

**UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
SEDE CONCEPCIÓN - REY BALDUINO DE BÉLGICA**

MEJORAMIENTO BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBA CENTRÍFUGA.

Trabajo de titulación para optar al Título de
Técnico Universitario en MECÁNICA
INDUSTRIAL

Alumnos:

Mauricio Alejandro Gutiérrez Zapata.

Franco Gracián Muñoz Jara.

Profesor Guía:

Ing. Juan Luis Romero Moraga.

RESUMEN

Mejoramiento Banco de pruebas para bomba centrífuga.

La Universidad Técnica Federico Santa María, sede Concepción, cuenta entre sus departamentos con diversos talleres, los cuales se encargan de formar y enseñar a los alumnos para que puedan optar por un título universitario, ya sea técnico o nivel ingeniero profesional. Ubicado en las instalaciones, es entre otros, el taller de mantenimiento, encargado de recibir alumnos, tanto técnicos como ingenieros en sus mediaciones. Este taller, que forma parte importante de la carrera industrial, no cuenta con muchas implementaciones a nivel práctico, por lo que observando en el mismo se presenta un trabajo de título anteriormente diseñado en desuso. El cual presenta estudios y diseños de un impulsor y líneas de agua, para calcular caudales, pérdidas de cargas, etc., entre otras características.

Surge la necesidad de aplicar mejoras permanentes a este banco de pruebas para que pueda servir de apoyo académico a los estudiantes de la universidad, preferentemente técnicos a nivel industrial, con el fin de dejarlo a la comunidad estudiantil.

El proyecto estuvo enmarcado en el tipo de investigación proyectiva, fundamentada a nivel comprensivo con un diseño de bomba centrífuga como tal, y los cálculos correspondientes a este trabajo.

INDICE DE MATERIAS

INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL.....	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
CAPÍTULO I. CONOCER LOS TIPOS DE BOMBA Y EN QUÉ CONSISTE UN BANCO DE PRUEBA.	4
1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.	5
1.1.1 Bombas de desplazamiento positivo.....	5
1.1.1.1 Bombas Reciprocantes (alternativas).....	6
1.1.1.2 Bombas Rotatorias.....	8
1.1.2 Bombas dinámicas.....	10
1.1.2.1 Bombas periférica. (unipaso o multipaso)	11
1.1.2.2 Bombas especiales.....	11
1.1.2.3 Bombas Centrífugas.	12
1.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO BOMBA CENTRÍFUGA	13
1.3 TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS	13
1.3.1 Bombas centrífugas radiales, axiales y diagonales.....	14
1.4 TIPOS DE IMPULSORES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	14
1.4.1 Bombas centrífugas con el impulsor abierto y semi-abierto.....	15
1.4.2 Bombas centrífugas con el impulsor cerrado.....	15
1.5 Tipos de Geometría de la bomba.....	16
1.5.1 Las bombas centrífugas horizontales.....	16
1.5.2 Las bomba centrífugas verticales.	17
1.6 Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas	17
1.7 Selección de bombas centrífugas	17
1.8 Principales características de la bomba centrífuga.	19
CAPÍTULO II. CONCEPTOS DE HIDRÁULICA Y VARIABLES A CONSIDERAR EN EL PROYECTO....	20
2.1 Propiedades de los fluidos	21
2.1.1 Viscosidad	21
2.1.2 Fluidez.....	21
2.1.3 Densidad.....	22
2.1.4 Peso específico	22
2.1.5 Compresibilidad	22
2.1.6 La Presión en los Fluidos	23

2.1.7	Presión y profundidad	23
2.2	MECANICA DE FLUIDOS	24
2.3	Hidrostática.....	24
2.3.1	Principio de Pascal	25
2.3.2	Principio de Arquímedes	26
2.4	Hidrodinámica	26
2.4.1	Unidad de Presión	27
2.4.2	Clasificación de flujos de fluidos	28
2.4.2.1	De acuerdo a la velocidad del flujo.....	28
2.4.2.2	De acuerdo a sus cambios de densidad respecto al tiempo	29
2.4.2.3	Por variación de velocidad con respecto al tiempo	29
2.4.3	Principio de Bernoulli	30
2.4.4	Ecuación de continuidad	31
2.4.5	Efecto Venturi	32
2.4.5.1	Tubo venturi.....	32
2.4.6	Teorema de Torricelli.....	35
Capítulo III. CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL PROYECTO,		
PLANOS Y COSTOS DEL MISMO.		37
3.1	Pérdidas de carga en una tubería.....	38
3.1.1	Pérdidas lineales.....	38
3.1.2	Pérdidas singulares.....	38
3.2	Cálculos relacionados con la hidrodinámica del banco de pruebas.....	40
3.3	Análisis de pérdidas de carga con ambas líneas abiertas.....	44
3.4	Análisis de pérdidas de carga para cada línea	53
3.5	Análisis de Costo total del proyecto. Pesos Chilenos.....	55
CONCLUSIONES		56
LINKOGRAFÍAS		59
Anexos.....		61

ÍNDICE DE FIGURAS CAPÍTULO 1

Figura 1- 1. Clasificación de bombas.....	5
Figura 1- 2. Bomba Reciprocante.....	6
Figura 1- 3. Bomba Diafragma	7
Figura 1- 4. Bomba de Engranajes.....	8
Figura 1- 5. Bombas de Paleta	9
Figura 1- 6. Bombas de tornillo.....	10
Figura 1- 7. Bomba Perisférica	11
Figura 1- 8. Bomba Centrifuga.....	13
Figura 1- 9. Tipos de Impulsores.....	14
Figura 1- 10. Bombas centrífugas verticales	16
Figura 1- 11. Bombas Centrifugas axiales.....	17
Figura 1- 11. Selección de Bomba.....	18
Figura 1- 12. Bomba Centrifugas Variedad.....	19

ÍNDICE DE FIGURAS CAPÍTULO 2

Figura 2- 1. Explicación Principio de Pascal.....	25
Figura 2- 2. Prensa Hidráulica.....	25
Figura 2- 3. Principio de Arquímedes.....	26
Figura 2- 5. Tipos de Flujo	29
Figura 2- 6. Ejemplo Ala de avión Bernoulli	30
Figura 2- 7. Fórmula de Bernoulli	31
Figura 2- 8. Ejemplo Ecuación Continuidad	31

Figura 2- 9. Ejemplo ecuación Continuidad 2.	32
Figura 2- 10. Tubo Venturi.....	33
Figura 2- 11. Tubo Venturi fórmula	34
Figura 2- 12. Teorema Torricelli	35
Figura 2- 13. Explicación fórmula teorema Torricelli.....	36

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-4 Tabla de Equivalencias	27
Tabla 3-1 Coeficiente K de cada pieza en particular.....	39
Tabla 3-2 Coeficiente de cada material.....	45
Tabla 3-3 Análisis Costos Proyecto.....	55

SIGLAS Y SIMBOLOGÍA

SIGLAS

ANSI	:	(American National Standards Institute): Instituto Nacional Estadounidense de Estándares.
API	:	(American Petroleum Institute): Instituto Americano del Petróleo
ASME	:	(American Society of Mechanical Engineers) Es una asociación de profesionales, que ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos.
RTD	:	(Resistance Temperature Detector) es un detector de temperatura resistivo.
BAR	:	Unidad de presión
PVC	:	Policloruro de vinilo

SIMBOLOGÍA

Mt	: Metro
°C	: Grados Celsius
”	: Pulgada
Lb	: Libras
Pm	: Densidad manométrica
Kg/cm ²	: Kilogramos Centímetro cuadrado
°F	: Grados Fahrenheit
Lts	: Litros
Cc	: Centímetros cúbicos
Mts	: Metros
L/min	: Litros por Minuto
HP	: (Horse Power) Caballo de poder
V	: Volts
Kg	: Kilogramos
A	: Ampere
GPM	: Galones por Minuto
RPM	: Revoluciones por Minuto
Hz	: Hertz
Cm	: Centímetro
Mm	: Milímetros
Q	: Caudal

INTRODUCCIÓN

En la actualidad es necesario, por no más decir imprescindible en un mundo tan competitivo, poseer un título a nivel superior, que pueden otorgar Universidades, institutos o centros de formación técnica. En la Universidad Técnica Federico Santa María no basta con solo aprobar los ramos y egresar de la universidad, no es sino más bien demostrar en terreno nuestros dominios y habilidades aprendidas durante los años de estudio. Por lo que esto es calificado mediante un trabajo de título y defensa del mismo.

Como estudiantes pasamos por distintos profesores, a los cuales, tenemos la dicha de tener en nuestra gran universidad y que cada uno se especialice bastante en su asignatura. Lo que básicamente nos comenzó a interiorizar en los temas, vivencias y materias aprendidas, por lo tanto, evocarnos a una rama más específica, tanto que para que la que nos pareciera más interesante, o para la que fuéramos mejores alumnos, o quizás en la que nos veríamos trabajando el día de mañana.

Existiendo un gran abanico de opciones, nos decidimos por un área en especial y en particular, donde influyeron diversas clases, termo-fluidos, mantenimiento mecánico industrial, inspección de la mantención, entre otras, y en ellas aprendimos diversas materias, indispensable conocimiento para cualquier mecánico, clases impartidas precisamente en nuestra carrera, y de ésta manera expresar y utilizar los conocimientos aprendidos.

Observamos con detención durante nuestro último año de estudio y nos dimos cuenta de la gran necesidad de poseer bancos de prueba para facilitar la labor de los profesores y elaborar una clase más dinámica y forma técnica posible, fue por lo mismo que consultando a profesores nos dieron la posibilidad de restituir un banco que nuestros propios compañeros en años anteriores realizaron, por lo que nos enorgullece explicar la mejora constante que gracias a la ayuda de profesores podremos aplicar a un banco de prueba, ubicado en taller de mantención, sector mecánica industrial.

El banco de prueba beneficiará tanto a los profesores como al alumnado, para mejorar el nivel y forma de aprendizaje, ya que no todos tenemos una gran capacidad meta cognitiva. Por lo que reforzaría aún más otras habilidades tanto en equipo, como individuales, que claramente necesitaremos manejar el día mañana en la industria.

Evocándonos específicamente en el proyecto, verificaremos, analizaremos y aprenderemos en qué consiste un banco de prueba, qué elementos de importancia debe poseer y la función de cada uno de sus principales elementos, realizar y analizar

cálculos.

Integrando además de esta forma una pieza fundamental conocida en la industria, como son las bombas rotativas, donde conoceremos tipos de bombas, en qué se clasifican, precisamente las cuales se encargan de desplazar fluidos mediante líneas de trabajo industriales, en este caso especificaremos sobre bombas centrifugas, de esta forma interiorizar campos de aplicaciones, principios de funcionamiento, elementos que forman parte de la instalación entre otras características.

La Bomba centrifuga es uno de los tipos de bombas más utilizados a nivel industrial, debido a su versatilidad y economía. Es encargado de transformar la energía mecánica de un impulsor rotatorio a energía cinética y potencial necesitada.

Cabe destacar que el área de impulsores de fluido es bastante significativa, de forma que lo simplificaremos a nivel de que cualquier alumno se beneficie de este trabajo de titulación, para adquirirlo en sus conocimientos generales, y así poder aplicarlo en su área de trabajo.

OBJETIVO GENERAL

Mejorar Banco de prueba inserto en circuito de bomba centrífuga, ubicado en instalaciones de la UTFSM.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Dar a conocer los tipos de bomba y en qué consiste un banco de prueba.
2. Estudios referentes a instrumentos de medición e instalación en banco de pruebas.
3. Análisis de costos relacionados con el mejoramiento permanente del proyecto, planos y cálculos del mismo.

1 **CAPÍTULO I: CONOCER LOS TIPOS DE BOMBA Y EN QUÉ
CONSISTE UN BANCO DE PRUEBA.**

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía con la que es accionada (generalmente energía mecánica) en energía 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 a otra de mayor presión.

