

Ho: Las curvas del fabricante no se ajustan con el comportamiento real obtenido en laboratorio.

## II. REVISION DE LITERATURA

### 2.1. El agua

Se estima que en el planeta hay una disponibilidad de agua de 1386 millones de kilómetros cúbicos, de los cuales el 97.5% es agua salada y el 2.5% es agua dulce (35 millones de kilómetros cúbicos). De esa cantidad, el 69.7% se encuentra congelado en los polos y glaciares, el 30% está bajo la superficie en acuíferos de alta profundidad y el 0.3% en ríos, lagos y depósitos subterráneos poco profundo, por lo tanto, solo el 0.007% está disponible para el consumo humano (Figura 1). Mucha de esta agua utilizable se encuentra retirada de zonas pobladas, lo que provoca encarecer un uso efectivo (CONAGUA, 2019). El total que está disponible para consumo humano equivale a unos 4,200 km<sup>3</sup> esto dividido en el total de la población que son 6,000 millones de seres humanos, a cada persona le corresponde 700 m<sup>3</sup> al año (Toledo, 2002). Las aguas subterráneas poco profundas abastecen al menos el 50% de la población mundial y se estima que el 20% de los acuíferos son sobreexplotados, lo que conlleva a consecuencias graves, como la intrusión de agua salina y hundimiento del suelo.

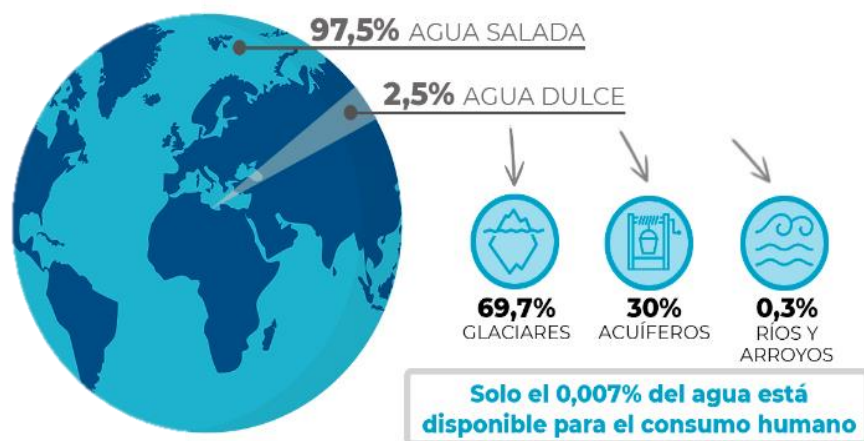


Figura 1.- Distribución del agua en el mundo



## 2.2. El agua en México

México tiene una superficie de 1964 millones de kilómetros cuadrados, con una población de 123.52 millones de habitantes según los datos estadísticos del año 2017. El país está catalogado como una zona semidesértica ya que aproximadamente dispone del 0.1% del total del agua que hay a nivel mundial; teniendo en cuenta que dos terceras partes del territorio mexicano son consideradas áridas o semiáridas, con una precipitación menor de 500 mm por año, mientras que la tercera parte, sureste, es húmedo, con una precipitación mayor a 2000 mm por año (Figura 2). Se recibe 1,489 mil millones de m<sup>3</sup> al año en forma de lluvia, del cual el 67% cae entre junio-septiembre, y el 49.6% proviene de la región sur-sureste. (CONAGUA & SEMARNAT, 2018)

En México el mayor uso del agua es para el sector agropecuario con 66.8 km<sup>3</sup> siendo el 76.3%, para uso doméstico 12.6 km<sup>3</sup> (14.4%) y a la industria 8.5 km<sup>3</sup> (4.9%) (SEMARNAT, 2020).

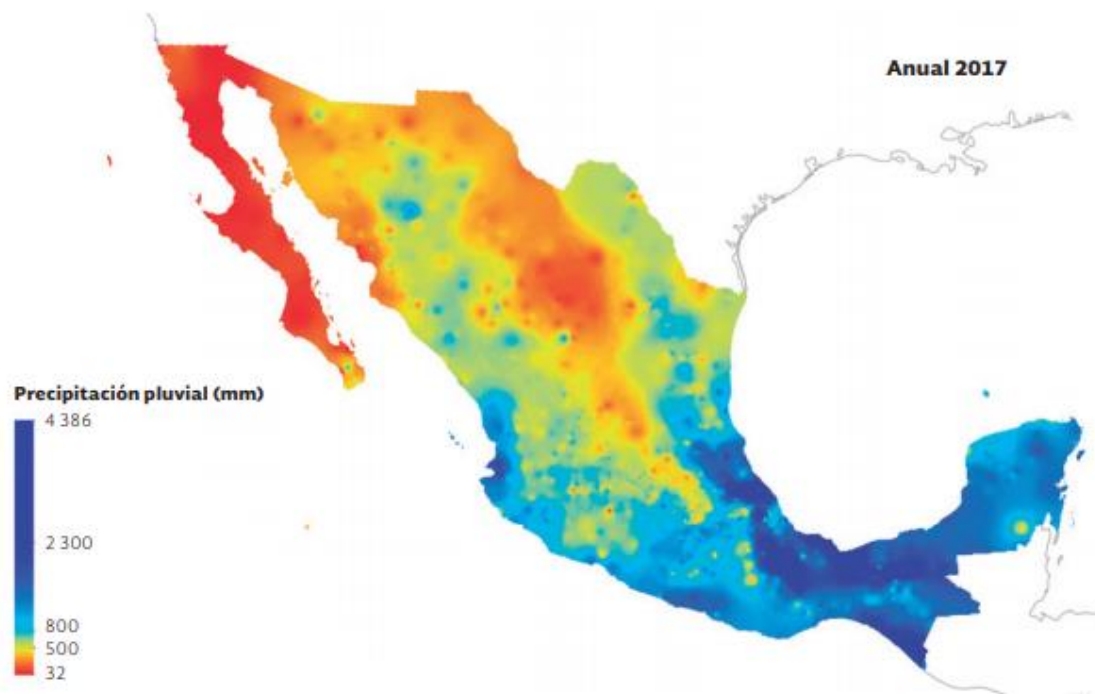


Figura 2.- Precipitación en México, CONAGUA 2018

### **2.3. Bomba hidráulica**

El equipo de bombeo o bomba hidráulica, es una máquina cuya función es transformar la energía mecánica en energía hidráulica, según el requerimiento del líquido o fluido genera un cambio de energía que este adquiere en forma de presión, velocidad o posición, dicha maquina es accionada por un motor eléctrico o térmico. (Viejo, 1979)

De las Heras (2011), menciona que es una máquina que trabaja con fluidos incomprensibles, en la que la energía mecánica se transforma en hidráulica; el sistema intercambia la energía mecánica con el fluido que pasa a través de dicho sistema. La misión de una bomba es compartir energía al fluido, esto permite el movimiento en la instalación, normalmente hay un aumento de presión a la salida de la bomba.

Un equipo de bombeo es una de las máquinas que con mayor frecuencia son utilizadas, lo más común a bombear es agua, aunque no es lo único con lo que se puede trabajar, por ello es utilizado el termino liquido o fluido, pues se bombea desde el de menor densidad hasta el más denso. Por esta razón es muy común saber que en una instalación existe un equipo de bombeo. Por lo general tienen dos procesos de acción, el de succión, que consiste en aspirar el agua desde el nivel freático o contenedor hasta la bomba, y el otro es el de descarga, este es al momento de salir de la bomba y conducir hasta su destino.

### **2.4. Clasificación**

Las bombas hidráulicas tienen diversos criterios de clasificación como puede ser: el tipo de material, su aplicación y configuración mecánica (dirección del eje, intercambio de energía, entre otros). A continuación se mencionan algunos criterios por los cuales son clasificados.

Considerando la dirección que tiene el intercambio de energía

- Máquina generadora: transfiere energía mecánica al fluido, esta debe ser suministrada por un motor.
- Máquina motora: al contrario de la anterior, estas extraen la energía mecánica del fluido.
- Máquinas reversibles: su diseño permite que funcionen como generadoras o motoras.
- Máquinas transmisoras: (Figura 3) la energía la transmiten entre dos sistemas mecánicos o dos fluidos, según sea el caso, combinando una máquina motora y otra generadora. Su función puede ser la transmisión o el cambio de la velocidad del giro, para evitar transmisión de vibraciones. (Zamora & Viedma, 2016)

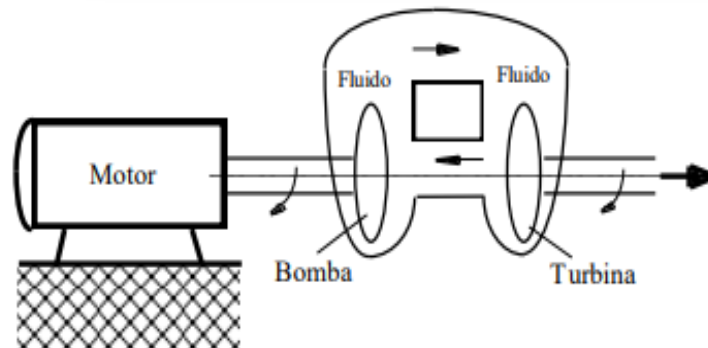


Figura 3.-Funcionamiento de una máquina transmisora (Zamora & Viedma, 2016)

Existe una gran variedad de tipos de bombas y se debe tener una adecuada clasificación, se considera la más completa, la de "Hydraulic Institute" (Figura 4). El instituto tiene a más de cincuenta fabricantes de equipos hidráulicos como miembros (Viejo, 1979).

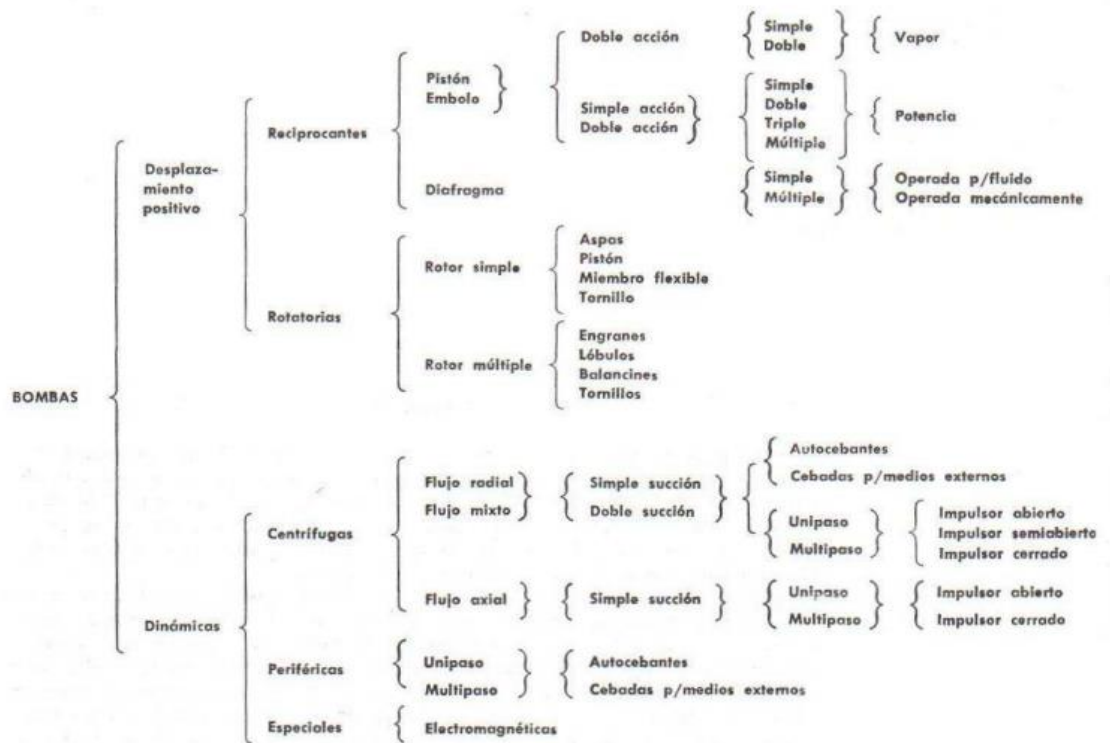


Figura 4.- Clasificación de las bombas (Viejo, 1979)

## 2.5. Bombas de desplazamiento positivo

Este tipo de bombas también son llamadas hidrostáticas (Figura 5), pues transforman la energía mecánica en hidráulica con una cantidad significativamente menor del volumen y la velocidad en comparación de las bombas dinámicas. Su función, como el nombre lo indica, se basa en el principio de desplazamiento positivo, ya que la succión y descarga se crea a base de desplazar el agua con un elemento móvil; este elemento es un contorno o cavidad que va unida de manera alternativa a la succión o descarga, el volumen varía por cada ciclo de rotación, esto hace que varíe la presión del líquido a

través del equipo (Sánchez, 2012). Funciona de manera que, dentro de la cavidad se encuentra un émbolo con un movimiento uniforme a una cierta velocidad, que al momento que este se desplaza hace que se llene y vacíe sucesivamente. Aunque no necesariamente tiene que ser un émbolo el que empuje el fluido sino que también puede ser un rotor, en cualquiera de los casos siempre la cavidad aumenta su volumen (succión) y disminuye (descarga), es por eso que también se les llama bombas volumétricas (Mataix, 1986).