Estas se dividen en Bombas de desplazamiento positivo y bombas dinámicas

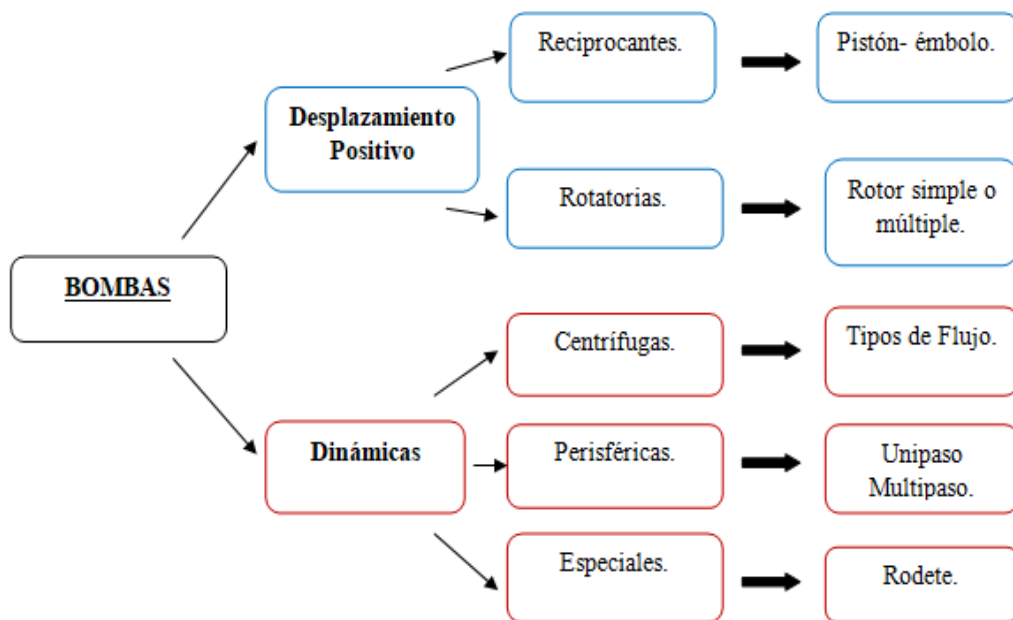


Figura 1- 1. Clasificación de Bombas.

1.1 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.

1.1.1 Bombas de desplazamiento positivo.

En las bombas de desplazamiento positivo existe una relación directa entre el movimiento de los elementos de bombeo y la cantidad de líquido movido.

Todas las bombas de desplazamiento positivo cuentan de una pieza giratoria con varias aletas (paletas) que se mueven en una carcasa muy ajustada. Esto evita fugas del producto dentro de la bomba y aumenta la eficiencia del bombeo. El líquido queda atrapado en los espacios entre las aletas y pasa a una zona de mayor presión. Un dispositivo corriente de este tipo es la bomba de

engranajes, formada por dos ruedas dentadas engranadas entre sí. En este caso, las aletas son los dientes de los engranajes.

En todas estas bombas, el líquido se descarga en una serie de pulsos, y no de forma continua, por lo que hay que tener cuidado para que no aparezcan condiciones de resonancia en los conductos de salida que podrían dañar o destruir la instalación.

- En las bombas de desplazamiento positivo siempre debe permanecer la descarga abierta, pues a medida que la misma se obstruya, aumenta la presión en el circuito hasta alcanzar valores que pueden ocasionar la rotura de la bomba. Por tal razón siempre se debe colocar inmediatamente a la salida de la bomba una válvula de alivio o de seguridad. con una descarga al tanque y con registro de presión.

1.1.1.1 Bombas Reciprocantes (alternativas).

El funcionamiento de una Bomba Reciprocante depende del llenado y vaciado sucesivo de receptáculos de volumen fijo, para lo cual cierta cantidad de agua es obligada a entrar al cuerpo de la bomba en donde queda encerrada momentáneamente, para después ser forzada a salir por la tubería de descarga. De lo anterior se deduce, en términos generales, que el gasto de una Bomba Reciprocante es directamente proporcional a su velocidad de rotación y casi independiente de la presión de bombeo.

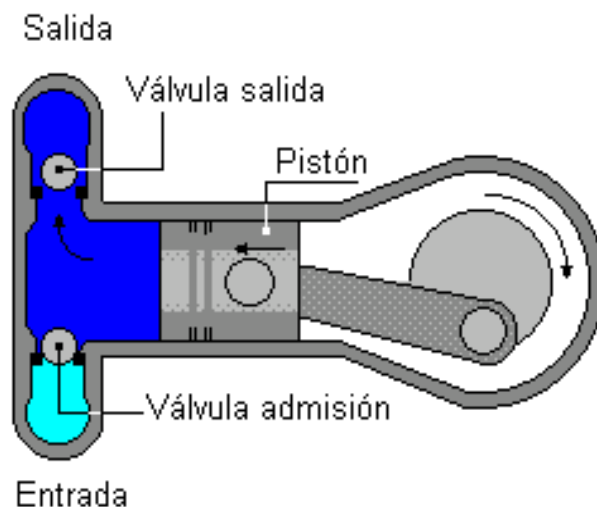


Figura 1-2. Bomba Reciprocante

- De Pistón-Émbolo.

Comúnmente llamada de émbolo o de presión. En ella , una manivela o Cigüeñal gira con una velocidad uniforme, accionada por el motor, el émbolo o pistón que se mueve hacia adelante y hacia atrás en el cuerpo del cilindro; en el golpe hacia afuera un vacío parcial detrás del émbolo permite a la presión atmosférica que obra sobre la superficie del agua en el pozo y hacer subir esta, dentro del tubo de acción, la cual, pasando por la válvula de succión llena el cilindro; en el golpe hacia adentro, hace que la válvula de succión se cierre y el agua es presionada a salir hacia el tubo de descarga.

- Bombas de Diafragma.

Las bombas de diafragma son un tipo de bombas de desplazamiento positivo (generalmente alternativo) que utilizan paredes elásticas (membranas o diafragmas) en combinación con válvulas de retención (check) para introducir y sacar fluido de una cámara de bombeo.

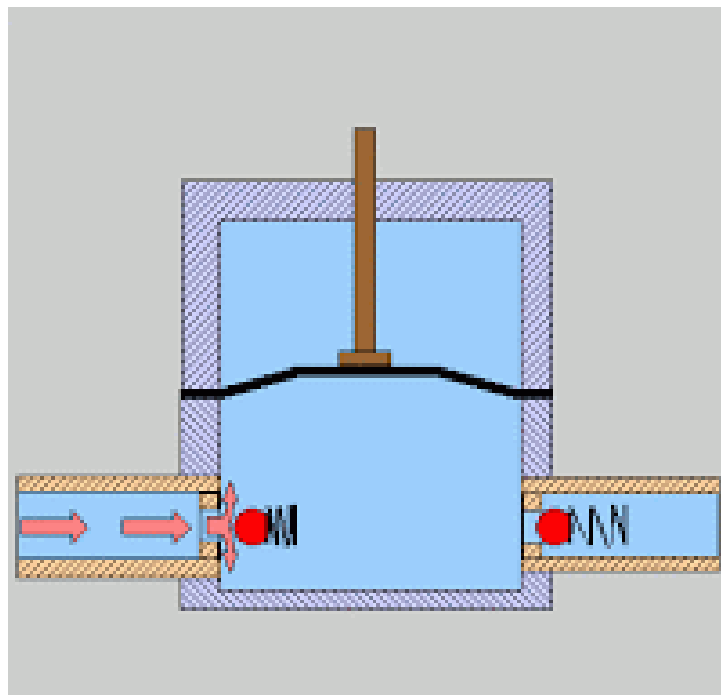


Figura 1-3. Bomba Diafragma

1.1.1.2 Bombas Rotatorias.

- De engranajes.

Produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (motriz), y este hace girar al otro (libre).

Lo que sucede es el origen de un vacío en la aspiración cuando se separan los dientes, por el aumento del volumen en la cámara de aspiración. En el mismo momento los dientes se van alejando, llevándose el fluido en la cámara de aspiración. La impulsión se origina en el extremo opuesto de la bomba por la disminución de volumen que tiene lugar al engranar los dientes separados.



Figura 1-4. Bomba de Engranajes

- Bombas de paletas.

Un determinado número de paletas se desliza en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un anillo. Las cámaras de bombeo se generan entre las paletas, el rotor y el anillo.

Durante la rotación, a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un vacío que hace que entre el fluido por el orificio de aspiración. Cuando se reduce el espacio, se ve forzado a salir. La estanqueidad se consigue entre el conjunto paletas-rotor y las placas laterales, así como al ajustar el vértice de las paletas y el anillo.

Normalmente estas bombas no están recomendadas a trabajar en velocidades inferiores a 600 r.p.m.

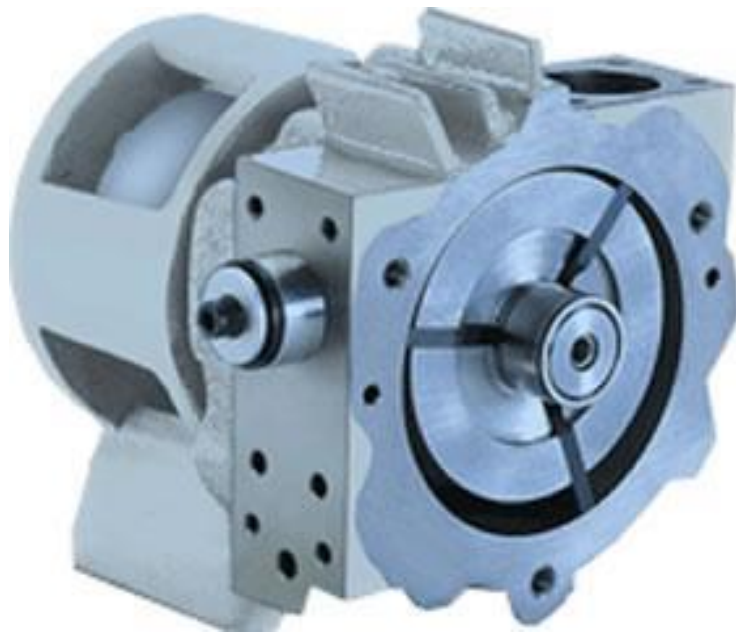


Figura 1-5. Bomba de Paletas

- Bombas de tornillo.

Una bomba de tornillo es un tipo de bomba hidráulica considerada de desplazamiento positivo, que se diferencia de las habituales, más conocidas como bombas centrífugas. Esta bomba utiliza un tornillo helicoidal excéntrico que se mueve dentro de una camisa y hace fluir el líquido entre el tornillo y la camisa.

Está específicamente indicada para bombear fluidos viscosos, con altos contenidos de sólidos, que no necesiten removerse o que formen espumas si se agitan. Como la bomba de tornillo desplaza el líquido, este no sufre movimientos bruscos, pudiendo incluso bombear uvas enteras.

Uno de los usos que tiene es la de bombear fangos de las distintas etapas de las depuradoras, pudiendo incluso bombear fangos deshidratados procedentes de filtros prensa con un 22-25% de sequedad.

Este tipo de bombas son ampliamente utilizadas en la industria petrolera a nivel mundial, para el bombeo de crudos altamente viscosos y con contenidos apreciables de sólidos. Nuevos desarrollos de estas bombas permiten el bombeo multifásico.



Figura 1-6. Bomba de Tornillo

1.1.2 Bombas dinámicas.

Éstas imparten velocidad y presión al fluido en la medida que éste se desplaza por el impulsor de la bomba, el cual gira a altas revoluciones, convirtiendo así la velocidad del fluido en energía de presión. Es decir, el principio de funcionamiento de estas bombas está fundamentado en la transferencia de energía centrífuga. El rango de

operación, en lo relativo a alturas y caudales de bombeo de las bombas de presión dinámica es mucho más amplio que el de las de desplazamiento positivo. En razón de esto es que, a los fines de la Ingeniería Civil, las Bombas de Presión Dinámica o Bombas

1.1.2.1 Bombas periféricas. (unipaso o multipaso).

Por lo regular la Bomba Periférica es la que más se usa en centrales hidroeléctricas tipo embalse llamadas también de acumulación y bombeo donde la bomba llega a consumir potencia, para que en determinado momento pueda actuar como turbina para entregar potencia. También se le conoce como bombas tipo turbina de vértice y regenerativas en este tipo se produce remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas. La velocidad se genera a través de impulsos de energía extremadamente rápidos y potentes en el impulsor.



Figura 1-7. Bomba Periférica

1.1.2.2 Bombas especiales.

Las bombas especiales, son aquellas que manejan líquidos muy abrasivos, agresivos y corrosivos, las más comunes son la de tipo diafragma y no es más, que una bomba que posee una membrana la cual combina la acción recíproca de un diafragma de teflón o caucho y de válvulas que abren y cierran de acuerdo al movimiento del diafragma. A veces a este tipo de bomba también se llama bomba de membrana.

También denominada bomba roto-dinámica, es actualmente la máquina más utilizada para bombear líquidos en general. Las bombas centrífugas son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El fluido entra por el centro del rodete o impulsor, que dispone de unos álabes para conducir el fluido, y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido por la carcasa o cuerpo de la bomba. Debido a la geometría del cuerpo, el fluido es conducido hacia las tuberías de salida o hacia el siguiente impulsor. Son máquinas basadas en la Ecuación de Euler.

1.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO BOMBA CENTRÍFUGA.

Disponiendo de una gran cantidad de categorías y formas de bombas el principio de funcionamiento básico de una bomba centrífuga se realiza de igual manera, determinada mediante el hecho de giro de un rotor central donde el fluido ingresa y por efecto de la fuerza centrífuga impulsa el fluido hacia el exterior, lo que provoca un aumento de fuerza cinética, y que el flujo pueda desplazarse

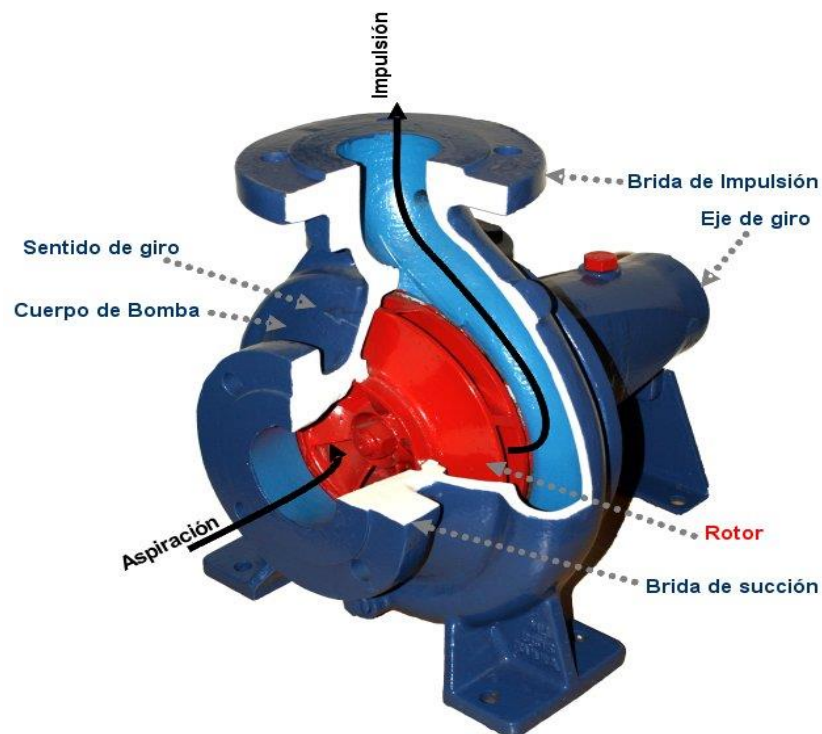


Figura 1-8. Bomba Centrífuga

1.3 TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

En la gran variedad de las bombas centrífugas encontramos los siguientes tipos:

- Radiales, axiales y diagonales.
- De impulsor abierto, semi-abierto y cerrado.
- Horizontales y verticales.

1.3.1 Bombas centrífugas radiales, axiales y diagonales

El tipo de una bomba que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor viene caracterizado por su velocidad específica, calculada en el punto de funcionamiento de diseño, es decir, en el punto de máximo rendimiento de la curva característica.

a) Bombas centrífugas radiales

La corriente líquida se verifica en planos radiales. La energía se cede al líquido esencialmente mediante la acción de la fuerza centrífuga.

b) Bombas centrífugas axiales

La corriente líquida se verifica en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación. La energía se cede al líquido por la impulsión ejercida por los álabes sobre el mismo.

c) Bombas centrífugas diagonales

La corriente líquida se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto. La energía se cede al líquido mediante la acción de la fuerza centrífuga y la impulsión ejercida por los álabes sobre el mismo.

1.4 TIPOS DE IMPULSORES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

La presión requerida o de servicio es la diferencia de altura entre la toma y el punto a donde se envía el líquido sin tomar en cuenta tramos horizontales.

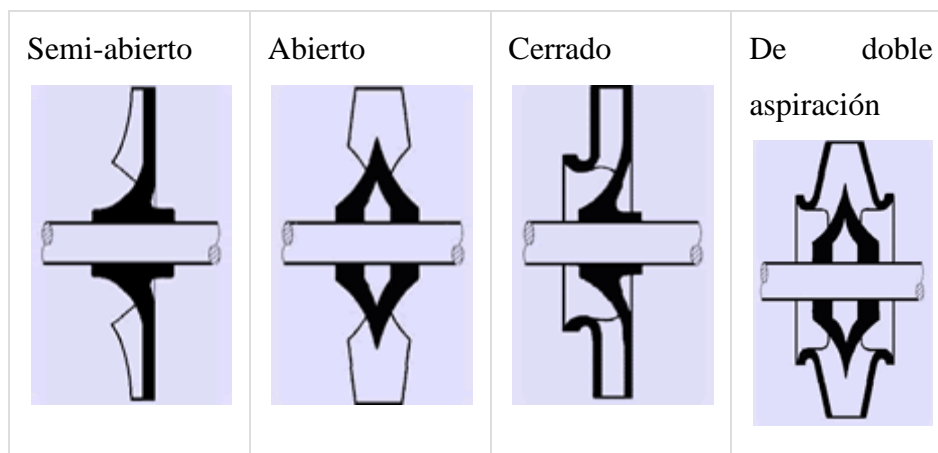


Figura 1-9. Tipos de Impulsores

1.4.1 Bombas centrífugas con el impulsor abierto y semi-abierto.

Un impulsor abierto tiene álabes unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas. Cuenta con tolerancias laterales lo más cerradas posibles para evitar fugas.

Estos impulsores cuentan siempre con una pequeña pared posterior para dar la rigidez necesaria a los álabes. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

No hay distinciones entre impulsores abiertos y semiabiertos.

1.4.2 Bombas centrífugas con el impulsor cerrado.

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales. Las tolerancias muy cerradas evitan fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden reemplazar fácilmente, evitando así fugas mayores.

Para minimizar el desgaste se pueden aplicar materiales especiales según las condiciones de trabajo.

Empuje axial en impulsor cerrado de bombas centrífugas

1. Presión de impulsión
2. Fuerzas equilibradas
3. Fuerzas desequilibradas
4. Aros de cierre

Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación.

Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.

Sus ventajas son:

Ausencia de empuje axial.

Una menor NPSHR.

Una mayor capacidad de aspiración.

Los impulsores de simple aspiración sólo tienen aros en ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrio hidráulico.

Los impulsores cerrados pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, contracciones y dilataciones. Son más adecuados para servicios de altas temperaturas.

Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado.

Hidráulicamente, el rozamiento de disco es doble al tener dos paredes en el impulsor, pero las pérdidas volumétricas son menores.

La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor.

La presión necesitada para vencer la fricción y curvas está calculada en tablas; en función del diámetro de la tubería y del caudal y presión (o velocidad) del líquido.

1.5 **TIPOS DE GEOMETRÍA DE LA BOMBA.**

1.5.1 Las bombas centrífugas horizontales.

Las bombas centrífugas con el eje de giro horizontal tienen el motor a la misma altura. Éste tipo de bombas se utiliza para el funcionamiento en seco. El líquido llega siempre a la bomba por medio de una tubería de aspiración.

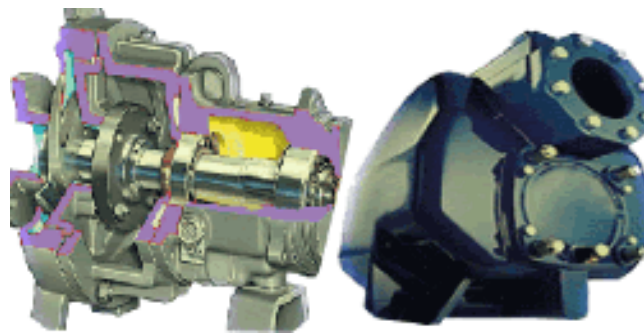


Figura 1-9. Bomba Centrífuga Horizontal

1.5.2 Las bombas centrífugas verticales.

Las bombas centrífugas con el eje de giro en posición vertical tienen el motor a un nivel superior al de la bomba y trabajan siempre rodeadas por el líquido a bombear.



Figura 1-10. Bomba Centrífuga Vertical

1.6 CAMPOS DE APLICACIÓN DE LOS TRES TIPOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.

El diagrama muestra una relación entre el caudal en litros/minuto y la altura hidráulica. Subiendo en vertical se encuentran el tipo de bomba y potencia necesaria para una altura hidráulica determinada.

1.7 SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.

Para una aplicación específica hay siempre varios tipos de bombas entre los que elegir. Se debe seleccionar una bomba con un muy buen rendimiento para las condiciones operativas dadas.

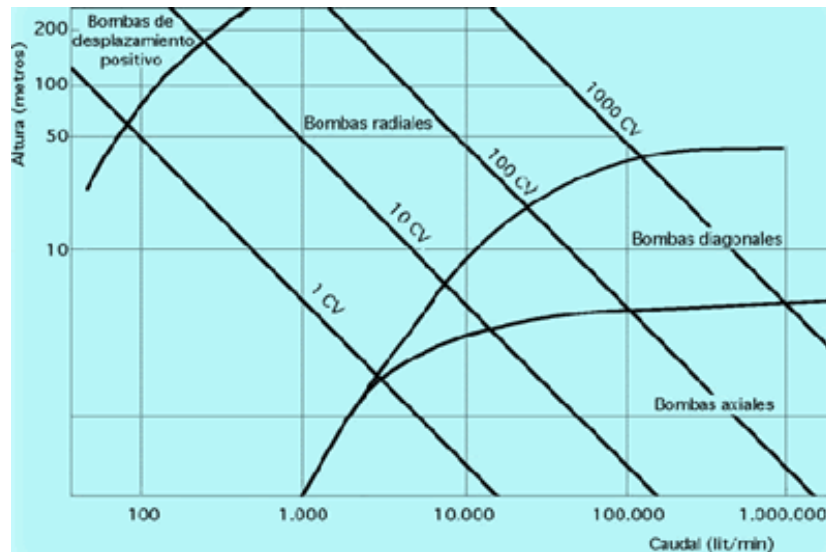


Figura 1-11. Tabla Selección de Bomba

Los parámetros para la selección de bombas centrífugas a investigar incluyen

Velocidad específica N_s .

Diámetro del impulsor.

Velocidad de operación.

Usar bombas multi-etapa.

Colocar bombas en serie.

Limitar el flujo en el sistema para ahorrar energía.

Objetivo: El objetivo es optimizar los recursos tecnológicos, minimizando el consumo de energía.

Punto de operación: Cambiando la curva de características de la bomba se puede manipular el punto de operación. Esto se logra con la reducción del diámetro del impulsor y colocarlo en la carcasa original, modificando el diámetro de la tubería o estrangular el flujo dentro de la misma.

La curva de la bomba puede modificarse también cambiando la velocidad de trabajo de la misma.

Niveles de operación variables: Una situación compleja se presenta cuando los niveles de los depósitos no son constantes. Con estas condiciones de trabajo no es posible lograr un alto rendimiento del sistema y se puede utilizar un motor de velocidad variable.

1.8 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

En la gran variedad de las bombas centrífuga encontramos las siguientes características:

Elemento giratorio: Formados por un eje y uno o varios rodetes.

Elemento estacionario (carcasa).

Elementos de cierre.

Aumenta la energía del fluido por la acción de la fuerza centrífuga.

Se adapta a trabajos a velocidades altas.

El líquido sale perpendicular al eje de rotación del álabe o rodete.

En bombas de alta presión pueden emplearse varios rotores en serie.

En las bombas de baja presión, el difusor es un canal en espiral.

En el caso de flujos bajos y altas presiones, la acción del rotor es en gran medida radial.

En flujos más elevados y presiones de salida menores, la dirección de flujo en el interior de la bomba es más paralela al eje del rotor.

Flujo mixto es cuando la transición de un tipo de condiciones a otro es gradual, y cuando las condiciones son intermedias.

Las bombas centrífugas, al contrario que las de desplazamiento positivo, no son auto aspirantes y requieren de cebado previo al funcionamiento.