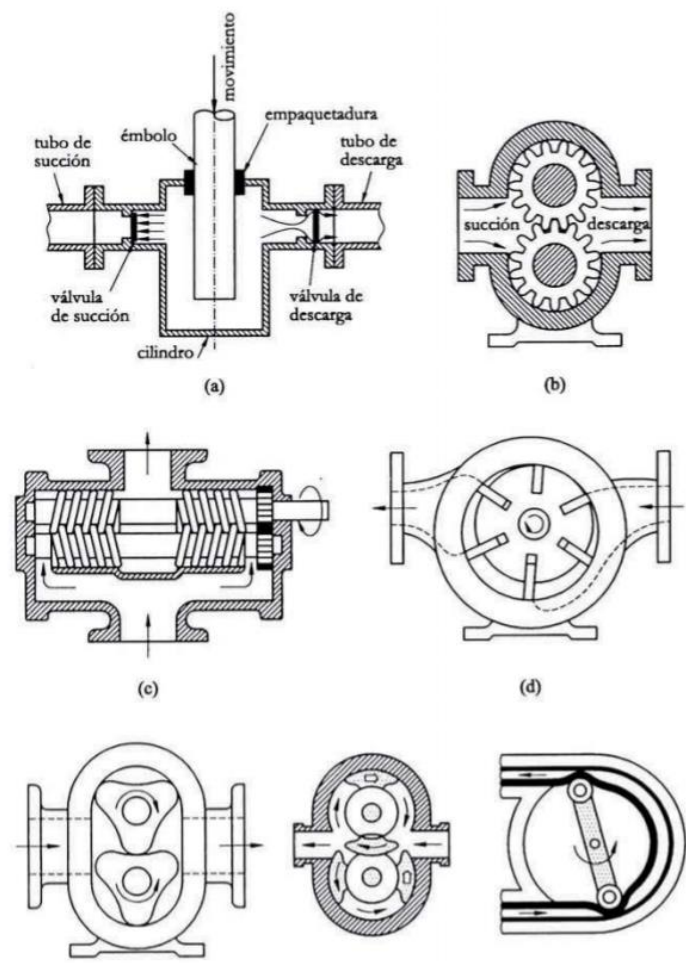


Figura 5.- Ejemplos de bombas de desplazamiento

### 2.5.1. Bombas reciprocantes

Este tipo de bomba tiene un émbolo o pistón (Figura 6) que es el encargado de entregar el líquido, válvulas anti retorno y un vacío parcial, al momento que se desplaza el pistón, el vacío que hay dentro de la cavidad succiona el líquido a través de la válvula. Cada vez que el pistón retrocede la válvula de entrada se asienta y cierra, la fuerza del pistón levanta la de salida, descargando el líquido hacia la conducción (Viejo, 1979).

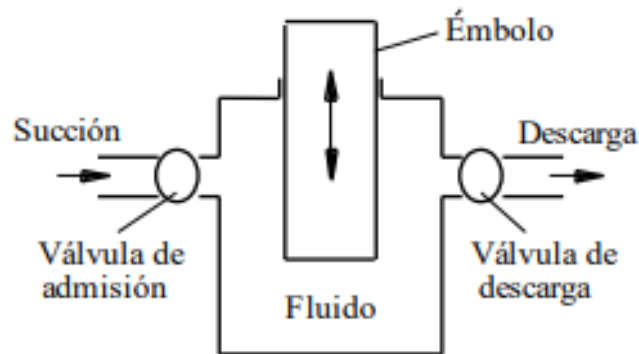


Figura 6.- Bomba recíproca de émbolo

### 2.5.2. Bombas rotatorias

También son llamadas bombas rotoestáticas, al igual que la anterior es de desplazamiento positivo pero tiene movimiento rotatorio. Tiene un estator y un rotor de paletas, émbolo o engranes, dependiendo el tipo de máquina. El rotor crea una presión reducida en la entrada esto con la finalidad de succionar el líquido, quedando dentro de la cavidad, posteriormente de una nueva rotación el líquido es obligado a salir (descarga). Mataix (1986) las clasifica según:

La variedad del caudal, sin variar el número de revoluciones:

- Máquinas de desplazamiento fijo
- Máquinas de desplazamiento variable

Según el órgano desplazador (Figura 7):

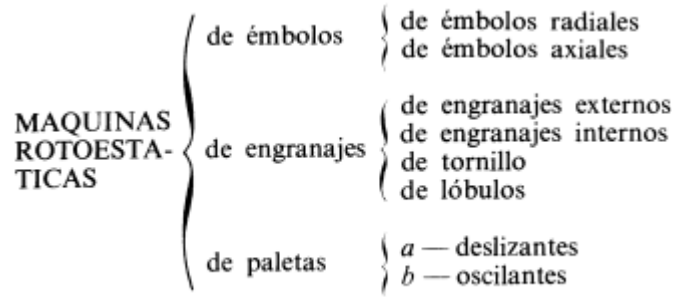


Figura 7.- Clasificación según el órgano desplazador (Mataix, 1986)

## 2.6. Bombas dinámicas

También son llamadas rotodinámicas, tienen un rango mayor de operación en gastos y alturas en comparación de las bombas de desplazamiento positivo, están formadas por una etapa o varias acomodadas en serie: cada una de las etapas está conformada por un elemento móvil (impulsor) y otro fijo (estator), el impulsor lo constituyen alabes que giran alrededor del eje cada vez que pasa fluido por el interior, es el elemento principal de las maquinas dinámicas pues es donde se produce el cambio de energía entre la máquina y el fluido. Su funcionamiento se basa en el principio de conservación de la cantidad de movimiento angular del líquido, consiste en aumentar la energía cinética al momento que el fluido se desplaza por el impulsor para transformarla en presión mediante la disminución de la velocidad dentro de la bomba (Luszczewski, 1999). El movimiento del fluido no confinado (no se encuentra atrapado en la cavidad de la bomba) es debido a la potencia generado por el impulsor, creando un empuje de propulsión. El gasto de la bomba depende de la presión de trabajo, siendo expulsado de manera continua (Shames, 1995).

Las principales características de este tipo de bombas son:

- Trabaja saltos moderados de presión
- Son máquinas rotatorias que permiten una cantidad elevada de revoluciones
- Su flujo es continuo
- Trabaja desde gastos pequeños hasta gastos muy grandes

### **2.6.1. Bombas periféricas**

Son denominadas de canal lateral o regenerativa, son bombas pequeñas que proporcionan gastos pequeños con presiones altas. Están formados por uno o dos impulsores en serie, que se encuentran entre dos anillos dentro de la carcasa, el fluido circula desde la entrada hasta la salida en un canal lateral ubicado en la zona de los alabes, la sección de los canales disminuye constantemente hasta ser nula cerca de la lumbrera de impulsión, que es cuando la presión aumenta (De las Heras, 2011). El fluido es desplazado por los alabes del impulsor haciendo que en la rotación se genere energía de presión de forma paulatina hasta la descarga.

### **2.6.2. Bombas especiales**

Este tipo de bombas manejan fluidos muy corrosivos y/o agresivos, siendo las más comunes las de diafragma y trabajan en condiciones de operación forzada.

- Bombas sin sello: son a prueba de fugas, ya que bombean líquidos volátiles, radioactivos, corrosivos y peligrosos. existen dos tipos, la primera es una motobomba enlatada que está constituido por una bomba centrífuga estándar y un motor de inducción de jaula de espiral en una unidad sellada herméticamente, trabajan en temperaturas de hasta 538°C; y la segunda es de accionamiento magnético, consta de impulsor, acoplador, cojinetes lubricados y un soporte



magnético dentro de una carcasa. el impulsor es desplazado por imanes fuera de carcasa.

- Bombas de alta velocidad: son de paleta radial recta, que trabajan con líquidos volátiles, con poco gasto y una altura mayor. (Karassik, *et al.*, 2001)

## **2.7. Bombas centrifugas**

Karassik & Carter (1966), señalan que una bomba centrifuga es una máquina que consiste en un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cubierta, también llamada coraza. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga. Este tipo de bomba tiene dos partes principales: una parte giratoria, incluyendo un impulsor y una flecha, y otra parte estacionaria compuesta por una cubierta, estopero y chumaceras. Esta clase de bombas proporciona un flujo sostenido a presiones uniformes sin variación de presión. Provee la flexibilidad máxima posible desarrollando una presión específica máxima de descarga en cualquier condición de operación con un caudal controlado ya sea por variaciones de velocidad o estrangulación.

Las bombas centrifugas es de las más adecuadas para el manejo de grandes cantidades de líquido en comparación de las bombas de desplazamiento positivo, constituyen al menos el 80% de la producción mundial. Su acción es transformar la energía mecánica, de la parte rotatoria que es el impulsor, en energía cinética y potencial requerida. La fuerza centrífuga depende de la densidad del fluido y de la velocidad en la punta de los alabes o periferia del impulsor (Karassik, 1982). Para que la bomba pueda entregar el gasto requerido, se debe aplicar energía que está constituida por:

- Carga estática: es la diferencia de nivel en la superficie de los puntos de succión y descarga, más la diferencia que hay entre la superficie de la succión y el ojo o entrada de la bomba (Figura 8).
- Diferencias de presiones en las superficies de los líquidos:

- Carga de fricción: es ocasionada por válvulas, accesorios e incluso por el flujo del líquido. Estas pérdidas pueden variar por las condiciones de las superficies de accesorios y tubería, también por el tamaño y tipo del líquido bombear.
- Perdida a la entrada y salida de la bomba: se crean pérdidas en la conexión del depósito a la tubería de succión de la bomba, al igual que si se encuentra un ensanchamiento o contracción a la entrada y salida.

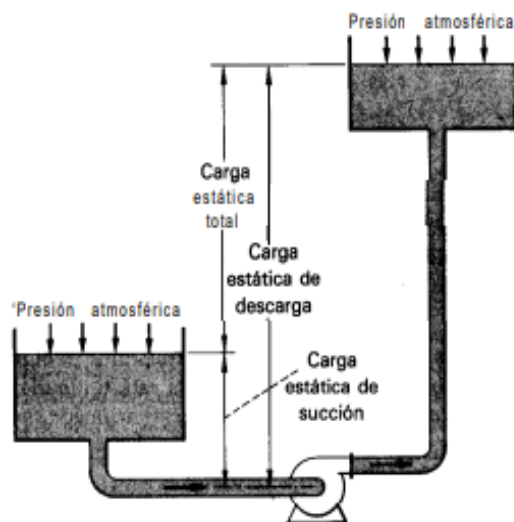


Figura 8.- Representación de la carga estática

## 2.8. Clasificación de las bombas centrífugas

Por el tipo de material de sus partes: quien determina el tipo de material a utilizar son las condiciones de servicio y el fluido a manejar. Los materiales pueden construirse de metales y aleaciones como hule, vidrio, porcelana, etc., pero es poco común, los más usados son:

- Bomba estándar (bronce y hierro)
- Bomba toda de hierro
- Bomba toda de bronce

- Bomba de acero con partes internas de fierro o acero inoxidable
- Bomba de acero inoxidable

Según el tipo de succión:

- Simple succión
- Doble succión (ambos lados del impulsor)
- Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba)
- Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba)
- Succión a presión (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde este llega a presión) (Viejo, 1979)

Según la dirección del eje (Figura 9)

- Bombas de eje horizontal
- Bombas de eje vertical

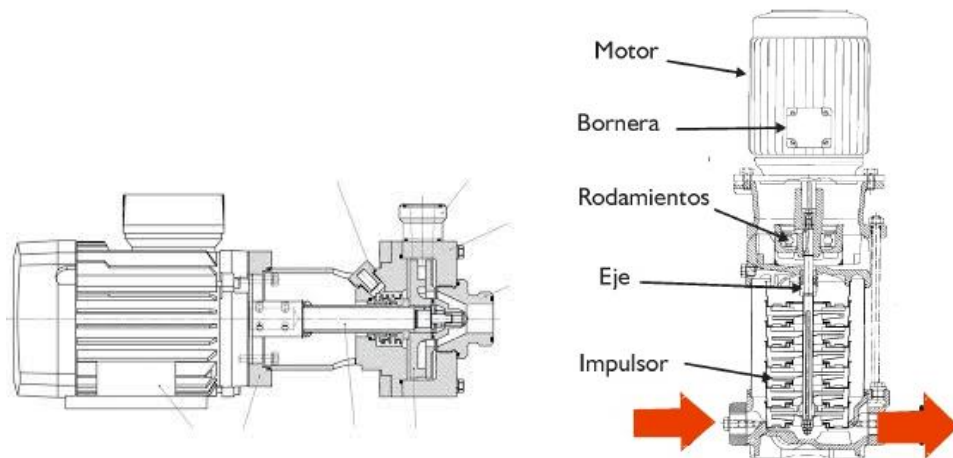


Figura 9.- Bomba centrífuga horizontal y vertical

Por la dirección del flujo: (Figura 10)

- a) Bombas de flujo radial: sus impulsores por lo regular son angostos de baja velocidad específica, esto hace que desarrolle cargas altas. El flujo entra por el centro del impulsor atraído por el giro, de tal manera que a la salida es casi totalmente radial y la presión que se desarrolla es debido a la fuerza centrífuga.
- b) Bombas de flujo mixto: el flujo cambia de axial a radial. Las bombas son de gastos y cargas intermedias, desarrolla la carga por el impulso de los alabes sobre el líquido, y la velocidad específica del impulsor es mayor que las del flujo radial. Este tipo de bomba alcanza una altura de 25 metros por impulsor.
- c) Bombas de flujo axial: el flujo es totalmente axial, esto quiere decir que entra en dirección del eje y tiene un giro al paso por el impulsor. Sus impulsores son de alta velocidad específica. Su carga es desarrollada parcialmente por fuerza centrífuga y la otra parte por el impulso de los alabes. Es adecuado cuando se trata de elevar un caudal mayor a una pequeña altura. (Sánchez, 2012)

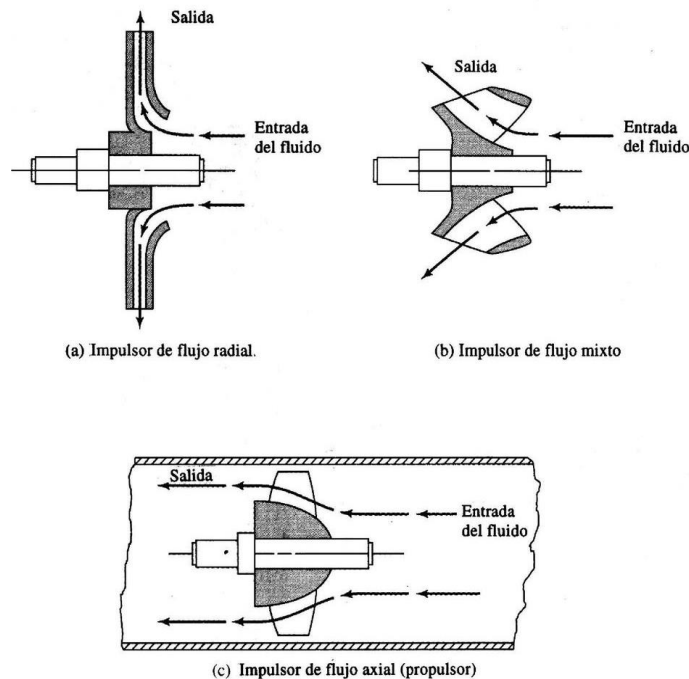


Figura 10.- Representación de la dirección del flujo

## 2.9. Elementos de una bomba centrífuga

En el libro “Bombas Teoría, diseño y aplicaciones” de Manuel Viejo Zubigaray (1979), se describe un listado, que se muestra a continuación, donde menciona las partes más usadas de una bomba y se muestran enseguida (Figura 11), el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos de América ha enumerado un total de 170 piezas.