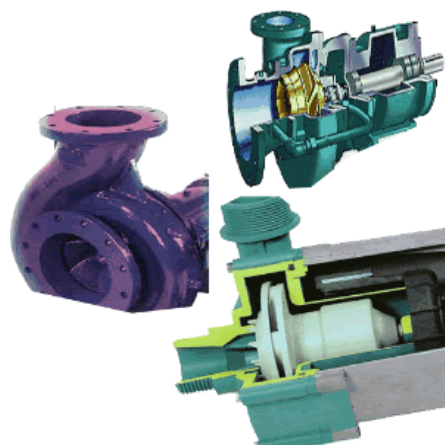


Figura 1-12. Bombas centrifugas variedad

2 **CAPÍTULO II: CONCEPTOS DE HIDRÁULICA Y VARIABLES A
CONSIDERAR EN EL PROYECTO.**

Como hemos notado a lo largo de los años en la universidad, es mucha la importancia de un banco de pruebas para el conocimiento y aprendizaje de los estudiantes en la universidad.

Como se dio a conocer en el capítulo anterior, trabajaremos con una bomba centrífuga de ciertas características y variables, las cuales serán puestas a prueba en el funcionamiento de ésta.

2.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

2.1.1 Viscosidad.

La viscosidad es la propiedad que determina la medida de la fluidez a determinadas temperaturas. A más viscoso implica que menos fluye un fluido. Cuanto más viscoso es un fluido es más pastoso y menos se desliza por las paredes del recipiente. Podemos decir también que es la mayor o menor resistencia que ofrece un líquido para fluir libremente. A más resistencia a fluir más viscoso. Si existe una mayor viscosidad, el líquido fluye más lentamente. La temperatura influye en la viscosidad, a más temperatura menos viscoso es un fluido. El movimiento de los fluidos se puede ver ligeramente frenado por el rozamiento entre sus partículas en la dirección de su desplazamiento. Este fenómeno es mucho más importante en los líquidos que sufren una pérdida apreciable de energía y de presión a medida que se mueve por tuberías o canales.

2.1.2 Fluidez.

Es una propiedad de líquidos y gases que se caracteriza por el constante desplazamiento de las partículas que los forman al aplicarles una fuerza. Los gases se expanden ocupando todo el volumen del recipiente que les contiene, ya que no disponen ni de volumen ni de forma propia. Por esta razón los recipientes deben estar cerrados.

Los líquidos si mantienen su volumen, aunque adoptan la forma del recipiente hasta alcanzar un nivel determinado, por lo que pueden permanecer en un recipiente cerrado.

2.1.3 Densidad.

Es la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia. Se utiliza la letra griega ρ [Rho] para designarla. La densidad quiere decir que entre más masa tenga un cuerpo en un mismo volumen, mayor será su densidad.

$$\rho = \frac{M}{V}$$

Donde

ρ : densidad de la sustancia, Kg/m³

m : masa de la sustancia, Kg

V : volumen de la sustancia, m³

La densidad de una sustancia varía con la temperatura y la presión; al resolver cualquier problema debe considerarse la temperatura y la presión a la que se encuentra el fluido

La diferencia de densidad entre los líquidos puede impedir que se mezclen homogéneamente, flotando uno sobre el otro, como ocurre con el aceite y el agua.

2.1.4 Peso específico.

El peso específico de un fluido se calcula como su peso por unidad de volumen (o su densidad por g).

En el sistema internacional se mide en Newton / metro cúbico.

$$P_e = \frac{\text{Peso}}{\text{Volumen}}$$

2.1.5 Compresibilidad.

Es una propiedad de la materia a la cual se debe que todos los cuerpos disminuyan de volumen al someterlos a una presión o compresión.

La posibilidad de comprimirse o expandirse dependiendo de la presión que se ejerce sobre un gas es una de las propiedades de mayor aplicación técnica de este tipo de

fluidos.

En el caso de los líquidos, aunque se aumente su presión, no se modifica su volumen de manera significativa, por lo que se consideran incompresibles.

2.1.6 La Presión en los Fluidos.

Un fluido almacenado en un recipiente ejerce una fuerza sobre sus paredes. Esta fuerza ejercida por unidad de superficie se denomina Presión. Se mide con el Manómetro.

$$\text{Presión (p)} = \text{Fuerza (F)} / \text{Área (A)}$$

La unidad de presión en el sistema internacional es el Pascal (Pa), que equivale a 1 newton por cada metro cuadrado. El problema es que el pascal es una unidad muy pequeña en comparación con los valores habituales de presión. Por este motivo se utilizan otras unidades como el bar o la atmósfera.

$$1\text{atm} = 101325\text{Pa}$$

$$1\text{bar} = 100000\text{Pa}$$

Las fuerzas debidas a la presión del fluido actúan en dirección perpendicular a las paredes del recipiente en cada uno de sus puntos.

Los gases presionan con la misma intensidad sobre todos los puntos del recipiente. Su valor en condiciones naturales es pequeño debido a la baja densidad de los gases, aunque puede aumentar al comprimirlos.

La presión en los líquidos aumenta con la profundidad debido al peso del líquido que tiene por encima, por lo que la máxima presión se produce en el fondo del recipiente.

2.1.7 Presión y profundidad.

La presión en un fluido en equilibrio aumenta con la profundidad, de modo que las presiones serán uniformes sólo en superficies planas horizontales en el fluido.

Por ejemplo, si hacemos mediciones de presión en algún fluido a ciertas profundidades la fórmula adecuada es:

$$P = d \cdot h \cdot g$$

Es decir, la presión ejercida por el fluido en un punto situado a una profundidad h de la superficie es igual al producto de la densidad d del fluido, por la profundidad h y por la aceleración de la gravedad.

Si consideramos que la densidad del fluido permanece constante, la presión, del fluido dependería únicamente de la profundidad. Pero no olvidemos que hay fluidos como el aire o el agua del mar, cuyas densidades no son constantes y tendríamos que calcular la presión en su interior de otra manera.

2.2 MECÁNICA DE FLUIDOS.

Es una parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: La estática de fluidos, o hidrostática, que se ocupa de fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos o hidrodinámica, que trata de fluidos en movimiento.

2.3 HIDROSTÁTICA.

La hidrostática es la rama de la mecánica de fluidos que estudia los fluidos en estado de reposo; es decir, sin que existan fuerzas que alteren su movimiento o posición. Su contrapartida es la hidrodinámica, que estudia los fluidos en movimiento.

Reciben el nombre de fluidos aquellos cuerpos que tienen la propiedad de adaptarse a la forma del recipiente que los contiene. A esta propiedad se le da el nombre de fluidez.

Son fluidos tanto los líquidos como los gases, y su forma puede cambiar fácilmente por escurrimiento debido a la acción de fuerzas pequeñas.

Los principales teoremas que respaldan el estudio de la hidrostática:

Principio de Pascal

Principio de Arquímedes.

2.3.1 Principio de Pascal.

En física, el principio de Pascal es una ley enunciada por el físico y matemático francés Blaise Pascal (1623-1662).

El principio de Pascal afirma que la presión aplicada sobre un fluido no compresible contenido en un recipiente indeformable se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y a todas partes del recipiente.

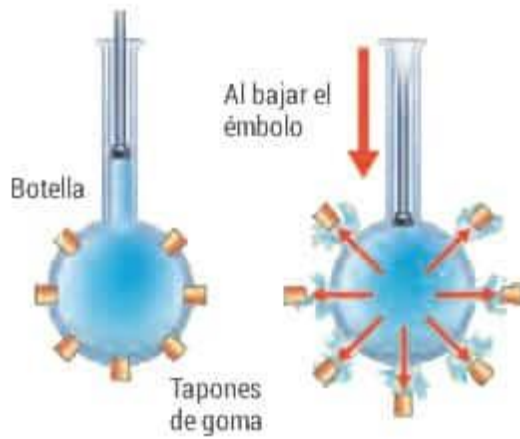


Figura 2-1. Explicación principio Pascal

Este tipo de fenómeno se puede apreciar, por ejemplo, en la prensa hidráulica la cual funciona aplicando este principio.

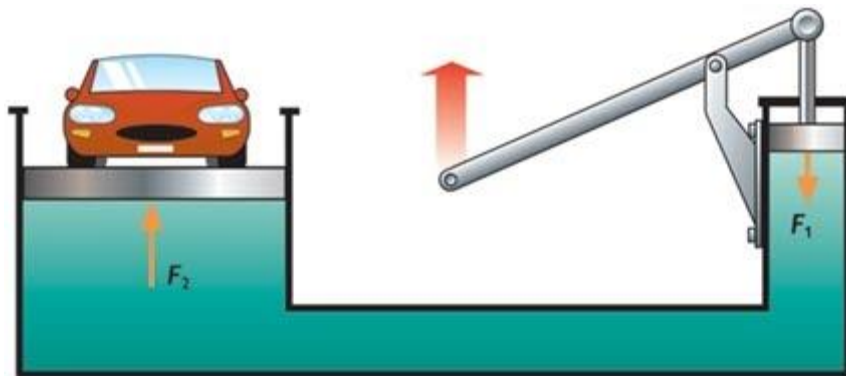


Figura 2-2. Prensa Hidráulica

2.3.2 Principio de Arquímedes.

El principio de Arquímedes afirma que todo cuerpo sólido sumergido total o parcialmente en un fluido experimenta un empuje vertical y hacia arriba con una fuerza igual al peso del volumen de fluido desalojado.

El objeto no necesariamente ha de estar completamente sumergido en dicho fluido, ya que, si el empuje que recibe es mayor que el peso aparente del objeto, éste flotará y estará sumergido sólo parcialmente.

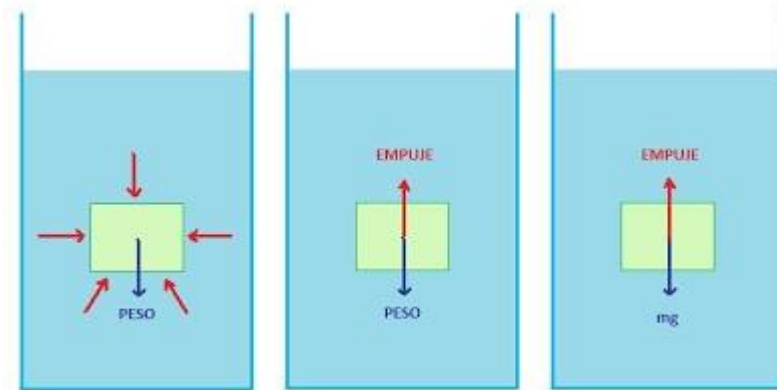


Figura 2-3. Principio Arquímedes

2.4 HIDRODINÁMICA.

Es la parte de la Física que estudia las propiedades y comportamiento de los líquidos en movimiento.

Líquido ideal o fluido ideal: es aquel que una vez puesto en movimiento no pierde energía mecánica. No existen fuerzas de rozamiento que se opongan a su desplazamiento.

Líquido real o fluido real: es aquel en el que, al existir fuerzas de rozamiento, la energía mecánica no se conserva pues parte de ella se disipa en forma de calor.

Aunque los líquidos nunca serán ideales, se utiliza el modelo de flujo ideal para una aproximación del comportamiento mecánico de los fluidos en circulación.

Caudal (C o Q): volumen de fluido que circula en la unidad de tiempo.

$C = V/t$ Unidades: m^3/s , cm^3/s , ml/min , l/h , etc.

Velocidad (v): longitud recorrida (x) por el fluido circulante en la unidad de tiempo.

$$v = \Delta x / \Delta t \text{ Unidades: m/s, cm/s, km/h, etc.}$$

Flujo (J): masa o volumen de fluido que atraviesa un área perpendicular a la dirección del movimiento en la unidad de tiempo.

$$J = m / (s \cdot \Delta t) \text{ Unidades: g/(cm}^2 \cdot \text{s), kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

$$J = V / (s \cdot \Delta t) \text{ Unidades: ml/(cm}^2 \cdot \text{s), l/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

2.4.1 Unidad de Presión.

En el sistema internacional la unidad es el Pascal (Pa) y equivale a Newton sobre metro cuadrado.

$$\text{Pascal} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La presión suele medirse en atmósferas (atm); la atmósfera se define como 101.325 Pa, y equivale a 760 mm de mercurio o 14,70 lbf/pulg² (denominada psi).

Otras unidades y equivalencias:

Unidad	Símbolo	Equivalencia
bar	bar	$1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$
atmósfera	atm	101.325 Pa 1,01325 bar 1013,25 mbar
mm de mercurio	mmHg	133.322 Pa
Torr	torr	133.322 Pa
lbf/pulg ²	psi	0,0680 atm
kgf/cm ²		0,9678 atm
	atm	760,0 mmHg
	psi	6.894, 75 Pa

Figura 2-4. Tabla Equivalencias

2.4.2 Clasificación de flujos de fluidos.

Se denomina FLUIDO a un tipo de medio continuo formado por alguna sustancia entre cuyas moléculas sólo hay una fuerza de atracción débil. La propiedad definitoria es que los fluidos pueden cambiar de forma sin que aparezcan en su seno fuerzas restituidas tendentes a recuperar la forma "original".

Así entonces, un FLUJO es el estudio del movimiento de un fluido, involucrando las leyes del movimiento de la física, las propiedades del fluido y características del medio ambiente y conducto por el cual fluyen.

Clasificación de flujos

El flujo de los fluidos puede clasificarse de muchas maneras, atendiendo diversas características y criterios de velocidad, espacio y tiempo.

2.4.2.1 De acuerdo a la velocidad del flujo.

- Flujo turbulento:

En este tipo de flujo las partículas del fluido se mueven en trayectorias erráticas, es decir, en trayectorias muy irregulares sin seguir un orden establecido.

- Flujo laminar:

Se caracteriza porque el movimiento de las partículas del fluido se produce siguiendo trayectorias bastante regulares, separadas y perfectamente definidas dando la impresión de que se tratara de láminas o capas más o menos paralelas entre sí.

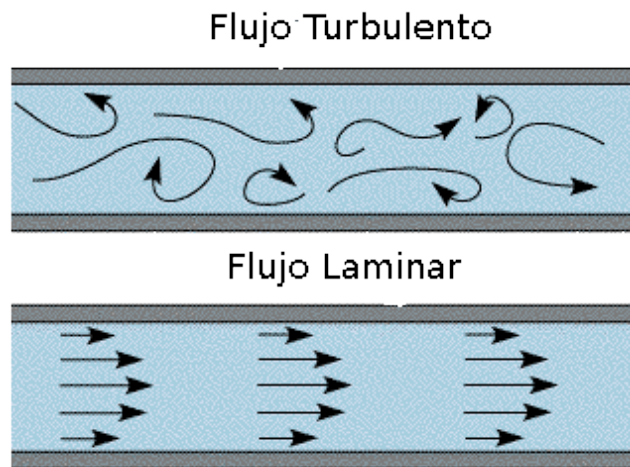


Figura 1-5 Tipos de Flujo

2.4.2.2 De acuerdo a sus cambios de densidad respecto al tiempo.

- Compresible:

Es aquel en los cuales los cambios de densidad de un punto a otro no son despreciables.

- Incompresible:

Es aquel en los cuales los cambios de densidad de un punto a otro son despreciables, mientras se examinan puntos dentro del campo de flujo.

2.4.2.3 Por variación de velocidad con respecto al tiempo.

- Flujo permanente

Se caracteriza porque las condiciones de velocidad de escurrimiento en cualquier punto no cambian con el tiempo, o sea que permanecen constantes con el tiempo o bien, si las variaciones en ellas son tan pequeñas con respecto a los valores medios.

- Flujo no permanente

Las propiedades de un fluido y las características mecánicas del mismo serán diferentes de un punto a otro dentro de su campo, además si las características en un punto determinado varían de un instante a otro se dice que es un flujo no permanente.

2.4.3 Principio de Bernoulli.

El fluido hidráulico en un sistema contiene energía en dos formas: energía cinética en virtud del peso y de la velocidad y energía potencial en forma de presión. Daniel Bernoulli, un científico Suizo demostró que en un sistema con flujos constantes, la energía es transformada cada vez que se modifica el área transversal del tubo.

El principio de Bernoulli dice que la suma de energías potencial y cinética, en los varios puntos del sistema, es constante, si el flujo sea constante. Cuando el diámetro de un tubo se modifica, la velocidad también se modifica.

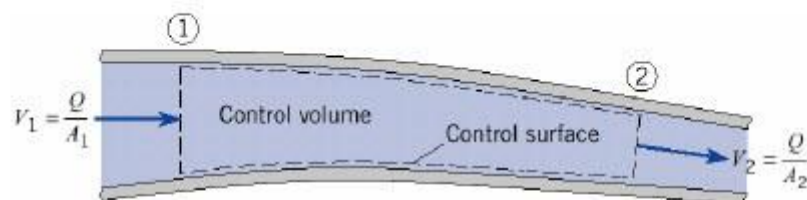
La energía cinética aumenta o disminuye. En tanto, la energía no puede ser creada ni tampoco destruida. Enseguida, el cambio en la energía cinética necesita ser compensado por la reducción o aumento de la presión.

El uso de un Venturi en el carburador de un automóvil es un ejemplo del principio de Bernoulli. En el pasaje de aire a través de la restricción la presión se disminuye. Esa reducción de presión permite que la gasolina fluya, se vaporice y se mezcle con el aire

El teorema se aplica al flujo sobre superficies, como las alas de un avión o las hélices de un barco.

$$Q = V \times A$$

$$Q_1 = Q_2$$



$$Q = v A_1 = v A_2$$

Figura 1-6. Ejemplo Ala Avión Bernoulli

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g h_2$$

Figura 2- 7. Fórmula de Bernoulli

2.4.4 Ecuación de continuidad

Cuando un fluido se encuentra en movimiento puede cambiar su velocidad. Por ejemplo, en un río el agua avanza lento en los sectores anchos o de mucha profundidad y avanza muy rápido en los sectores angostos o poco profundos, esto mismo sucede en el sistema circulatorio humano con las arterias, las venas y los capilares.

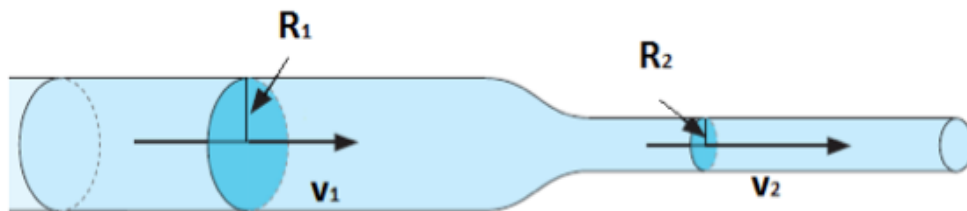


Figura 1-8. Ejemplo Ecuación Continuidad

Se puede decir que la velocidad del fluido es mayor en aquellas zonas donde el área es menor. Por ejemplo, si estamos regando el pasto del jardín con una manguera y disminuimos el área en la salida del agua vemos que la velocidad de salida de éste líquido aumenta. Esta relación entre el área y la velocidad del fluido está definida por una expresión llamada ecuación de continuidad.

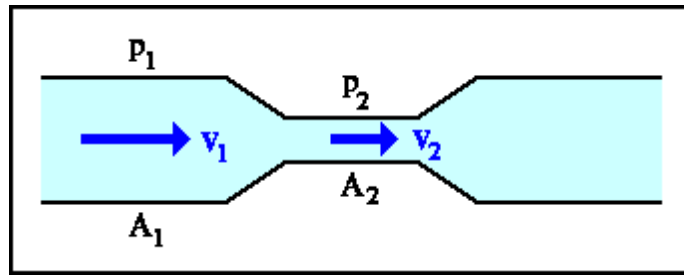


Figura 1-9. Ejemplo Ecuación continuidad 2

La ecuación de continuidad, también establece que el caudal Q de un fluido es constante a lo largo de un circuito hidráulico, esto explica por qué el agua aumenta su rapidez cuando pasa por la parte angosta de un arroyo, debido a que el flujo es continuo.

Puesto que el volumen del agua que fluye a través de un tubo de diferentes áreas transversales permanece constante, la rapidez del flujo v es alta donde el área es pequeña, y la rapidez es baja donde el área es grande. Esto se enuncia con la ecuación de continuidad: $A_1V_1 = A_2V_2$, el caudal Q es constante a lo largo de todo el circuito hidráulico.

2.4.5 Efecto Venturi.

El efecto Venturi consiste en que un fluido en movimiento dentro de un conducto cerrado disminuye su presión cuando aumenta la velocidad al pasar por una zona de sección menor. En ciertas condiciones, cuando el aumento de velocidad es muy grande, se llegan a producir presiones negativas y entonces, si en este punto del conducto se introduce el extremo de otro conducto, se produce una aspiración del fluido de este conducto, que se mezclará con el que circula por el primer conducto. Este efecto, demostrado en 1797, recibe su nombre del físico italiano Giovanni Battista Venturi.

2.4.5.1 Tubo Venturi.

Un tubo de Venturi es un dispositivo inicialmente diseñado para medir la velocidad de un fluido aprovechando el efecto Venturi. Efectivamente, conociendo la velocidad antes del estrechamiento y midiendo la diferencia de presiones, se halla fácilmente la velocidad en el punto problema.

La aplicación clásica de medida de velocidad de un fluido consiste en un tubo formado por dos secciones cónicas unidas por un tubo estrecho en el que el fluido se desplaza consecuentemente a mayor velocidad. La presión en el tubo Venturi puede medirse por un tubo vertical en forma de U conectando la región ancha y la canalización estrecha. La diferencia de alturas del líquido en el tubo en U permite medir la presión en ambos puntos y consecuentemente la velocidad.

En otros casos utiliza este efecto para acelerar la velocidad de un fluido obligándolo a atravesar un tubo estrecho con el extremo en forma de cono. Estos modelos se utilizan en numerosos dispositivos en los que la velocidad de un fluido es importante y constituyen la base de aparatos como el carburador

Cuando se utiliza un tubo de Venturi hay que tener en cuenta un fenómeno que se denomina. Cavitación. Este fenómeno ocurre si la presión en alguna sección del tubo es menor que la presión de vapor del fluido. Para este tipo particular de tubo, el riesgo de cavitación se encuentra en la garganta del mismo, ya que aquí, al ser mínima el área y máxima la velocidad, la presión es la menor que se puede encontrar en el tubo. Cuando ocurre la cavitación, se generan burbujas localmente, que se trasladan a lo largo del tubo. Si estas burbujas llegan a zonas de presión más elevada, pueden colapsar produciendo así picos de presión local con el riesgo potencial de dañar la pared del tubo.

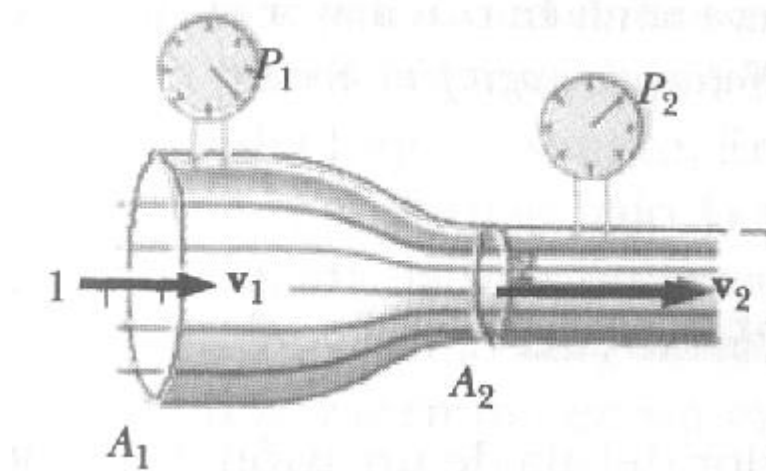


Figura 1-10. Tubo Venturi

A mayor presión menor velocidad y a menor presión mayor la velocidad.