- |   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| 1. Carcaza  | 32. Cuña del impulsor                 |
| A: Mitad superior                                 | 33. Alojamiento del balero (exterior) |
| B: Mitad inferior                                 | 35. Cuña de la propela                |
| 2. Impulsor                                       | 37. Tapa de balero (exterior)         |
| 4. Propela  | 39. Buje del balero                   |
| 6. Flecha   | 40. Deflector                         |
| 7. Anillo de desgaste de la carcaza               | 42. Cople (mitad motor)               |
| 8. Anillo de desgaste del impulsor                | 44. Cople (mitad bomba)               |
| 9. Tapa de succión                                | 46. Cuña del cople                    |
| 11. Tapa del estopero                             | 48. Buje del cople                    |
| 13. Empaque                                       | 50. Tuerca del cople                  |
| 14. Camisa de flecha                              | 52. Perno del cople                   |
| 15. Tazón de descarga                             | 59. Tapa de registro                  |
| 16. Balero (interior)                             | 68. Collarín de la flecha             |
| 17. Prensaestopas                                 | 72. Collarín axial                    |
| 18. Balero (exterior)                             | 78. Espaciador del balero             |
| 19. Soporte de baleros                            | 85. Tubo de protección de la flecha   |
| 20. Tuerca de la camisa                           | 89. Sello                             |
| 22. Tuerca del balero                             | 91. Tazón de succión                  |
| 24. Tuerca del impulsor                           | 101. Tubo de columna                  |
| 25. Anillo de desgaste de la cabeza<br>de succión | 103. Chumacera de conexión            |
| 27. Anillo de la tapa del estopero                | 123. Tapa de balero                   |
| 29. Jaula de sello                                | 125. Grasera de copa                  |
| 31. Alojamiento de balero (interior)              | 127. Tubería de sello                 |

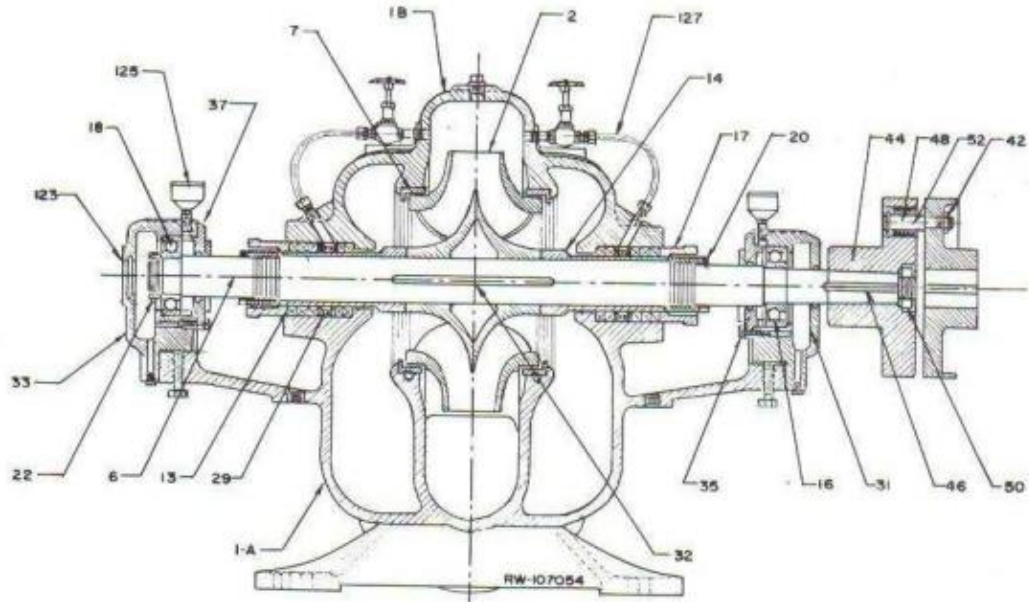


Figura 11.- Elementos de una bomba centrífuga (Viejo, 1979)

- Impulsor: también llamado rodete, está compuesto por una serie de alabes que giran dentro de la carcasa. Este está unido al eje y es la parte móvil de la bomba, es quien recibe el líquido y le genera velocidad.
- Eje: es una barra de sección circular que esta rígidamente fija sobre el impulsor y es quien le trasmite fuerza de parte del motor.
- Carcasa: tiene como función transformar la energía de velocidad a energía de presión, esto se realiza por la reducción de velocidad por aumento gradual del área. Hay de tipo voluta, difusor, de una pieza, partida, etc.
- Cojinetes: mantiene firme al eje en relación con las partes inmóviles.
- Estopero: es una cavidad centrada al eje donde se colocan los empaques, y se ejerce presión para equilibrar la presión existente en el interior.
- Anillos de desgaste: tiene como finalidad el cambio fácil y económico en caso de haber desgaste entre el eje y el impulsor, así evitando el cambio de los mismos.

## 2.10. Pérdidas de carga

Mataix (1986), agrupa las pérdidas en dos clases:

1. Pérdidas primarias: son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería, rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.
2. Pérdidas secundarias: son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamiento o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

Para conocer las pérdidas primarias se aplica el teorema de Bernoulli

$$Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + h_{A-B} = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} \quad (1)$$

Donde:

$h_{A-B}$ : Pérdidas primarias entre A y B (mca)

$Z_A$ : Nivel en la succión de la bomba (m)

$\frac{P_A}{\gamma}$ : Altura de succión de la bomba (mca)

$\frac{V_A^2}{2g}$ : Altura de velocidad en la succión de la bomba (mca)

$Z_B$ : Nivel de la descarga de la bomba (m)

$\frac{P_B}{\gamma}$ : Altura de descarga de la bomba (mca)

$\frac{V_B^2}{2g}$ : Altura de velocidad en la descarga de la bomba (mca)

Para el caso de las pérdidas secundarias es la misma ecuación, solo que ahora también se consideran dichas pérdidas.

### 2.11. Ecuación de Darcy – Weisbach

Esta ecuación es una fórmula semi-empírica utilizada para las pérdidas primarias por longitud (Mataix, 1986).

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

Donde:

$h_f$ : pérdida de carga primaria

$f$ : coeficiente de pérdida de carga primaria o de fricción hidráulica (adimensional)

$L$ : longitud de la tubería (m)

$D$ : diámetro interno del conducto (m)

$V$ : velocidad media del fluido (m/s)

$g$ : aceleración de la gravedad terrestre (9.81 m/s<sup>2</sup>)

El coeficiente  $f$  no es constante sino que puede variar con el número de Reynolds y la rugosidad relativa (que se determina siempre y cuando es tubería rugosa y flujo turbulento:

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D} \quad (3)$$

Donde:

$\varepsilon$ : rugosidad absoluta (mm)

$D$ : diámetro interior de la tubería (mm)



La ecuación del científico ruso P. Konakov para obtener el coeficiente f de la fórmula de Darcy – Weisbach, para tuberías lisas (Nekrasov, 1966).

$$f = \frac{1}{[1.8 \lg(Re) - 1.5]^2} \quad (4)$$

Donde:

Re: número de Reynolds

### 2.11.1. Numero de Reynolds

Fue un experimento de Osborne Reynolds para determinar si es flujo laminar o turbulento, si el flujo es ordenado de partículas, donde las líneas de flujo son paralelas es laminar; pero si sus partículas son desordenadas, donde las líneas de flujo se entre cruzan es flujo turbulento (Garza, 2017)

$$Re = \frac{VD\ell}{\mu} \quad (5)$$

Donde:

Re: número de Reynolds (adimensional)

$\ell$ : Densidad del flujo ( $N*s^2/m^4$ )

$\mu$ : viscosidad dinámica ( $N*s/m^2$ )

Para poder simplificar se sustituye por la viscosidad cinemática ( $\nu$ ):

$$\nu = \frac{\mu}{\ell} \quad (6)$$

Por lo tanto:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (7)$$

Vennard & Street (1983), indican que si el  $Re < 2100$  el flujo es laminar y si el  $Re > 4000$  el flujo es turbulento. Otra manera de determinar si es flujo laminar o turbulento se puede apoyar del Diagrama de Moody (Figura 12).

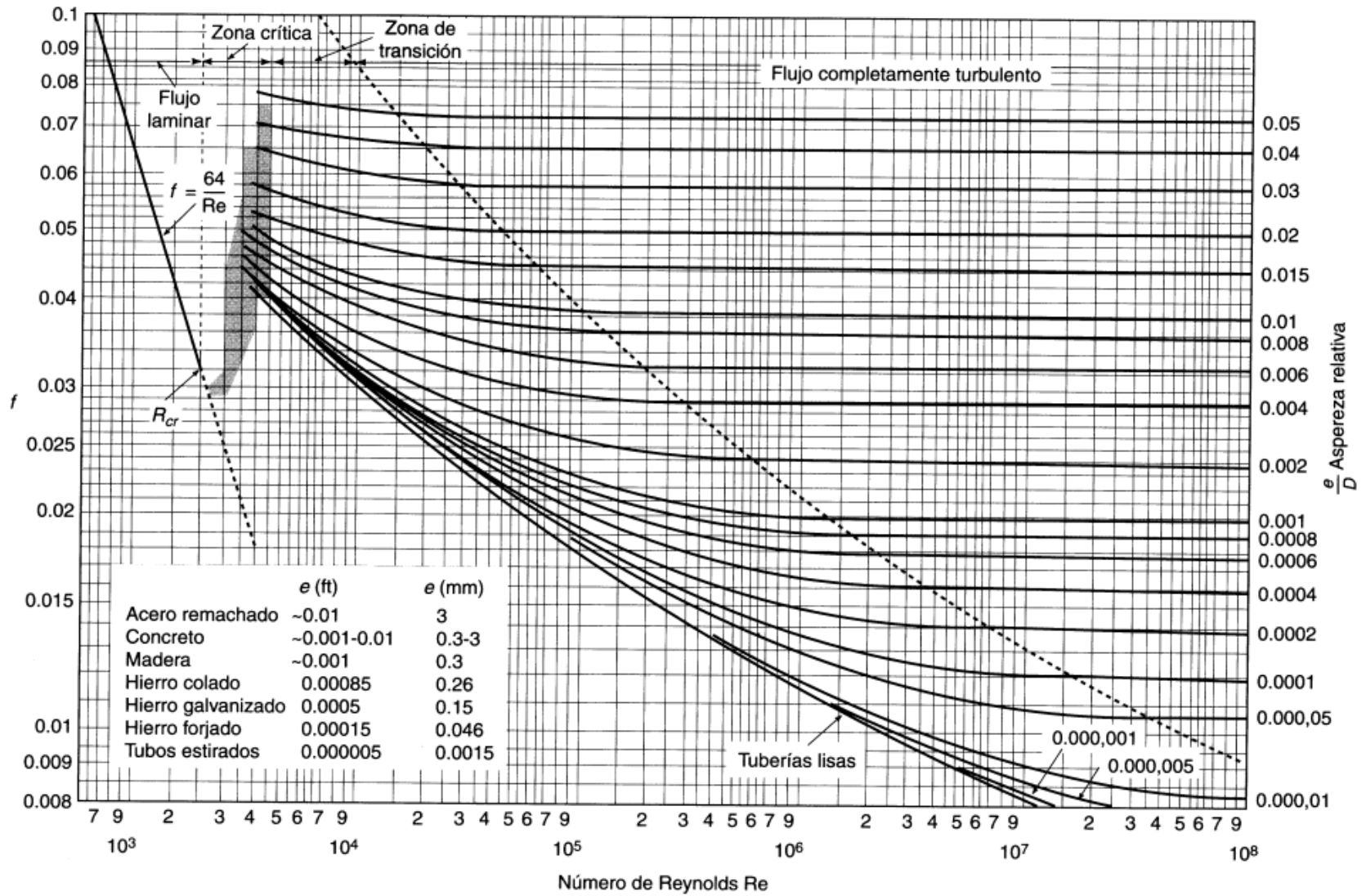


Figura 12: Diagrama universal de Moody

## 2.12. Curvas características de la bomba

Karassik y Carter (1966), mencionan que a diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que opera a velocidad constante puede descargar cualquier gasto desde cero a un valor máximo que depende del tamaño de la bomba, diseño y condiciones de succión. La carga total generada por la bomba, la potencia requerida para moverla y la eficiencia resultante varían con la capacidad.

A las características de las bombas se les relaciona con el caudal o gasto, presión, potencia y eficiencia, a los datos obtenidos o calculados dando como resultado dichas características, se grafica para una mejor representación y lectura, a esto es lo que se le llama “Curvas Características de la bomba”. Teniendo como finalidad escoger una bomba adecuada para las necesidades de cada instalación o sistema.

Hicks (1970), menciona que las curvas características muestran la relación existente entre la columna o carga de la bomba, capacidad, potencia y eficiencia para un diámetro específico del impulsor y para un tamaño determinado de la carcasa. Es habitual dibujar la columna, potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante.

## 2.13. Curvas características reales

Las características ideales de una bomba son deformadas por las pérdidas de energía que son generadas por el funcionamiento de la bomba, dando origen a las curvas características reales (Figura 13), su forma es definida según la experimentación. Se define como “Carga Dinámica Total” (TDH: total dynamic head) (Polo, 1980) y está formado por:

$$TDH = CDT = \frac{V_t^2}{2g} + h + H_{pérdidas} \quad (8)$$

Donde:

$\frac{V_t^2}{2g}$ : Carga de velocidad total

h: Carga piezométrica

$H_{pérdidas}$ : Carga por pérdidas

Las pérdidas de carga generadas son quienes transforman la característica lineal (teórico) en la curva real de presión vs caudal.

Polo (1980), describe las pérdidas de carga que se generan:

- Pérdidas por fugas a través de los sellos o estoperos, aunque siempre se propicia un lagrimeo para un efecto de lubricante y reducción de la acción abrasiva que produce la fricción del eje sobre los sellos
- Pérdidas por recirculación del agua entre el impulsor y la carcasa, las cuales son mayores en los impulsores abiertos, debido a la necesaria luz de entrehierro, aun dentro de los mayores ajustes.
- Pérdidas por fricción del agua sobre los contornos que definen los ductos de circulación del agua: álabes, cubiertas y carcasa. Varían con el cuadrado de la velocidad relativa y a pequeños gastos son prácticamente nulas por ser reducida la velocidad. Influye la rugosidad de las paredes.
- Pérdidas por turbulencias debidas a la separación del fluido de los contornos de los álabes y por choque contra éstos en la incidencia, sobre todo al trabajar la bomba fuera de las condiciones de diseño. Los choques se presentan al reducir el gasto y las turbulencias a aumentarlo más allá de las condiciones de diseño.

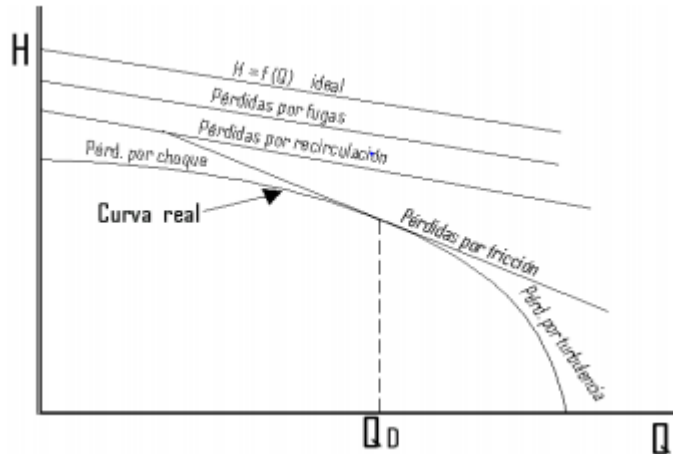


Figura 13.- Curva real de la bomba

### 2.13.1. Curva característica del rendimiento de la bomba

Es un gráfico el cual representa la carga total que la bomba genera en función del caudal de la misma, a un giro constante. La carga generada disminuye conforme el caudal aumenta (Figura 14), esto puede variar según las condiciones en que se esté operando.

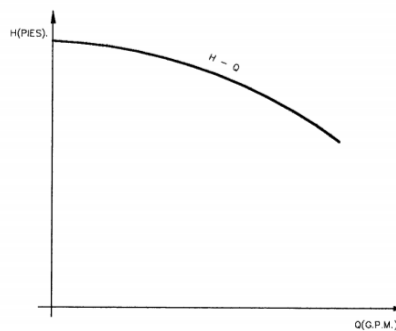


Figura 14.- Curva de rendimiento (Carga vs Descarga)

En el cálculo de carga total de la bomba se aplica el teorema de Bernoulli, con la finalidad de conocer las pérdidas de carga entre la succión y la descarga (Franzini & Finnemore, 1999).

### 2.13.2. Curva característica de potencia de la bomba

Es la potencia la bomba ocupa para poder accionar el eje. Se genera según el caudal y las presiones con las que se esté trabajando. (Giles, *et al.*, 1994).

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_B} \quad (9)$$

### 2.13.3. Curva característica de eficiencia de la bomba

Martín (2012), menciona que cuando un líquido fluye a través de una bomba, solo una parte de la energía comunicada por el eje impulsores transferida al fluido, existe fricción en los cojinetes y juntas, y no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Estas pérdidas tienen varios componentes:

- Eficiencia del motor ( $\eta_{motor}$ ): Cuantifica las pérdidas energéticas en el motor eléctrico, se obtiene la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia en el eje.
- Eficiencia de la bomba ( $\eta_{bomba}$ ): Es la relación entre la energía entregada en el eje de la bomba y la energía absorbida por el impulsor. Son asociadas a pérdidas por fricción y cambios de dirección.

Dando como resultado la eficiencia global entre estos dos parámetros, siendo quien se grafica para formar la curva.

$$\eta_{global} = \eta_{bomba} * \eta_{motor} \quad (10)$$

### 2.13.4. Curva característica del sistema

El sistema de conducción también tiene su curva característica (Figura 15), ayuda de una manera visual conocer el funcionamiento del sistema (tuberías), pues es quien ayuda a saber con exactitud la carga que se debe vencer en un funcionamiento óptimo.

Está formada por el caudal y las pérdidas de carga por tramo de tubería acompañado de las pérdidas que generan los accesorios (válvulas, codos, entre otros). Esta curva está definida por una parábola:

$$h_p = h = k * Q^2 \quad (11)$$

Donde:

$h_p$  : pérdidas de carga

$k$ : resistencia de un circuito o tubería

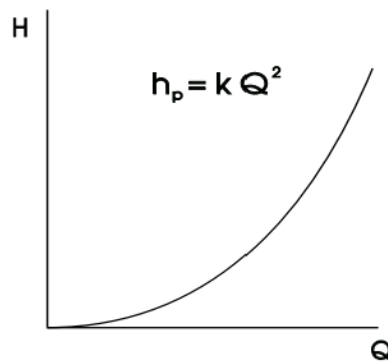


Figura 15.- Curva característica del sistema

#### 2.14. Bombas en serie

En algunos casos cuando se requiere bombear a una gran altura, la presión de una determinada bomba no es suficiente, de tal manera que se puede conectar dos o más bombas en serie, existiendo una tubería de succión fijada en la fuente de agua y la salida de la primera se conecta a la entrada de la segunda, el gasto que pasa por la primera bomba posteriormente pasará por la segunda y la presión aportada por cada una se suman (Silva, *et al.*, 2018).

$$Q_t = Q_1 = Q_2 \quad (12)$$

$$H_t = H_1 + H_2 \quad (13)$$



La curva característica de bombas en serie está formada por la suma de presión a un mismo caudal (Figura 16)

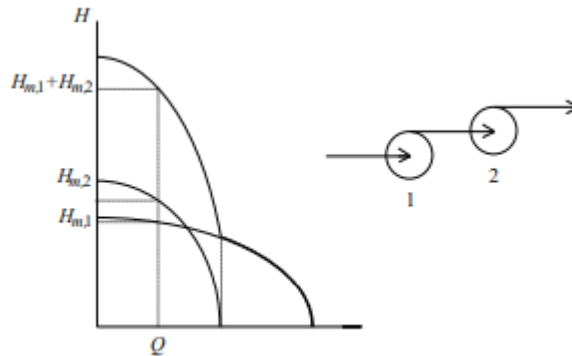


Figura 16.- Curva característica de bombas en serie

### 2.15. Bombas en paralelo

Zamora & Viedma (2016), señalan que en caso contrario al anterior, el problema es un caudal insuficiente por una determinada bomba, teniendo como solución conectar dos o más bombas en paralelo. Los caudales se suman y la altura comunicada por cada una, menos la pérdida ( $\Delta H$ ) desde la bifurcación a la unificación por cada camino, ha de ser común.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad (14)$$

$$H_t = (H_1 - \Delta H_1) + (H_2 - \Delta H_2) \quad (15)$$

Siendo los valores de estas expresiones quienes constituyen la característica de las bombas en paralelo (Figura 17).

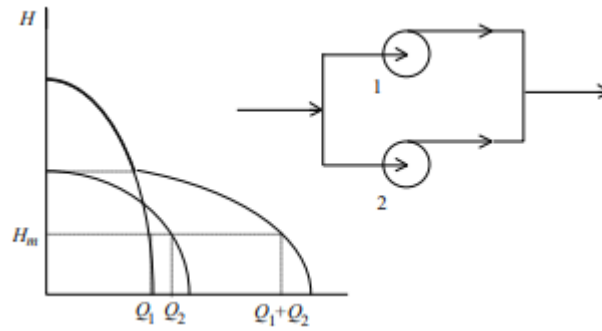


Figura 17.- Curva característica de bombas en paralelo

### 2.16. Selección de una bomba

Al momento de hacer la selección del equipo de bombeo se debe tener en cuenta las diferentes características que debe cumplir. Arocha (1979), menciona que para hacer una adecuada elección en una bomba centrífuga horizontal, la carga dinámica total, el caudal y la velocidad de rotación deben corresponder a las condiciones de servicio establecidas:

1. Carga dinámica total: definida por la altura de succión, pérdidas de carga del lado de la succión, más altura de impulsión, incluyendo las pérdidas de carga por fricción y por turbulencia.
2. El gasto de bombeo: ha sido definido en función del periodo de diseño asumido, por la zona a servir.
3. Velocidad de rotación: la velocidad conjuntamente con el gasto y la altura dinámica, definen el diámetro del impulsor. La velocidad de rotación depende principalmente de la fuente de energía disponible, y el tipo de acoplamiento a los motores. No existiendo problemas de altas velocidades, pueden utilizarse bombas girando a razón de 3450 rpm.

### III. MATERIALES Y METODOS

#### Localización del sitio de estudio

El sistema de conducción fue instalado, en el laboratorio de Hidráulica del Departamento de Riego y Drenaje (Figura 19) de la Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro (UAAAN). La universidad se encuentra al sur de Saltillo en el Estado de Coahuila (Figura18), sus coordenadas son: latitud  $25^{\circ} 21' 15.42''N$  y longitud  $101^{\circ} 1' 58.41''O$ .



Figura 19.- Ubicación de la UAAAN respecto a Saltillo



Figura 18.- Ubicación del Departamento de Riego y Drenaje respecto a la UAAAN

## Construcción del sistema

- Limpieza del área de trabajo.

Anteriormente ya se encontraba establecido un sistema, pero por falta de uso y mantenimiento tuvo deterioro en el material. Se realizó limpieza en la pila, ya que esta es de fierro y tenía exceso de oxidación, se lijó y posteriormente se pintó. La tubería se retiró totalmente ya que era mínimo el diámetro que tenía debido al óxido acumulado en su interior.

- Diseño y medición del sistema

Se realizó un boceto del posible diseño del sistema, tomando en cuenta el espacio destinado para el sistema (2 m de ancho por 5 m de largo), lo cual se midió utilizando un flexómetro y guiándose con el ancho de la pila ya establecida.

- Construcción del sistema

Basándose en el diseño realizado en base al espacio establecido, se realizó la construcción del sistema, cortándose los tramos de tubo requeridos y posteriormente cementando a los accesorios (Figura 20).



Figura 20.- Sistema de conducción

## Material utilizado

### Equipo hidráulico

Las bombas fueron donadas por la empresa Valley Irrigation, para la realización del proyecto

- Bomba Prisma 35N de 2 HP (Figura 21): bomba centrífuga multietapa horizontal para bombeo de agua limpia, con diámetro de succión y descarga de 1 ¼" de tipo roscado, eje del motor e impulsores de acero inoxidable, difusor en tecnopolímero, carcasa del motor en aluminio, motor cerrado de servicio continuo, de tipo asíncrono. Con caudal de 35 gpm, con 3 impulsores, trabajando con un líquido de 40°C como máximo.



Figura 21.- Bomba Prisma 35N

- Bomba Prisma 45N de 3HP (Figura 22): Bomba centrífuga multietapa horizontal, con diámetro de succión de 1 ½" y descarga de 1 ¼" de tipo roscado, eje del motor e impulsores de acero inoxidable, difusor en tecnopolímero, carcasa del motor en aluminio, motor cerrado de servicio continuo, de tipo asíncrono. Con caudal de 45 gpm, con 3 impulsores, con temperatura máxima del líquido de 40°C.



Figura 22.- Bomba Prisma 45N

- Pila de hierro (deposito)
- Sistema de conducción

Para el sistema de conducción el material utilizado fue PVC RD- 26 y sus accesorios en cedula 40, y algunos de material galvanizado el material está detallado en el Cuadro 1.