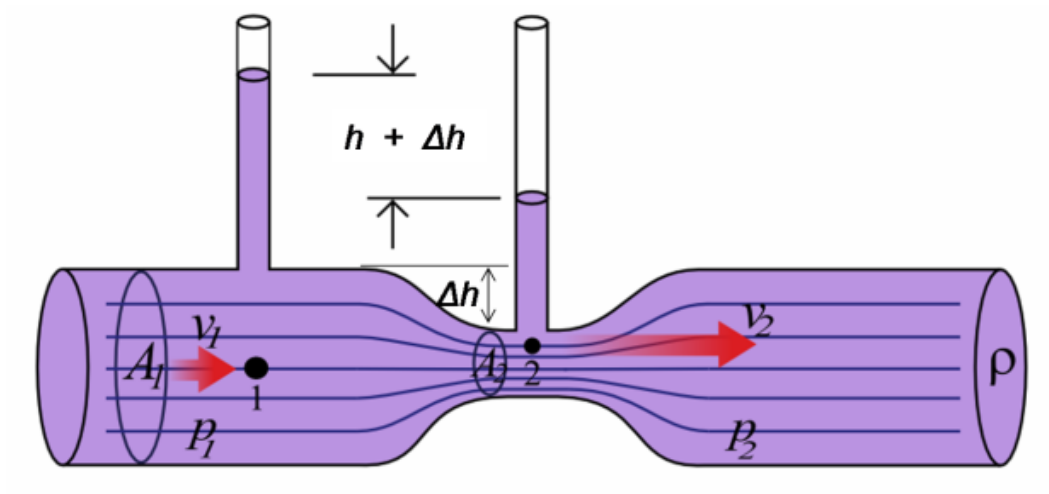


Figura 1-11 Tubo Venturi fórmula

- Aplicaciones tubo Venturi
 - a) Tubos de Venturi: Medida de velocidad de fluidos en conducciones y aceleración de fluidos.
 - b) Hidráulica: La depresión generada en un estrechamiento al aumentar la velocidad del fluido, se utiliza frecuentemente para la fabricación de máquinas que proporcionan aditivos en una conducción hidráulica. Es muy frecuente la utilización de este efecto “Venturi” en los mezcladores del tipo Z para añadir espumógeno en una conducción de agua para la extinción.
 - c) Motor: el carburador aspira el carburante por efecto Venturi, mezclándolo con el aire (fluido del conducto principal), al pasar por un estrangulamiento.
 - d) Neumática: Para aplicaciones de ventosas y eyectores
 - e) Aeronáutica: Interviene en efectos relacionados con la viscosidad del aire. Además, se utiliza un tubo Venturi para proveer succión a los instrumentos que trabajan con vacío, (Coordinador de giro, Horizonte artificial, etc.) en los aviones que no están provistos de bombas mecánicas de vacío. Aunque el efecto Venturi se utiliza frecuentemente para explicar la sustentación producida en alas de aviones, este efecto realmente no puede explicar la sustentación aérea, pues un perfil alar no actúa como un tubo de Venturi acelerando las partículas de aire: las partículas son aceleradas debido a la conservación de la energía (se explica mediante el principio de

Bernoulli, en virtud del cual el aire adquiere mayor velocidad al pasar por la región convexa del ala de un avión), la conservación del momento (se utiliza la tercera ley de Newton para su explicación) y de la masa (se utilizan las Ecuaciones de Euler).

2.4.6 Teorema de Torricelli.

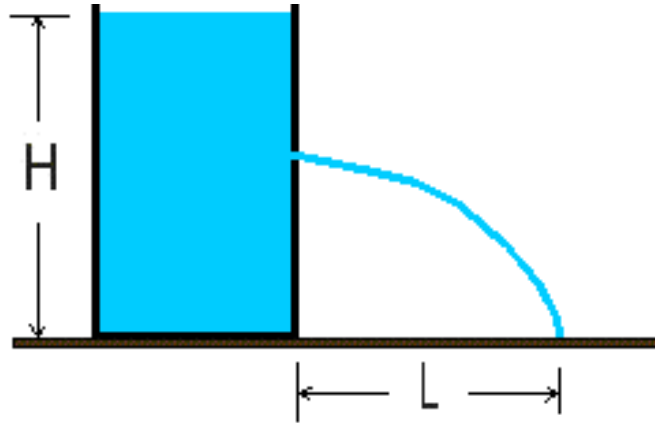
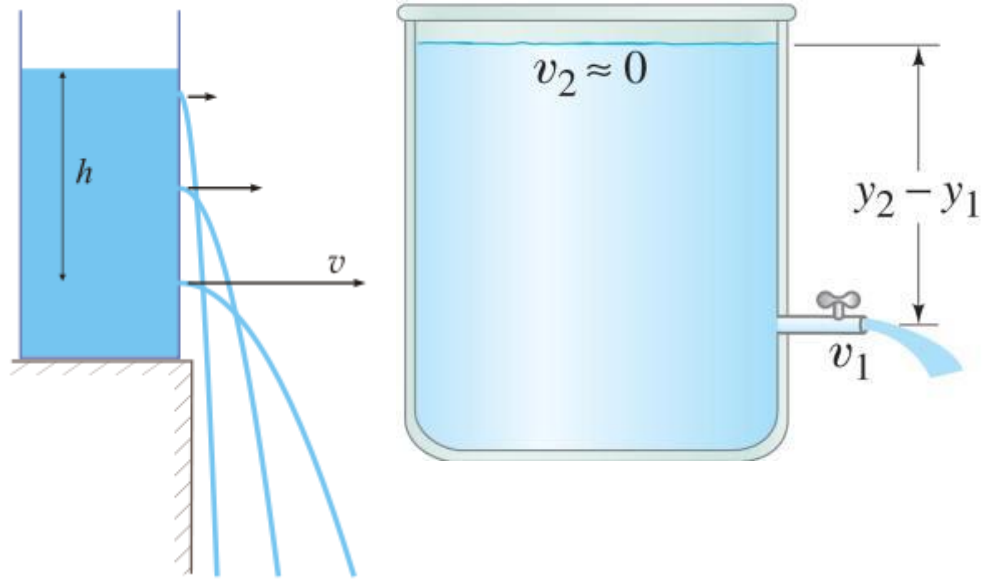


Figura 1-12 Teorema Toricelli

Es una aplicación del principio de Bernoulli y estudia el flujo de un líquido contenido en un recipiente, a través de un pequeño orificio, bajo la acción de la gravedad. A partir del teorema de Torricelli se puede calcular el caudal de salida de un líquido por un orificio. “La velocidad de un líquido en una vasija abierta, por un orificio, es la que tendría un cuerpo cualquiera, cayendo libremente en el vacío desde el nivel del líquido hasta el centro de gravedad del orificio”:



$$v = \sqrt{2gh}$$

Figura 1-13. Explicación fórmula Teorema Torricelli

3 CAPÍTULO III: CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL
PROYECTO, PLANOS Y COSTOS DEL MISMO.

3.1 PÉRDIDAS DE CARGA EN UNA TUBERÍA.

3.1.1 Pérdidas lineales.

Las pérdidas lineales son las producidas por las tensiones viscosas originadas por la interacción entre el fluido circundante y las paredes de la tubería. En un tramo de tubería de sección constante la pérdida de carga, además de por un balance de energía como lo anteriormente desarrollado, se puede obtener por un balance de fuerzas en la dirección del flujo: fuerzas de presión + fuerzas de gravedad + fuerzas de rozamiento viscoso.

Existen diversos métodos, obtenidas empíricamente, para calcular la pérdida de carga a lo largo de tuberías y canales abiertos

La más común, utilizada y aproximada en cuanto al cálculo real es de Darcy-Weisbach

La forma general de la ecuación de Darcy-Weisbach es

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

3.1.2 Pérdidas singulares.

Las pérdidas singulares son las producidas por cualquier obstáculo colocado en la tubería y que suponga una mayor o menor obstrucción al paso del flujo: entradas y salidas de las tuberías, codos, válvulas, cambios de sección, etc. Normalmente son pequeñas comparadas con las pérdidas lineales, salvo que se trate de válvulas muy cerradas.

Las pérdidas localizadas se expresan como una fracción o un múltiplo de la llamada "altura de velocidad" de la forma:

$$h_v = K \left(\frac{c^2}{2g} \right)$$

Donde H_v = Pérdida de carga localizada

C = velocidad media del agua, antes o después del punto singular, conforme el caso.

K = Coeficiente determinado en forma empírica para cada tipo de punto singular.

Por construcción existe un coeficiente determinado en forma empírica para cada tipo de punto singular.

Pieza, conexión o dispositivo	K_f
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfalfera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

Tabla 3-1. Coeficiente K de cada pieza en particular.

3.2 CÁLCULOS RELACIONADOS CON LA HIDRODINÁMICA DEL BANCO DE PRUEBAS.

La finalidad de este capítulo consiste en realizar los cálculos necesarios para estimar la presión en distintos puntos de las líneas de tubería y determinar las pérdidas de carga que presenta el banco de pruebas.

Realizando todos los cálculos tendremos lo teóricamente necesario para comparar dichos resultados con lo que indicarían los manómetros en el proyecto.

Para comenzar con los cálculos daremos a conocer los datos o capacidad de la bomba a trabajar. Dichos datos son:

Q.máx : 1100 l/min

H.succión: 7 m

H.elevación: 14,7 m

Diámetro: 3" x 3"

Potencia: 2 HP

RPM: 2900

Como dato extra debemos considerar que la densidad(ρ) del agua corresponde a 1000 kg/m³.

Según la ecuación de continuidad tenemos que:

$$Q = V \times A$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$V_1 \times A_1 = V_2 \times A_2$$

$$V_1 = V_2 \times A_2 / A_1$$

Nuestro banco de pruebas a lo largo de las tuberías consta de 3 variaciones de diámetro, estos diámetros equivalen a secciones de 75 mm, 50 mm y 40 mm.

Lo primero que se realizará será transformar los milímetros a metros y así trabajar más cómodamente con dicha unidad de medida.

$$75 \text{ mm} = 0,075 \text{ m}$$

$$50 \text{ mm} = 0,050 \text{ m}$$

$$40 \text{ mm} = 0,040 \text{ m}$$

Ahora que tenemos los datos en la unidad de sistema internacional, procederemos a realizar el cálculo de áreas.

Como sabemos el área equivale a:

$$\pi \times r^2$$

$$(\pi \times d^2) / 4$$

Entonces con esto podemos calcular que:

$$\text{Área}_{(0,075)} = (\pi \times 0,075^2) / 4$$

$$\text{Área}_{(0,075)} = 0,0044 \text{ m}^2$$

$$\text{Área}_{(0,050)} = (\pi \times 0,050^2) / 4$$

$$\text{Área}_{(0,050)} = 0,00196 \text{ m}^2$$

$$\text{Área}_{(0,040)} = (\pi \times 0,040^2) / 4$$

$$\text{Área}_{(0,040)} = 0,00125 \text{ m}^2$$

Procederemos a aplicar la ecuación de Bernoulli en las secciones de 50 mm a 40 mm, donde la altura será igual en ambas secciones.

$$P_1 + p v_1^2 / 2 + pgh_1 = P_2 + p v_2^2 / 2 + pgh_2$$

$$P_1 - P_2 = p v_2^2 / 2 + pgh_2 - p v_1^2 / 2 - pgh_1$$

$$P_1 - P_2 = p v_2^2 / 2 - p v_1^2 / 2$$

$$P_1 - P_2 = p / 2 (v_2^2 - v_1^2)$$

$$2(P_1 - P_2) / p = [v_2^2 - (v_2 \times A_2 / A_1)^2]$$

$$2(P_1 - P_2) / p = [v_2^2 - v_2^2 \times (A_2 / A_1)^2]$$

$$2(P_1 - P_2) / p = v_2^2 [1 - (A_2 / A_1)^2]$$

$$2(P_1 - P_2) / p [1 - (A_2 / A_1)^2] = v_2^2$$

$$2(P_1 - P_2) / p [1 - (A_2 / A_1)^2] = v_2^2$$

Despejando, tenemos que la velocidad queda:

$$v_2 = \sqrt{2(P_1 - P_2) / p [1 - (A_2 / A_1)^2]}$$

Como se dijo anteriormente, procederemos a hacer los cálculos de velocidad y caudal en las secciones que corresponden entre los 50 y 40 mm.

Para ello necesitaremos parte de los cálculos realizados con anterioridad por dos compañeros de carrera que dieron inicio al proyecto del banco de pruebas.

En los inicios del proyecto se comprobaron las presiones que se presentaban en dos puntos distintos, donde el área de las tuberías era la variable, y de esto se obtuvo que:

La presión en el punto 1 sería:

$$P_1 = 0,7 \text{ bar}$$

Como sabemos 1 bar equivale aproximadamente a 1 kg/cm², por lo tanto, procederemos a cambiar la unidad de medida “bar” a la de sistema internacional “pascal” y así tener la presión disponible y accesible para utilizar en los cálculos necesarios para el proyecto.

Para hacer este cambio de unidad de medida tenemos que utilizar el siguiente método:

$$P_1 = 0,7 \text{ kg/cm}^2 \times (1000 \text{ cm}^2/1 \text{ m}^2)$$

$$P_1 = 7000 \text{ kg/m}^2$$

Para transformar estas unidades de medida a pascal debemos multiplicar dicho resultado por la gravedad. Esto se realiza de la siguiente manera:

$$P_1 = 7000 \text{ kg/m}^2 \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$P_1 = 68600 \text{ Pa}$$

Esta presión corresponde a un punto 1, donde el diámetro de la tubería equivale a los 50 mm o a 0,05 m.

Para obtener la presión en el punto 2, donde el diámetro corresponde a 40 mm o 0,04 m, se debe hacer uso del mismo método. Donde:

$$P_2 = 0,2 \text{ bar}$$

$$P_2 = 19600 \text{ Pa}$$

Ya teniendo estas dos presiones se puede obtener el valor de las velocidades y el caudal al que trabaja el sistema.

En función de la sección de 40 mm, tenemos que el caudal se calculó de la siguiente manera:

$$Q_2 = 0,00125 \text{ m}^2 \times \sqrt{(2(P_1 - P_2) / \rho [1 - (A_2 / A_1)^2])}$$

$$Q_2 = 0,00125 \text{ m}^2 \times \sqrt{(2(68600 \text{ Pa} - 19600 \text{ Pa}) / 1000 \text{ Kg/m}^3 [1 - (0,00125 \text{ m}^2 / 0,00196 \text{ m}^2)^2])}$$

$$Q_2 = 0,00125 \text{ m}^2 \times \sqrt{98000 \text{ Pa} / 593,27 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q_2 = 0,00125 \text{ m}^2 \times \sqrt{165,18 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$

$$Q_2 = 0,00125 \text{ m}^2 \times 12,84 \text{ m/s}$$

$$Q_2 = 0,01605 \text{ m}^3/\text{s}, \text{ lo que equivale a } 963 \text{ lpm}$$

Las dos incógnitas que se obtienen del cálculo anterior son:

$$Q_2 = 0,01605 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_2 = 12,84 \text{ m/s}$$

Como ya obtuvimos las incógnitas relacionadas con la sección de diámetro 40 mm, y basándonos en ecuación de continuidad, podemos utilizar el resultado de nuestro caudal y del área "1" para dar con la velocidad que presenta el fluido en la sección de tubería correspondiente a 50 mm. A continuación, se indicará el método a usar para la obtención de la velocidad de la tubería ya mencionada:

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q_2 = A_1 \times V_1$$

$$0,01605 \text{ m}^3/\text{s} = 0,00196 \text{ m}^2 \times V_1$$

$$V_1 = 0,01605 \text{ m}^3/\text{s} / 0,00196 \text{ m}^2$$

$$V_1 = 8,18 \text{ m/s}$$

En este caso utilizamos Q_2 debido a que como nos dice la ecuación de continuidad, el caudal será el mismo en la entrada, en la salida o en cualquier punto que se indique, es decir que, aunque el área y la velocidad varíen, el caudal se mantendrá constante.

Ahora sabemos que el caudal de trabajo de la bomba equivale a $0,01605 \text{ m}^3/\text{s}$ y según los datos por manual de la bomba, la potencia equivale a 2 HP y si lo transformamos a watts tendremos 1491,4 watts.

Lo que aclaramos en el párrafo anterior será necesario para calcular la presión con la que inicia el fluido al ser expulsado por la bomba. Esto debido a que:

$$\text{Potencia (watt)} = P \times Q$$

Haciendo uso de esta fórmula tenemos que la presión con la que sale el fluido desde la bomba es igual a:

$$1491,4 \text{ watt} / 0,01605 \text{ m}^3/\text{s} = 92922,11 \text{ Pa} = 0,92 \text{ bar}$$

Sabemos que, al inicio, en la línea de la bomba, el diámetro presente corresponde a 75 mm o 0,075 m, por lo tanto, su área equivale a 0,0044 m². Si tenemos presente este dato y sabemos que el caudal corresponde a 0,01605 m³/s, podemos calcular la velocidad con la que se expulsa el fluido desde la bomba.

$$0,01605 \text{ m}^3/\text{s} = V \times 0,0044 \text{ m}^2$$

$$0,01605 \text{ m}^3/\text{s} / 0,0044 \text{ m}^2 = V$$

$$V = 3,65 \text{ m/s}$$

3.3 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE CARGA CON AMBAS LÍNEAS ABIERTAS.

Teniendo ya, variados datos relacionados con las condiciones en las que trabaja nuestro fluido, podemos avanzar y realizar los cálculos enfocados en las pérdidas de carga que presenta este banco de pruebas.

Previamente se dieron a conocer lo que eran las pérdidas de carga y los tipos que existen: lineales y singulares.

Las pérdidas de carga lineales corresponden a la pérdida de presión que se produce en un fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conduce.

Las pérdidas de carga singulares corresponden a la pérdida de presión por los accesorios que se presentan en la línea de tubería, por ejemplo, las válvulas, los codos, las TEE, etc.

Para dar inicio a los cálculos de pérdidas de carga debemos conocer el número de Reynolds y la rugosidad relativa de las tuberías del banco.

Material	Coefficiente de Manning n	Coef. Hazen-Williams C _{II}	Coef. Rugosidad Absoluta e (mm)
Asbesto cemento	0.011	140	0.0015
Latón	0.011	135	0.0015
Tabique	0.015	100	0.6
Fierro fundido (nuevo)	0.012	130	0.26
Concreto (cimbra metálica)	0.011	140	0.18
Concreto (cimbra madera)	0.015	120	0.6
Concreto simple	0.013	135	0.36
Cobre	0.011	135	0.0015
Acero corrugado	0.022	--	45
Acero galvanizado	0.016	120	0.15
Acero (esmaltado)	0.010	148	0.0048
Acero (nuevo, sin recubrim.)	0.011	145	0.045
Acero (remachado)	0.019	110	0.9
Plomo	0.011	135	0.0015
Plástico (PVC)	0.009	150	0.0015
Madera (duelas)	0.012	120	0.18
Vidrio (laboratorio)	0.011	140	0.0015

Tabla 3-2 Coeficiente de cada material

Como se logra apreciar en el cuadro la rugosidad absoluta del material con el que está fabricada la tubería usada en el proyecto (PVC), corresponde a 0,0015 mm, dato que utilizaremos para calcular la rugosidad relativa.

A continuación, daremos a conocer el proceso para obtención de la rugosidad relativa, lo cual nos servirá para calcular posteriormente las pérdidas de carga lineales presentes en el proyecto.

$$Rr = \varepsilon (\text{rugosidad absoluta}) / \phi (\text{diámetro})$$

1. $Rr = 0,0015 \text{ mm} / 75 \text{ mm}$
 $Rr = 0,00002$
2. $Rr = 0,0015 \text{ mm} / 50 \text{ mm}$
 $Rr = 0,00003$
3. $Rr = 0,0015 \text{ mm} / 40 \text{ mm}$
 $Rr = 0,0000375$

En este punto se realizará la ecuación para obtener el número de Reynolds.

$$Re = V(\text{velocidad}) \times \phi(\text{diámetro}) \times \rho(\text{densidad}) / \mu (\text{viscosidad cinemática})$$

Según lo aprendido en el ramo de Termofluidos, sabemos que la viscosidad cinemática del agua a 20 grados Celsius, corresponde a 0,001009 Pa x s.

1. $Re = 3,647 \text{ m/s} \times 0,075 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3 / 0,001009 \text{ Pa} \times \text{s}$
 $Re = 271085,23$
2. $Re = 8,18 \text{ m/s} \times 0,050 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3 / 0,001009 \text{ Pa} \times \text{s}$
 $Re = 405748,27$
3. $Re = 12,84 \text{ m/s} \times 0,040 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3 / 0,001009 \text{ Pa} \times \text{s}$
 $Re = 509018,83$

Si analizamos cada uno de los números de Reynolds en los distintos diámetros de las tuberías podemos concluir que el fluido representa un flujo turbulento ya que los valores superan con creces la cantidad de 4000.

Daremos inicio al cálculo de la pérdida de carga lineal en función del caudal.

$$H_l = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

Donde:

f = Factor de fricción.

l = Longitud.

Q = Caudal.

Como se ha realizado previamente, se dará uso de la ecuación para cada uno de los diámetros del proyecto. Pero antes de proceder a conocer las pérdidas lineales se debe resolver la incógnita del factor de fricción que claramente varía con los diferentes números de Reynolds y con la rugosidad relativa de cada una de las líneas y sus diversos diámetros.

El factor de fricción se calcula con la siguiente fórmula:

$$f = 0,25 / [\log (Rr/3,7 + 5,74/Re^{0,9})]^2$$

Se comenzará calculando el factor de fricción de la tubería de 75 mm.

1. $f = 0,25 / [\log (0,00002/3,7 + 5,74/271085,23^{0,9})]^2$
 $f = 0,25 / [\log (0,0000054 + 0,000074)]^2$
 $f = 0,25 / [\log (0,00007938)]^2$

$$f = 0,25 / [-4,10]^2$$

$$f = 0,25 / 16,81$$

$$f = 0,015$$

En segundo lugar, se calculará el factor de fricción referente a la tubería de 50 mm de diámetro.

$$2. f = 0,25 / [\log (0,00003/3,7 + 5,74/405748,27^{0,9})]^2$$

$$f = 0,25 / [\log (0,0000081081 + 0,0000514613)]^2$$

$$f = 0,25 / [\log (0,0000595694)]^2$$

$$f = 0,25 / [-4,22]^2$$

$$f = 0,25 / 17,85$$

$$f = 0,014$$

Para finalizar con los cálculos de factores de fricción se procede a analizar el factor de la tubería con diámetro 40 mm.

$$3. f = 0,25 / [\log (0,0000375/3,7 + 5,74/509018,83^{0,9})]^2$$

$$f = 0,25 / [\log (0,00001013 + 0,00004196)]^2$$

$$f = 0,25 / [\log (0,00005209)]^2$$

$$f = 0,25 / [-4,28]^2$$

$$f = 0,25 / 18,35$$

$$f = 0,0136$$

Ya teniendo los factores de fricción se da inicio al cálculo de las pérdidas lineales que presenta el proyecto a lo largo de sus líneas, es decir, este cálculo se ejecutará dando por hecho que ambas líneas se encontrarán con sus respectivas válvulas abiertas, y por ello, se utilizarán las longitudes correspondientes totales de cada línea.

Las longitudes de líneas, respecto a los diámetros son:

Diámetro de 75 mm = 5,15 m

Diámetro de 50 mm = 7,34 m

Diámetro de 40 mm = 0,55 m

$$1. H_1 (0,075) = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

$$H_1 = 0,0827 \times 0,015 \times 5,15 \text{ m} \times (0,01605 \text{ m}^3/\text{s})^2 / (0,075 \text{ m})^5$$

$$H_1 = 0,69 \text{ m}$$

$$2. H_1 (0,050) = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

$$H_1 = 0,0827 \times 0,014 \times 7,34 \text{ m} \times (0,01605 \text{ m}^3/\text{s})^2 / (0,050 \text{ m})^5$$

$$H_1 = 7,01 \text{ m}$$

$$3. H_1(0,040) = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

$$H_1 = 0,0827 \times 0,0136 \times 0,55 \text{ m} \times (0,01605 \text{ m}^3/\text{s})^2 / (0,040 \text{ m})^5$$

$$H_1 = 1,56 \text{ m}$$

Al tener calculadas las pérdidas lineales se desarrollarán las ecuaciones correspondientes para obtener las pérdidas singulares que se presentan en el proyecto debido a cada uno de sus accesorios.

Para realizar dicho calculo debemos utilizar la siguiente fórmula:

$$H_k = 0,0827 \times (k \times Q^2 / \phi^4)$$

$$H_k = (0,0827 \times Q^2 / \phi^4) \times k$$

Donde k representa un coeficiente (el cual se obtiene por tabla) presente en cada uno de los accesorios para el cálculo de singularidades.

En este punto se dará uso a la fórmula para singularidades y se dividirán por tipo de accesorios y por diámetro.