Cuadro 1.- Material del sistema de conducción

<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Descripción</b>
3	Pza	Adaptador hembra 2" galvanizado
3	Pza	Adaptador macho 1 ¼" CED-40
1	Pza	Adaptador macho 1 ½" CED-40
14	Pza	Adaptador macho 2" CED-40
11	Pza	Codo 90° 2" CED-40
3	Pza	Porta manómetro
3	Pza	Reducción bushing 2" a 1 ¼" CED-40
1	Pza	Reducción bushing 2" a 1 ½" CED-40
3	Pza	Tee 2" CED-40
14	m	Tubo 2" PVC RD-26
6	Pza	Tuerca unión 2" CED-40
2	Pza	Válvula de compuerta latón roscada 2"
2	Pza	Válvula de globo 2"



## Material eléctrico

- Arrancadores: para cada bomba se colocó una botonera con arrancador, haciéndole una modificación a la botonera, pasando los botones a un costado de esta, para que al momento de hacer las modificaciones no hubiera problemas
- Cable: de uso rudo 3x12

## Equipo de medición y otras herramientas

Para la realización de las pruebas hidráulicas se utilizó el siguiente equipo:

- Tacómetro sin contacto: marca LW Scientific, modelo DT2234C, con las siguientes especificaciones

Cuadro 2.- Especificaciones técnicas del tacómetro

<b>Ancho</b>	3"
<b>Altura</b>	1.5"
<b>Longitud</b>	7.24"
<b>Pantalla</b>	LCD
<b>Fuente de luz</b>	Láser
<b>Precisión de velocidad</b>	$\pm 0.05\% + 1$ dígito
<b>Precisión de RPM</b>	$\pm 0.05\% + 1$ dígito
<b>Rango de RPM sin contacto</b>	2 a 99,999
<b>Distancia de funcionamiento</b>	0.5 m

- Multímetro digital de gancho: marca URREA, modelo UD333, con las siguientes especificaciones

Cuadro 3.- Especificaciones de medición de multímetro

Función	Rango	Resolución	Precisión
<b>Amperaje CA (45 Hz a 400 Hz)</b>	200 A	0.1 A	± 1.5%
	600 V	1 A	± 2%
<b>Voltaje CA (45 Hz a 400 Hz)</b>	200 V	0.1 V	± 0.5%
	600 A	1 V	± 1%
<b>Resistencia</b>	200 Ω	0.1 Ω	± 1.5%
<b>Frecuencia</b>	2 KHz	1 Hz	± 1%
<b>Continuidad</b>	Prueba de voltaje de Circuito abierto a: <1.2 V  Umbral: aprox <15 Ω		

- Manómetro de glicerina Wade Rain de 0-60 psi
- Manómetro de glicerina Wade Rain de 0-30 psi
- Manguera de plástico de ½": se utilizó como piezómetro, para las presiones mínimas, que se dificultaban leer en el manómetro
- Probeta de 100 ml graduada
- Termómetro de mercurio
- Balanza analógica
- Flexómetro

Otras herramientas que se utilizaron como ayuda del proceso de limpieza y construcción del sistema, así como de la medición de los datos fueron los siguientes:

- Cemento para PVC azul
- Cinta teflón
- Abrazadera
- Segueta
- Llave stilson



## Metodología

Para iniciar con la toma de datos lo primero que se hizo fue calcular el peso específico del agua con el que se estaría trabajando, para eso se utilizó la probeta, el termómetro y la báscula (Figura 23).



Figura 23.- Datos para peso específico

En las pruebas de bombeo se realizó lo siguiente:

Para determinar presiones, se tomó los datos a la entrada y salida de cada bomba, al igual que en el nodo, esto con ayuda de los manómetros (Figura 24). Para tener un mejor control de cierre de las válvulas, se hacía el cierre a la presión que necesitábamos, las lecturas se tomaron en psi y posteriormente se convirtieron a metros.



Figura 24.- Lectura del manómetro

Cuando las presiones eran mínimas las lecturas en los manómetros siempre marcaban cero, para que estas lecturas salieran sin errores, se empleó el uso de una manguera de plástico como un piezómetro (Figura 25), midiendo la altura con un flexómetro.



Figura 25.- Lectura de presión con piezómetro

Para determinar la potencia eléctrica, para cada gasto y presión de las bombas, se hizo mediante la medición de voltaje y amperaje con ayuda del multímetro de gancho (Figura 26).

Para medir voltaje, se colocó el interruptor del multímetro en 200V, posteriormente sobreponiendo las puntas de las dos terminales (positivo y negativo) en cada punto de prueba, manteniéndolos fijos hasta que se registrara en la pantalla. Mientras que para medir amperaje, se manejó el gancho del multímetro, colocando el interruptor en 200A, para la toma de datos se colocó cada cable en el centro del gancho, alejando lo más que se pudiera los otros cables conectados, esto con la finalidad de que no interfirieran en la medición; al tener 3 cables, se realizó la lectura de estos y se obtuvo un promedio.



Figura 26.- Toma de datos con el multímetro

Con ayuda de tacómetro se midió las revoluciones por minuto de la bomba, en la parte donde se encuentra el ventilador, y como este es de color blanco, se pegó un trozo de papel reflejante para que al momento de apuntar el láser a una distancia de 50 cm se pudiera tomar lectura (Figura 27).

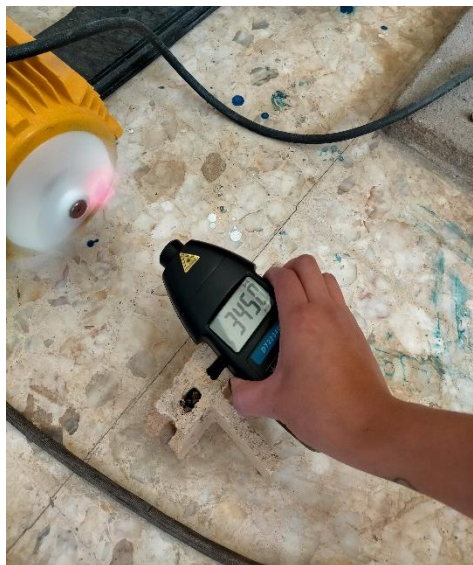


Figura 27.- Lectura de RPM

En las mediciones del gasto a ciertas presiones, como las bombas daban un gasto pequeño y se contaba con un vertedor triangular, que es para gastos de 10 lps y el del sistema es menor, se midió la altura que alcanzaba el gasto al momento de la descarga, esto con ayuda de un flexómetro (Figura 28).



Figura 28.- Medición de gasto

## IV. RESULTADOS

### 4.1. Cálculos teóricos

Para iniciar con los cálculos de la Carga Dinámica Total del sistema de conducción, se aplicó el teorema de Bernoulli (ecuación 1), descartando valores iguales para este caso, quedando de la siguiente manera

$$CDT = H_0 + h_{TOTs} + h_{TOTd} + \frac{V^2}{2g} \quad (16)$$

Las tuberías son cortas por lo tanto se debe tomar en cuenta las pérdidas locales; pérdidas totales tanto de succión como de descarga dependen de la carga de velocidad, pero esta se desconoce y se sabe que:

$$h_{loc} = \left( \sum k_{loc} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (17)$$

$$V^2 = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (18)$$

Haciendo los despejes correspondientes y reduciendo términos iguales, queda de la siguiente manera

$$h_{TOT} = \left\{ \left[ f_s \frac{L_s}{D_s} + \left( \sum k_{loc} \right)_s \right] \frac{1}{D_s^4} + \left[ f_d \frac{L_d}{D_d} + \left( \sum k_{loc} \right)_d \right] \frac{1}{D_d^4} \right\} \left( \frac{8}{\pi^2 g} \right) Q^2 \quad (19)$$

Para conocer los valores de  $f$  se emplea la ecuación 2 que pertenece a la ecuación de Darcy-Weisbach, lo cual es necesario el número de Reynolds (ecuación 7), para la obtención del coeficiente  $f$  calculado a diferentes gastos, se utilizó un programa diseñado por el Dr. Sergio Garza Vara, el cual se puede observar en el apéndice. Y así obteniendo los resultados detallados en los Cuadros 4 y 5. En la Figura 29 se aprecia la curva del sistema para cada bomba.

Cuadro 4.-Resultados de la Ec. de Darcy-Weisbach para la bomba de 2HP

<b>Q</b> (lps)	<b>V<sub>s</sub></b> (m/s)	<b>Re<sub>s</sub></b> (adim)	<b>f<sub>s</sub></b> (adim)	<b>V<sub>d</sub></b> (m/s)	<b>Re<sub>d</sub></b> (adim)	<b>f<sub>d</sub></b> (adim)	<b>h<sub>tot</sub></b> (m)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.18	0.07	4086	0.03999	0.07	4086	0.03999	0.01207672
0.36	0.15	8171.99	0.03256	0.15	8171.99	0.03256	0.04685998
0.54	0.22	12257.99	0.02913	0.22	12257.99	0.02913	0.10393204
0.72	0.3	16343.98	0.02702	0.3	16343.98	0.02702	0.18312447
0.9	0.37	20429.98	0.02553	0.37	20429.98	0.02553	0.28431846
1.08	0.44	24515.98	0.02441	0.44	24515.98	0.02441	0.40745561
1.26	0.52	28601.97	0.02351	0.52	28601.97	0.02351	0.55244535
1.44	0.59	32687.97	0.02278	0.59	32687.97	0.02278	0.71928672
1.62	0.66	36773.97	0.02216	0.66	36773.97	0.02216	0.90790229

Cuadro 5.- Resultados de la Ec. de Darcy-Weisbach para la bomba de 3HP

<b>Q</b> (lps)	<b>V<sub>s</sub></b> (m/s)	<b>Re<sub>s</sub></b> (adim)	<b>f<sub>s</sub></b> (adim)	<b>V<sub>d</sub></b> (m/s)	<b>Re<sub>d</sub></b> (adim)	<b>f<sub>d</sub></b> (adim)	<b>h<sub>tot</sub></b> (m)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.18	0.07	4086	0.03999	0.07	4086	0.03999	0.01246888
0.36	0.15	8171.99	0.03256	0.15	8171.99	0.03256	0.04842862
0.54	0.22	12257.99	0.02913	0.22	12257.99	0.02913	0.10746149
0.72	0.3	16343.98	0.02702	0.3	16343.98	0.02702	0.18939905
0.9	0.37	20429.98	0.02553	0.37	20429.98	0.02553	0.29412249
1.08	0.44	24515.98	0.02441	0.44	24515.98	0.02441	0.42157341
1.26	0.52	28601.97	0.02351	0.52	28601.97	0.02351	0.57166125
1.44	0.59	32687.97	0.02278	0.59	32687.97	0.02278	0.74438503
1.62	0.66	36773.97	0.02216	0.66	36773.97	0.02216	0.93966734

Donde:

Q: caudal

$V_s$ : velocidad en la tubería de succión

$Re_s$ : número de Reynolds en la tubería de succión

$f_s$ : coeficiente de fricción de Darcy – Weisbach en la tubería de succión

$V_d$ : velocidad en la tubería de descarga

$Re_d$ : número de Reynolds en la tubería de descarga

$f_d$ : coeficiente de fricción de Darcy – Weisbach en la tubería de descarga

$h_{tot}$ : pérdida de carga total

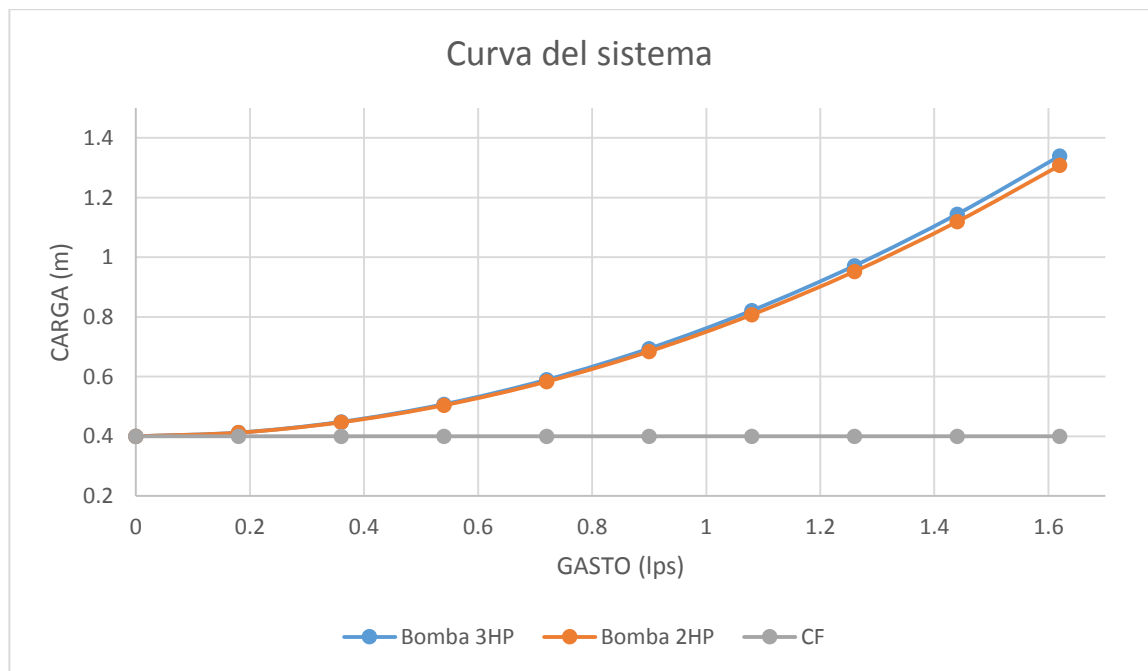


Figura 29.- Curva del sistema calculado con Darcy-Weisbach

## 4.2. Cálculos prácticos de laboratorio

### 4.2.1. Peso específico

Para obtener el peso específico se necesitan los datos mostrados en el Cuadro 6:

Cuadro 6.- Lecturas para peso específico.

<b>Peso probeta 100ml</b>	<b>136.1 g<sub>f</sub></b>
<b>Peso probeta + agua</b>	234.9 g <sub>f</sub>
<b>Temperatura agua</b>	20°C
<b>Volumen del agua</b>	100 ml

El peso específico es la relación que existe entre el peso ( $w$ ), en este caso agua y de su volumen ( $V$ ) a una temperatura ambiente (Mott, 2006)

$$\gamma = \frac{w}{V} \quad (20)$$

Donde:

$w$ = peso del agua

$V$ = volumen del agua

Para el peso del agua se toma el dato del peso de la probeta más agua y se le resta únicamente el peso de la probeta, dando como resultado

$$\gamma = 0.988 \text{ g}_f/\text{m}^3 = 988.0 \text{ Kg}_f/\text{m}^3$$

Para los cálculos siguientes se utilizan (gasto, perdidas de carga, potencia y eficiencia) las lecturas tomadas en laboratorio a partir del funcionamiento de las bombas, dichas lecturas se muestran a detalle en el Cuadro 7 para la bomba de 2HP y en el Cuadro 8 para la bomba de 3 HP.



Cuadro 7.- Lecturas obtenidas de la bomba de 2HP

<b>H (m)</b>	<b>P<sub>EB</sub> (m)</b>	<b>P<sub>SB</sub> (m)</b>	<b>ΔZ (m)</b>	<b>rpm</b>	<b>AMP</b>	<b>VOLTAJE</b>
0	0.755	26.01	0.4	3508	4	224.33
0.004	0.753	22.9	0.4	3492	4.867	223.67
0.0065	0.756	21.09	0.4	3484	5.133	223.67
0.009	0.752	18.28	0.4	3467	5.333	223.67
0.012	0.749	15.46	0.4	3453	5.63	222.67
0.014	0.7465	12.65	0.4	3440	5.9	222.67
0.018	0.7425	9.84	0.4	3431	6.2	223
0.02	0.738	7.03	0.4	3417	6.467	222.67
0.023	0.735	4.21	0.4	3406	6.7	222.67
0.025	0.7315	2.04	0.4	3396	6.867	222.67
0.028	0.728	0.948	0.4	3383	7.167	222.67

Cuadro 8.- Lecturas obtenidas de la bomba de 3HP

<b>H (m)</b>	<b>P<sub>EB</sub> (m)</b>	<b>P<sub>SB</sub> (m)</b>	<b>ΔZ (m)</b>	<b>rpm</b>	<b>AMP</b>	<b>VOLTAJE</b>
0	0.762	22.7	0.4	3484	4.36	227
0.009	0.758	17.577	0.4	3470	4.86	227.6
0.012	0.72	14.0617	0.4	3468	5.633	223
0.016	0.735	10.556	0.4	3451	5.951	223.6
0.0195	0.751	7.0308	0.4	3420	6.26	224
0.025	0.748	3.5154	0.4	3403	6.5	223.67
0.0265	0.7415	1.7577	0.4	3391	6.66	225
0.0275	0.739	0.703	0.4	3386	6.76	224.6
0.03	0.7316	0.966	0.4	3375	7	224.6

Donde:

H: carga del agua a la salida de la tubería

P<sub>EB</sub>: presión a la entrada de la bomba

P<sub>SB</sub>: presión a la salida de la bomba

ΔZ: diferencia de altura entre los manómetros a la entrada y salida de la bomba

#### 4.2.2. Gasto

Como se mencionó anteriormente, el gasto proporcionado por las bombas es pequeño de tal manera que se buscó una manera de calcularlo. De Azevedo (1998), determina que para poder medir el gasto en un tubo vertical se puede tomar en cuenta el diámetro y la altura del agua (Figura 30)

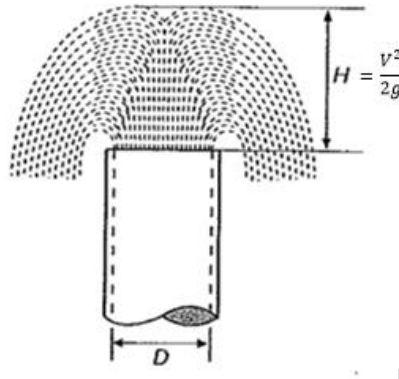


Figura 30.- Gasto en tubo vertical

Se debe saber que el gasto puede estar en función del área y la velocidad, por lo tanto:

$$Q = V * A \quad (21)$$

$$V = \sqrt{2g * H} \quad (22)$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (23)$$

Donde:

Q: gasto (m<sup>3</sup>/s)

V: velocidad media de las tuberías de succión y descarga (m/s)

H: altura del agua (m)

Para poder realizar los cálculos siguientes, como se muestra en el Cuadro 9 para la bomba de 2hp y en el Cuadro 10 para la bomba de 3hp, se hizo una conversión a litros por segundo (lps).

#### 4.2.3. Carga dinámica total (CDT)

La carga dinámica total es una característica de la bomba la cual es graficada. Después de aplicar el teorema de Bernoulli (ecuación 1), la carga de velocidad se desprecia ya que tenemos el mismo diámetro en la tubería de succión y de descarga, quedando de la siguiente manera:

$$WHP = \frac{Q\gamma H}{76} \quad (24)$$

Los resultados pueden apreciarse en los Cuadros 9 y 10.

#### 4.2.4. Potencia

La potencia del agua, sus siglas WHP (Water Horse Power), adquirida es el producto del peso del agua descargada en una cierta unidad de tiempo y la carga total desarrollada por la bomba (Arocha, 1979), es expresada en la siguiente ecuación:

$$WHP = \frac{Q\gamma H}{76} \quad (25)$$

Donde:

Q: Gasto (m<sup>3</sup>/s)

$\gamma$ : Peso específico (Kg/m<sup>3</sup>)

H: Carga dinámica total (m)

La potencia al freno (Breake Horse Power) es la que se grafica en las curvas características, está definida por la ecuación 9.

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_B}$$

Hasta este momento se desconoce la eficiencia de la bomba, por lo cual no se puede realizar el cálculo de BHP, pero tenemos que:

$$MHP = \frac{BHP}{\eta_M} \quad (26)$$

Se desconocen estos tres parámetros, pero hay otra manera de hacer los cálculos de MHP y obtener la eficiencia del motor.

Para la potencia del motor (MHP) que es la parte eléctrica, es la energía que el motor absorbe para su funcionamiento, la ecuación contempla voltaje, amperaje y un factor de servicio.

$$MHP = \frac{\sqrt{F} * V * I * \text{Cos } \varphi}{1000} \quad (27)$$

Donde:

F: número de fase

V: Voltaje (voltios)

I: Amperaje ( )

$\varphi$ : Numero fi

$$fi = 1.618003398874989$$

$$\eta_M = \frac{\text{eficiencia inicial} * \text{potencia de entrada}}{\text{potencia de salida}} \quad (28)$$

Donde:

Eficiencia inicial: es la que viene en la placa de la bomba, es cuando es gasto es 0

Potencia de entrada y salida: (rpm)

Por lo tanto al realizar un despeje se obtiene que:

$$BHP = MHP * \eta_B \quad (29)$$

Los resultados obtenidos se pueden apreciar en los Cuadros 9 y 10.

#### **4.3.4. Eficiencia**

Para el grafico de las curvas características de las bombas (Figuras 31 y 32), se emplea la eficiencia global, que es obtenida por la eficiencia del motor y la eficiencia de la bomba, como se muestra en la ecuación 10.

$$\eta_{global} = \eta_{bomba} * \eta_{motor}$$

Los resultados se muestran más a detalle en los Cuadros 9 y 10.

Cuadro 9.- Resultados de la bomba de 2HP

<b>Hagua</b>	<b>V</b>	<b>Q</b>	<b>Q</b>	<b>CDTB</b>	<b>BHP</b>	<b>WHP</b>	$\eta_B$	$\eta_M$	<b>MHP</b>	<b>Eff global</b>
<b>(m)</b>	(m/s)	(m <sup>3</sup> /s)	(lps)	(m)	(hp)	(hp)	(fracción %)	(fracción %)	(hp)	(%)
0	0.000	0.0000000	0.000	25.655	1.4144	0.0000	0	0.841	1.6818	0
0.004	0.280	0.0005772	0.577	22.547	1.5779	0.1692	0.14379702	0.837	1.8848	12.0381719
0.0065	0.357	0.0007358	0.736	20.734	1.6603	0.1983	0.160198	0.835	1.9878	13.3804782
0.009	0.420	0.0008658	0.866	17.928	1.7165	0.2018	0.15765015	0.831	2.0652	13.1034194
0.012	0.485	0.0010	1.000	15.111	1.7968	0.1964	0.1465857	0.828	2.1705	12.1345756
0.014	0.524	0.0011	1.080	12.3035	1.8758	0.1727	0.12347953	0.825	2.2746	10.1833304
0.018	0.594	0.0012	1.224	9.4975	1.9690	0.1512	0.10296811	0.823	2.3938	8.46954086
0.02	0.626	0.0013	1.291	6.692	2.0424	0.1123	0.07372857	0.819	2.4932	6.03972585
0.023	0.672	0.0014	1.384	3.875	2.1091	0.0697	0.04433318	0.817	2.5830	3.62001174
0.025	0.700	0.0014	1.443	1.7085	2.1554	0.0321	0.01994174	0.814	2.6474	1.62355534
0.028	0.741	0.0015	1.527	0.62	2.2409	0.0123	0.00736621	0.811	2.7630	0.59742371

Cuadro 10.- Resultados de la bomba de 3HP

<b>Hagua</b>	<b>V</b>	<b>Q</b>	<b>Q</b>	<b>CDTB</b>	<b>BHP</b>	<b>WHP</b>	$\eta_B$	$\eta_M$	<b>MHP</b>	<b>Eff global</b>
<b>(m)</b>	(m/s)	(m <sup>3</sup> /s)	(lps)	(m)	(hp)	(hp)	(fracción %)	(fracción %)	(hp)	(%)
0	0.000	0.0000000	0.000	22.338	2.0375	0.0000	0	0.841	1.7136	0
0.0047	0.304	0.0006257	0.626	19.779	2.1553	0.1630	0.10143731	0.840	1.8095	8.51618622
0.009	0.420	0.0008658	0.866	17.219	2.2864	0.1964	0.11519435	0.838	1.9151	9.64891536
0.012	0.485	0.0009998	1.000	13.7417	2.5980	0.1810	0.09342145	0.837	2.1749	7.82066247
0.016	0.560	0.0011545	1.154	10.221	2.7656	0.1554	0.07537332	0.833	2.3038	6.27885483
0.0195	0.619	0.0012745	1.274	6.6798	2.9408	0.1121	0.05114057	0.826	2.4278	4.22191533
0.025	0.700	0.0014	1.443	3.1674	3.0643	0.0602	0.02635086	0.821	2.5171	2.16458485
0.0265	0.721	0.0015	1.486	1.4162	3.1696	0.0277	0.01172734	0.819	2.5944	0.95994257
0.0275	0.735	0.0015	1.514	0.364	3.2162	0.0073	0.00302607	0.817	2.6287	0.24733415
0.03	0.767	0.0016	1.581	0.6344	3.3412	0.0132	0.00530238	0.815	2.7220	0.43197882

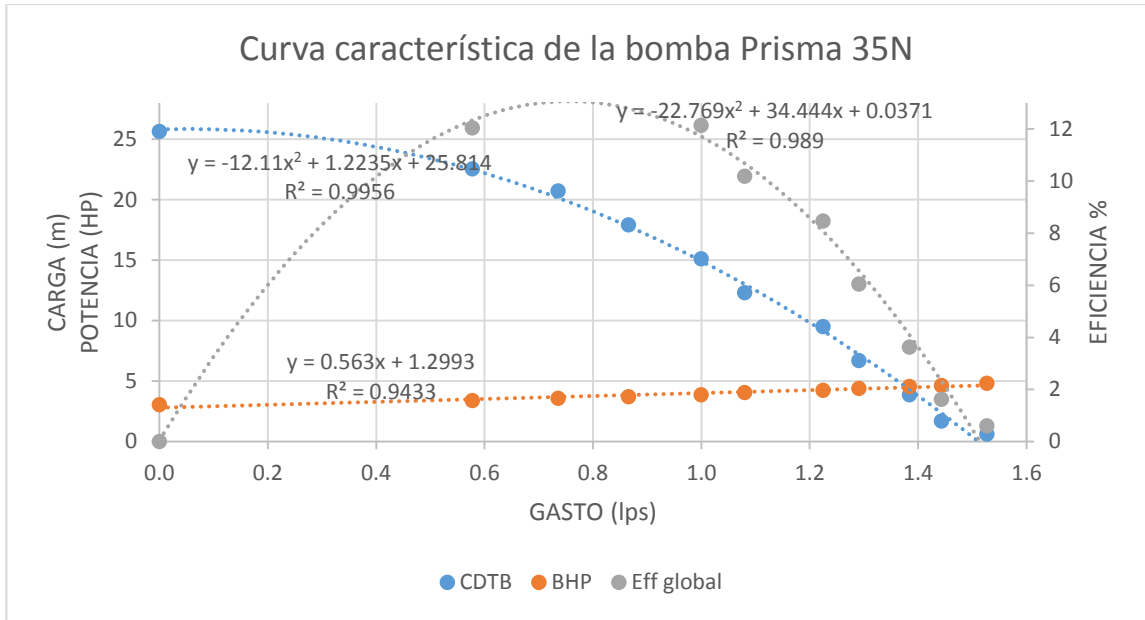


Figura 31.- Curvas características de la bomba de 2hp

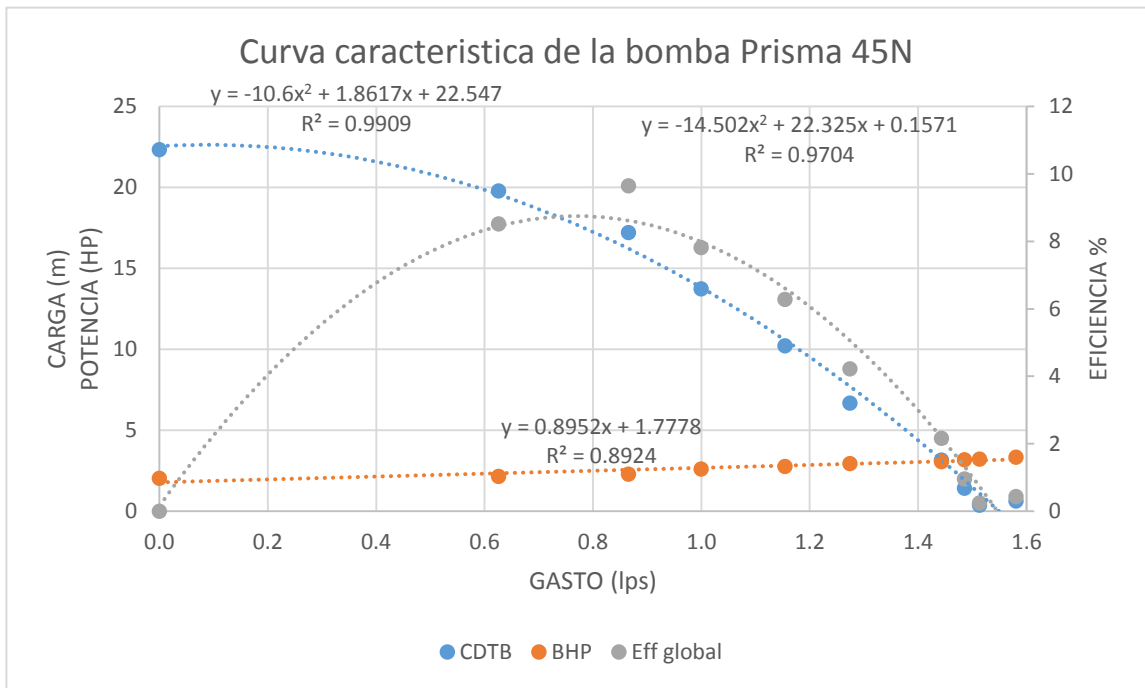


Figura 32.- Curva característica de la bomba de 3hp

En las Figuras 33 y 34 se pueden observar las curvas características proporcionadas por el fabricante.



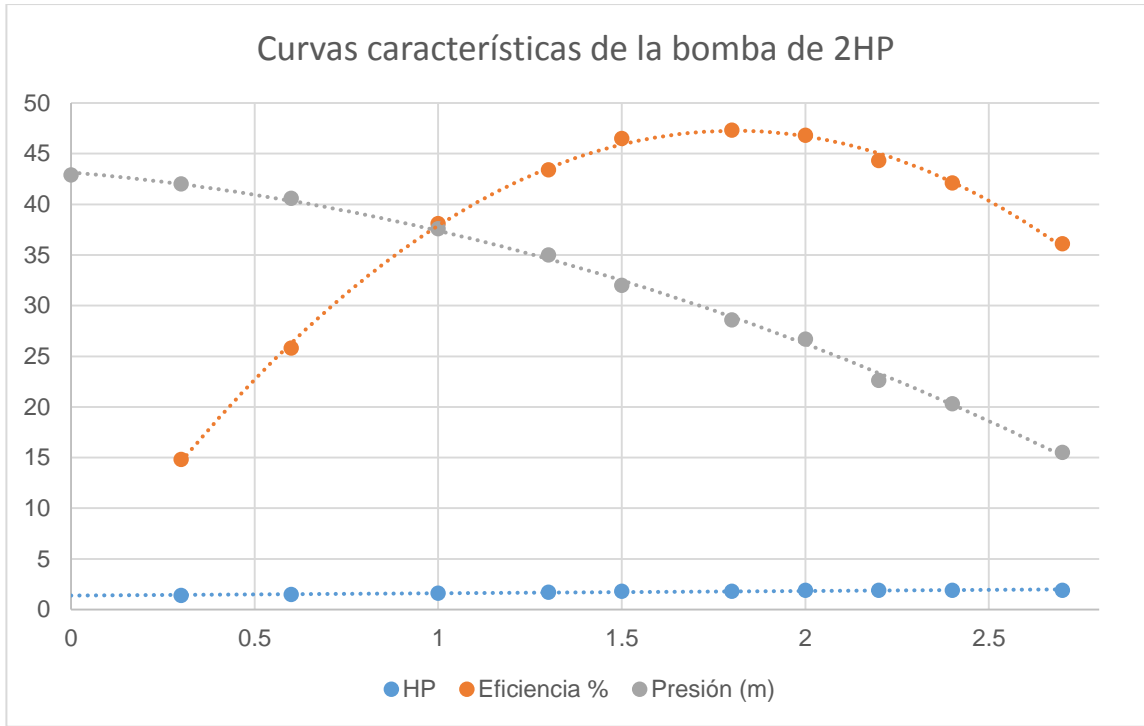


Figura 33.- Curvas características proporcionada por el fabricante (2HP)

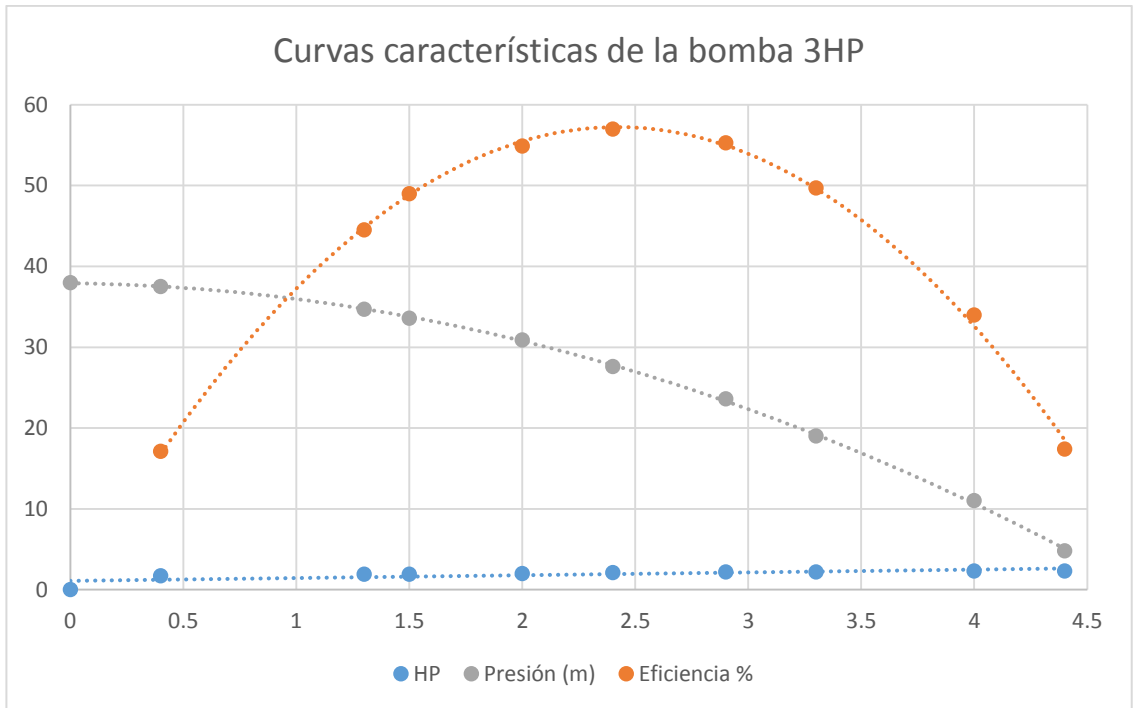


Figura 34.- Curvas características proporcionada por el fabricante (3hp)

Para tener más clara la diferencia que existe entre las curvas del fabricante y las obtenidas se muestran las Figuras 35 y 36

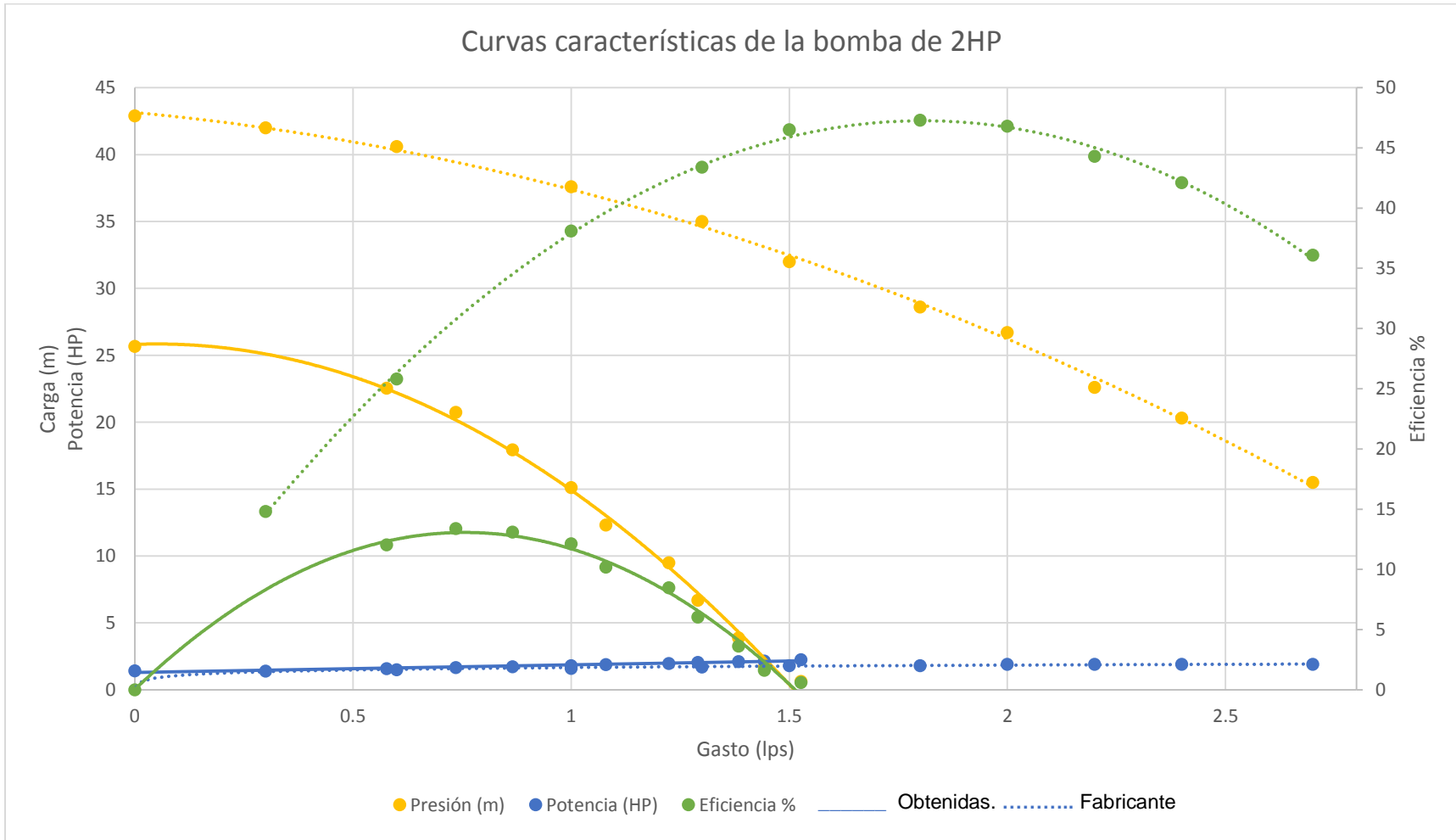


Figura 35.- Comparación de curvas del fabricante y las obtenidas en laboratorio (Bomba 2hp)

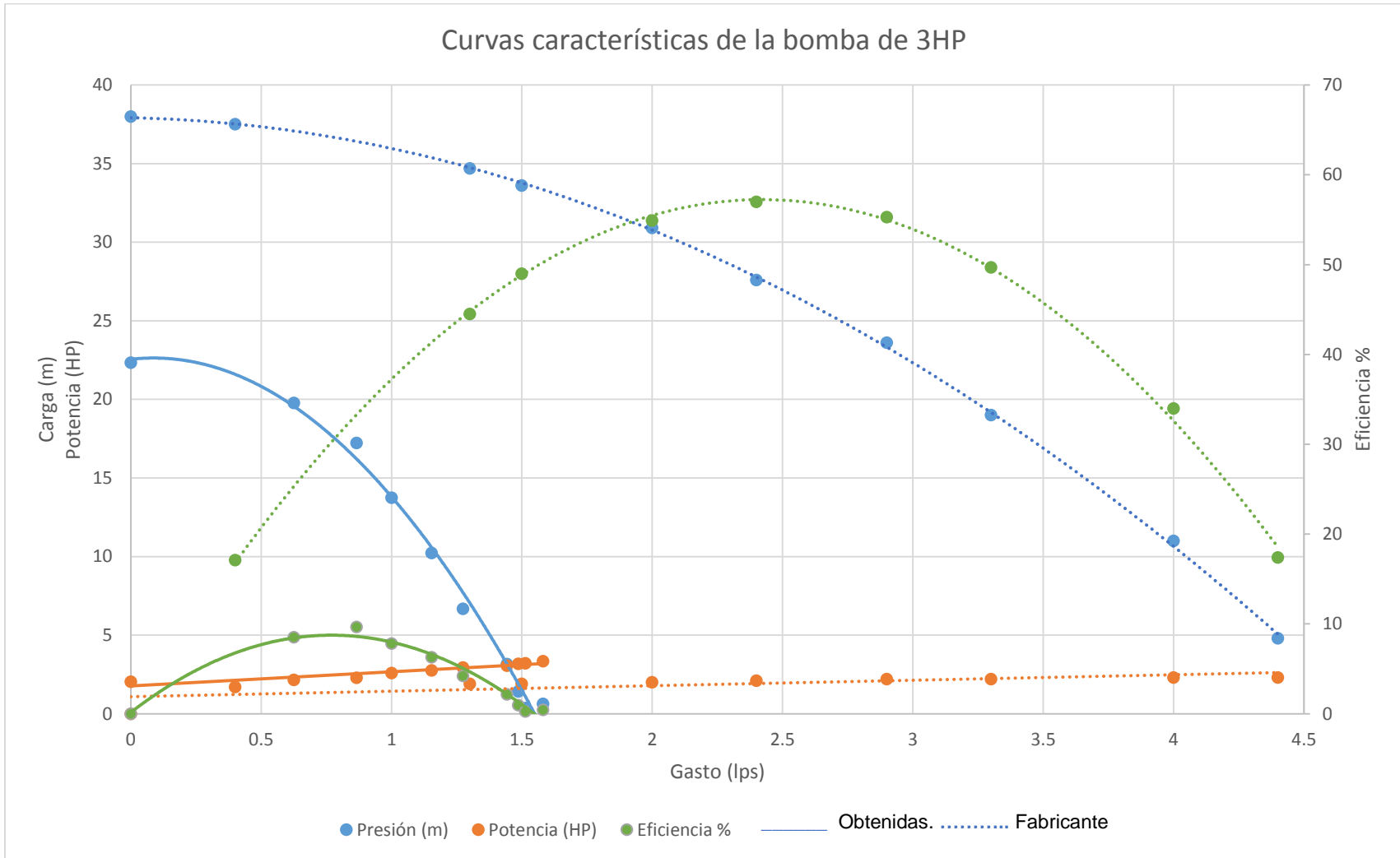


Figura 36.- Comparación de curvas del fabricante y las obtenidas en laboratorio (3hp)

## V. DISCUSIÓN

Las bombas son de la misma marca, de 2 y 3 hp, ambas tienen 3 impulsores en serie. En las Figuras 35 y 36, se pueden observar al momento de comparar, las gráficas proporcionadas por el fabricante y las obtenidas en laboratorio que son muy distintas.

Bomba centrífuga de 2 hp

Con respecto a los caudales, el fabricante presenta un caudal máximo de 2.7 lps (Figura 33) mientras que los resultados de laboratorio dan un caudal máximo de 1.53 lps aproximadamente (Figura 31).

Con respecto a las cargas se muestra que al momento de tener un gasto cero el fabricante proporciona una carga de aproximadamente 43 m, y los resultados del laboratorio dan un valor de 25.66 m, el cual se aplicó la ecuación de regresión para un mayor ajuste donde la  $CDT = -12.11Q^2 + 1.2235Q + 25.814$  y presentó un coeficiente de determinación del 99.56% (Figura 31).

Con respecto a la curva de eficiencia vs caudal el fabricante presenta una eficiencia máxima de 47.3% a un gasto de 1.8 lps, mientras que los resultados del laboratorio dan una eficiencia máxima 13.38% a un gasto de 0.86 lps.

La curva de potencia vs gasto del fabricante si se ajustó con la curva obtenida en el laboratorio con la única diferencia en los caudales.

Las revoluciones por minuto (rpm) del impulsor variaron de 3508 a 3383

### Bomba centrífuga de 3 hp

Con respecto a los caudales, el fabricante presenta un caudal máximo de 4.4 lps (Figura 34) mientras que los resultados de laboratorio dan un caudal máximo de 1.581 lps aproximadamente (Figura 32).

Con respecto a las cargas se muestra que al momento de tener un gasto cero el fabricante proporciona una carga de aproximadamente 38 m, y los resultados del laboratorio dan un valor de 22.34 m, el cual se aplicó la ecuación de regresión para un mayor ajuste donde la  $CDT = -10.6Q^2 + 1.8617Q + 22.547$  y un coeficiente de determinación del 99.09% (Figura 32).

Con respecto a la curva de eficiencia vs caudal el fabricante presenta una eficiencia máxima de 57% a un gasto de 2.7 lps, mientras que los resultados del laboratorio dan una eficiencia máxima 9.64% a un gasto de 0.736 lps.

La curva de potencia vs gasto del fabricante presenta a gasto cero una potencia de 1.4 bhp mientras que las obtenidas en laboratorio dan un valor de 2.3 bhp.

Las revoluciones por minuto del impulsor variaron de 3484 a 3374 rpm

## VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para la obtención de las curvas de carga dinámica total vs caudal, eficiencia vs caudal, la función que mejor se acopló fue la función cuadrática polinómica de segundo orden, lo cual se presentó con una determinación del 97% al 99%.

- La bomba 1 fue la que presento mayor eficiencia, aunque son de diferente caballaje ambas tienen una eficiencia del motor del 84.1% la cual es mostrada en cada placa.
- Las curvas del fabricante son muy diferentes a las obtenidas en laboratorio, los valores que proporciona se encuentran muy por arriba de lo obtenido. Teniendo una diferencia en la bomba 1 del 40.2% para la presión y 43.4% para el gasto, ya que la curva del fabricante da una presión máxima de 42.9 m y un gasto máximo de 2.7 lps y se obtuvo 25.655 m y un caudal de 1.527 lps. Para la bomba 2 una diferencia del 41.22% para las presiones y 64.06% para el gasto, debido a que en la curva se observa que da 38 m y 4.4 lps pero en realidad se obtuvo 22.34 m y 1.581 lps como resultados máximos.
- En el momento que las bombas fueron recibidas se observó ruptura en las hélices del ventilador y en su cubierta, lo más probable es que sufrieron una caída de tal manera que hubo un desajuste en los impulsores y en los cojinetes, por lo que existe una diferencia muy significativa entre las curvas del fabricante y las obtenidas en laboratorio.

Se recomienda cambiar las bombas por unas centrifugas de eje horizontal de simple succión, ambas de la misma potencia del motor (2 hp) y de un solo impulsor, preferentemente de marca Berkeley.

## VIII. BIBLIOGRAFÍA

Arocha, S. R. (1979). *ABASTECIMIENTOS DE AGUA. Teoría y Diseño*. Venezuela.

CONAGUA. (2019). *Agua en el mundo*. Conagua, México: Edición 2009.

CONAGUA, & SEMARNAT. (2018). *Estadísticas del agua en México*. México:  
Conagua, Semarnat.

De Azevedo, N. J. (1998). *Manual de Hidráulica*. Sao Paulo, Brasil: Editora Edgar  
Blücher LTDA.

De las Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona:  
Universidad Politecnica de Catalunya.

Franzini, J. B., & Finnemore, E. J. (1999). *MECÁNICA DE FLUIDOS con aplicacion en  
ingeniería* (Novena ed.). (B. Lambert, Trad.) España: McGRAW-  
HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.

Garza, V. S. (2017). *Curso de Hidraulica I*. Saltillo, Coahuila.

Giles, R. V., et al. (1994). *Mecánica de los fluidos e hidráulica*. Madrid: McGRAW-  
HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.

Hicks, T. G. (1970). *Bombas su selección y aplicación*. México: Editorial Continental.

Karassik, I. J. (1982). Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema. *Bombas  
Selección, uso y mantenimiento*, 71-95.

- Karassik, I. J., *et al.* (2001). *PUMP HANDBOOK* (Tercera ed.). New York: McGRAW-HILL.
- Karassik, I. J., & Carter, R. (1966). *Bombas Centrífugas selección, operación y mantenimiento*. México-España: Compañía Editorial Continental.
- Luszczewski, A. (1999). *Redes Industriales de Tubería. Bombas para Agua, Ventiladores y Compresores. Diseño y construcción*. México: Reverté Ediciones S.A. de C.V.
- Martín, G. (2012). *Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización*. Sevilla.
- Mataix, C. (1986). *Mécanica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda ed.). Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos* (Sexta ed.). México: Pearson Education.
- Nekrasov, B. (1966). *Hidráulica* (Segunda ed.). Editorial MR.URRS.
- Polo, E. M. (1980). *Turbomáquinas Hidráulicas* (Segunda ed.). México, DF.: Limusa S.A.
- Sánchez, D. U. (2012). *Máquinas Hidráulicas*. Club Universitario.
- SEMARNAT. (16 de octubre de 2020). *Informe del Medio Ambiente*. México: Semarnat. Obtenido de Secretaria del Medio Ambiente y Recursos Naturales.
- Shames, I. H. (1995). *Mechanics of fluids* (Tercera ed.). (J. G. Saldarriaga, Trad.) Bogotá, Colombia: McGRAW-HILL.
- Silva, I. A., *et al.* (2018). *Diseño, implementación y control para un banco de pruebas con bombas centrífugas en conexión y paralelo*. Científica, 51-59.



Toledo, A. (julio-septiembre de 2002). El agua en México y el mundo. *Gaceta Ecológica*, 64, 9-18.

Vennard, J. K., & Street, R. (1983). *Elementos de Mecánica de Fluidos* (Segunda ed.). México: EditorialContinental, S.A. de C.V.

Viejo, Z. M. (1979). *Bombas Teoría, diseño y aplicaciones*. México: Limusa.

Zamora, P. B., & Viedma, R. A. (2016). *Máquinas Hidráulicas. Teoría y Problemas*. Cartagena: CRAI biblioteca.

## IX. APÉNDICE

### 9.1. Codificación en Visual Basic

Programa realizado por el Dr. Sergio Garza Vara, para la obtención del coeficiente f.

```
Private Sub Command1_Click()  
    Dim Q, D, V, Re, A, f As Variant  
    S = 0.434294481903  
    Q = Val(Text1.Text)  
    D = Val(Text2.Text)  
    VC = Val(Text3.Text)  
    RA = Val(Text4.Text)  
    PI = 3.14159265359  
    A = PI * (D / 1000) ^ 2 / 4  
    V = (Q / 1000) / A  
    Re = V * (D / 1000) / VC  
    RR = RA / D  
    If Re < 2000 Then GoTo 10  
    If Re > 4000 Then GoTo 20  
    Text5.Text = "f QUEDA INDETERMINADA"  
    Text6.Text = "ZONA CRÍTICA"  
    GoTo 50  
10 f = 64 / Re  
    Text6.Text = "FLUJO LAMINAR"  
    GoTo 40  
20 X = 1.56 * (D / RA) ^ (8 / 7)  
    If Re < X Then GoTo 30  
    f = 0.25 / (S * Log(RR / 3.7 + 5.74 / Re ^ 0.9)) ^ 2  
    Text6.Text = "FLUJO TURBULENTO, ZONA DE TRANSICIÓN"
```

```

Y = 191 / Sqr(f) * (D / RA)
If Re < Y Then GoTo 40
f = 1 / (1.74 + 2# * S * Log(1 / (2 * RR))) ^ 2
Text6.Text = "ZONA DE TURBULENCIA COMPLETA"
GoTo 40
30 f = 1 / (1.8 * S * Log(Re) - 1.5) ^ 2
Text6.Text = "FLUJO TURBULENTO, TUBOS LISOS"
40 Text5.Text = Str$(f)
50 Text7.Text = Str$(RR)
Text8.Text = Str$(Re)
Text9.Text = Str$(V)
End Sub

```

```

Private Sub Text1_KeyPress(KeyAscii As Integer)
If KeyAscii = 13 Then
Text2.SetFocus
End If
End Sub

```

```

Private Sub Text2_KeyPress(KeyAscii As Integer)
If KeyAscii = 13 Then
Text3.SetFocus
End If
End Sub

```

```

Private Sub Text3_KeyPress(KeyAscii As Integer)
If KeyAscii = 13 Then
Text4.SetFocus
End If
End Sub

```

```
Private Sub Text4_KeyPress(KeyAscii As Integer)
    If KeyAscii = 13 Then
        Command1.SetFocus
    End If
End Sub
```

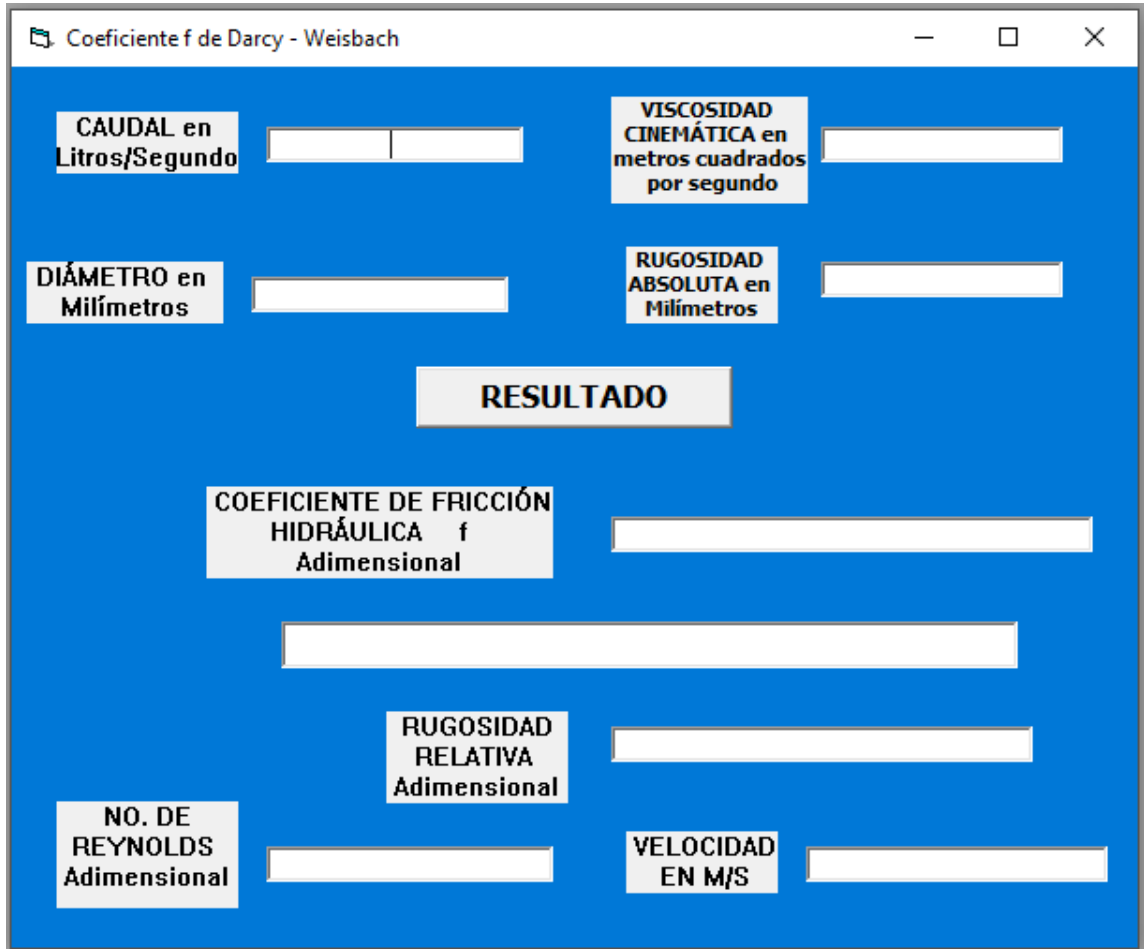


Figura 37.- Programa para la obtención del coeficiente f, diseñado por el Dr. Sergio Garza Vara