- Uniones $k = 0,206$

Cantidad de uniones:

2 de 0,075 m

2 de 0,050 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 0,206$$

$$H_k = 0,67 \times 0,206$$

$$H_k = 0,14$$

$$H_k = 2 \text{ uniones} \times 0,14$$

$$H_k = 0,28 \text{ m}$$

$$2. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,05^4) \times 0,206$$

$$H_k = 3,41 \times 0,206$$

$$H_k = 0,70$$

$$H_k = 2 \text{ uniones} \times 0,70$$

$$H_k = 1,40 \text{ m}$$

- Válvulas de bola $k = 10$

Cantidad de válvulas:

3 de 0,075 m

3 de 0,050 m

1. $H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 10$

$H_k = 0,67 \times 10$

$H_k = 6,7$

$H_k = 3 \text{ válvulas} \times 6,7$

$H_k = 20,1 \text{ m}$

2. $H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,050^4) \times 10$

$H_k = 3,41 \times 10$

$H_k = 34,1$

$H_k = 3 \text{ válvulas} \times 34,1$

$H_k = 102,3 \text{ m}$

- Codos en 90 grados $k = 0,9$

Cantidad de codos:

4 de 0,075 m

2 de 0,050 m

1. $H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 0,9$

$H_k = 0,67 \times 0,9$

$H_k = 0,60$

$H_k = 4 \text{ codos} \times 0,60$

$H_k = 2,41 \text{ m}$

2. $H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,050^4) \times 0,9$

$H_k = 3,41 \times 0,9$

$H_k = 3,07$

$H_k = 2 \text{ codos} \times 3,07$

$H_k = 6,14 \text{ m}$

- Codo en 45 grados $k = 0,42$

Cantidad de codos:

1 de 0,075 m

1. $H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 0,42$

$H_k = 0,67 \times 0,42$

$H_k = 0,28 \text{ m}$

- TEE $k = 1,8$

Cantidad de TEE:

1 de 0,075 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 1,8$$

$$H_k = 0,67 \times 1,8$$

$$H_k = 1,21 \text{ m}$$

- Tubo Venturi $k = 2,50$

Cantidad de tubos Venturi:

1 de 0,075 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 2,50$$

$$H_k = 0,67 \times 2,50$$

$$H_k = 1,68 \text{ m}$$

- Confluencia $k = 0,40$

Cantidad de confluencias:

1 de 0,050 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,050^4) \times 0,40$$

$$H_k = 3,41 \times 0,40$$

$$H_k = 1,36 \text{ m}$$

- Reducciones bruscas $k = 0,35$

Cantidad de reducciones:

1 de 0,075 m

1 de 0,050 m

2 de 0,040 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 0,35$$

$$H_k = 0,67 \times 0,35$$

$$H_k = 0,23 \text{ m}$$

$$2. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,050^4) \times 0,35$$

$$H_k = 3,41 \times 0,35$$

$$H_k = 1,19 \text{ m}$$

$$3. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,040^4) \times 0,35$$

$$H_k = 8,32 \times 0,35$$

$$H_k = 2,91$$

$$H_k = 2 \text{ reducciones} \times 2,91$$

$$H_k = 5,82 \text{ m}$$

- Ampliaciones bruscas $k = 0,20$

Cantidad de ampliaciones:

2 de 0,075 m

1 de 0,050 m

$$1. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,075^4) \times 0,20$$

$$H_k = 0,67 \times 0,20$$

$$H_k = 0,13$$

$$H_k = 2 \text{ ampliaciones} \times 0,13$$

$$H_k = 0,27 \text{ m}$$

$$2. H_k = (0,0827 \times 0,01605^2 / 0,050^4) \times 0,20$$

$$H_k = 3,41 \times 0,20$$

$$H_k = 0,68 \text{ m}$$

Finalizando con la obtención total de ambas pérdidas de carga (lineales y regulares), se procede a realizar una sumatoria de éstas, las cuales se añadirán a la fórmula principal aprendida a lo largo de nuestra formación académica que es la siguiente:

Presión ideal de una bomba = $P_0 + pgh$

Presión real de la bomba = $P_{ideal} + \text{Sumatoria } H_{k,i} \times (p \times g)$

- Sumatoria de pérdidas de carga:

Sumatoria de pérdidas lineales:

$$H_l = 7,01 + 1,56 + 0,69$$

$$H_l = 9,26 \text{ m}$$

Sumatoria de pérdidas singulares:

$$H_k = 0,28 + 1,40 + 20,1 + 102,3 + 2,41 + 6,14 + 0,28 + 1,21 + 1,68 + 1,36 + 0,23 \\ + 1,19 + 5,82 + 0,27 + 0,68$$

$$H_k = 145,36 \text{ m}$$

Por lo tanto, la sumatoria de pérdidas totales de carga sería:

$$H_{l,k} = 9,26 + 145,36$$

$$H_{l,k} = 154,62 \text{ m}$$

Teniendo los datos de sumatoria en pérdidas de carga se prosigue con la obtención de la presión ideal y la real de la bomba. Donde se tiene que:

Presión ideal de la bomba

$$= 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times 1,05 \text{ m}$$

$$= 10290 \text{ Pa}$$

$$= 0,1029 \text{ bar}$$

Presión real de la bomba

$$\begin{aligned} &= 10290 \text{ Pa} + 154.62 \text{ m} \times (1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2) \\ &= 10290 \text{ Pa} + 1515276 \text{ Pa} \\ &= 1525566 \text{ Pa} \\ &= 15,25 \text{ bar} \end{aligned}$$

Ya teniendo estos datos se puede realizar una comparación de presiones, debido a que, se obtuvo la presión inicial de la bomba, la ideal y finalmente la presión real de la bomba incluyendo las pérdidas de carga finales.

- Presión inicial = 0,92 bar
- Presión ideal = 0,1 bar
- Presión real = 15.25 bar

Se puede notar una enorme diferencia de presiones entre la inicial y la real final, esto debido a la cantidad de accesorios que posee el proyecto en general, ya sean, las válvulas, los codos, la confluencia, la misma rugosidad del material de las líneas, entre otros.

Este exceso de presión se debe a que el caudal que mueve la bomba es demasiado elevado, hay que tener en cuenta que es una bomba demasiado potente y el uso que se le está dando en el taller no aprovecha al máximo las características de ésta.

3.4 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE CARGA PARA CADA LÍNEA.

Como se vio anteriormente, se realizaron los cálculos necesarios para determinar la variación de la presión en determinados puntos del proyecto. Dichas variaciones de presión, velocidad y áreas correspondían a la puesta en marcha de la bomba con las dos líneas abiertas (la línea de 75 mm y la de 50 mm).

A continuación, se realizarán y resolverán las ecuaciones para determinar cómo actúa y varía la presión en cada línea de manera independiente.

Se comenzará realizando el análisis de la línea de 0,075 m para luego seguir con la de 0,050 m. Cabe recalcar que se utilizarán datos obtenidos en cálculos previamente realizados, como la determinación del caudal, del factor de fricción, etc.

1. Línea de 0,075 m

Debemos considerar los accesorios presentes sólo en esta línea para calcular la pérdida de carga singular.

- Pérdidas singulares (accesorios):

Válvulas (3) = 20,1 m

Uniones (2) = 0,28 m

Codos (4) = 2,41 m

Reducción (1) = 2,912 m

Ampliación (2) = 0,27 m

Venturi (1) = 1,68 m

Sumatoria de accesorios = 27,65 m

- Pérdida lineal:

$$H_l(0,075) = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

$$H_l = 0,0827 \times 0,015 \times 5,15 \text{ m} \times (0,01605 \text{ m}^3/\text{s})^2 / (0,075 \text{ m})^5$$

$$H_l = 0,69 \text{ m}$$

- Sumatoria de pérdidas:

$$H_{l,k} = 0,69 \text{ m} + 27,65 \text{ m}$$

$$H_{l,k} = 28,34 \text{ m} \times (p \times g)$$

$$H_{l,k} = 277732 \text{ Pa}$$

$$H_{l,k} = 2,78 \text{ bar}$$

- Presión real

$$= 10290 \text{ Pa} + 277732 \text{ Pa}$$

$$= 288022 \text{ Pa}$$

$$= 2,9 \text{ bar}$$

2. Línea de 0,050 m

Debemos considerar los accesorios presentes sólo en esta línea para calcular la pérdida de carga singular.

- Pérdidas singulares (accesorios):

$$\text{Válvulas (4)} = 109 \text{ m}$$

$$\text{Uniones (2)} = 1,40 \text{ m}$$

$$\text{Codos (4)} = 7,35 \text{ m}$$

$$\text{Reducción (3)} = 4,33 \text{ m}$$

$$\text{Ampliación (2)} = 0,81 \text{ m}$$

$$\text{Sumatoria de accesorios} = 122,9 \text{ m}$$

- Pérdida lineal:

$$H_l(0,050) = 0,0827 \times f \times l \times Q^2 / \phi^5$$

$$H_l = 0,0827 \times 0,014 \times 7,34 \text{ m} \times (0,01605 \text{ m}^3/\text{s})^2 / (0,050 \text{ m})^5$$

$$H_l = 7,01 \text{ m}$$

- Sumatoria de pérdidas:

$$H_{l,k} = 7,01 \text{ m} + 122,9 \text{ m}$$

$$H_{l,k} = 129,91 \text{ m} \times (p \times g)$$

$$H_{l,k} = 1273118 \text{ Pa}$$

$$H_{l,k} = 12,7 \text{ bar}$$

- Presión real

$$= 10290 \text{ Pa} + 1273118 \text{ Pa}$$

$$= 1283408 \text{ Pa}$$

$$= 12,83 \text{ bar}$$

3.5 ANÁLISIS DE COSTO TOTAL DEL PROYECTO. PESOS CHILENOS.

COTIZACIÓN HIDROCENTRO LTDA

PAICAVÍ CONCEPCIÓN F:2106205

CANTIDAD	ARTICULO	P UN NETO	% DC	TOTAL NETO
1	VENTURI DE INYECCIÓN FERTILIZANTE 1 1/2	63.409	30	44.386
2	TERMINAL SOLD HE 75MM X 2 1/2	2.163	30	3.027
2	BUJE RED HE/HI 2 1/2X 1 1/2	1.934	30	2.707
1	VALCULA COMPACTA PVC CEMEN 50MM	3.163	30	2.214
3	VALVULA COMPACTA PVC CEMEN 75MM YNG	12.254	30	25.734
1	TUBO PVC HIDR 75 MM PN 10	21.863	40	6.559
3	COLLARIN PLAST 63 X 1/2 HOFFENS	2.172	30	4.560
3	MANÓMETRO 0-6 BAR S/GLICERINA KOSLAN	3.342	30	7.018
3	BUSHING 1/4 HI X 1/2 HE BRONCE LAMINADO	2.241	30	4.707
2	CODO SOLD 75MM X 90	3.490	30	4.887
1	TEE SOLD 75MM	3.569	30	2.498
1	CODO SOLD 75MM X 45	5.093	30	3.565
1	ADHESIVO OATEY AZUL 237 ML HUMEDO TOMAT	4.168	30	2.932
1	TEFLON LONG 3/4 HAHN	1.140	30	798

SUB TOTAL 115.593

IVA 21.963

TOTAL 137.556

Tabla 3-3 Analisis Costos Proyecto

CONCLUSIONES

Finalmente con las ideas claras se propuso la mejora permanente del proyecto en desuso realizado anteriormente por compañeros de la universidad, el cual teóricamente fue modificado en varios puntos.

De esta manera se incluyó otra línea de tubería PVC donde se pueda verificar con mayor énfasis debido a distintos diámetros, las velocidades, presiones y caudal de los fluidos dependiendo de la bomba. Se adicionó además manómetros, válvulas y Venturi correspondientes para mantener un control a lo largo del circuito de tubos.

Incluyendo además cálculos correspondientes a cada línea independiente, y a ambas funcionando de forma simultánea.

Se calculó pérdidas de carga, nuevas presiones y otros factores, debido a la adición de tubos, codos, bifurcaciones, válvulas y la inserción de todos los otros accesorios al proyecto.

De esta manera la propuesta está realizada, solo quedaría el montaje de dichos elementos.

Se pudo denotar que la presión se elevó considerablemente debido a dichos accesorios y a la potencia de la bomba, por lo que pudimos verificar que claramente no se aprovechan todas las características que posee esta bomba, debido a su gran desempeño.

De esta manera se puede añadir que la bomba utilizada en el proyecto es de alto desempeño y fácilmente podría utilizarse una de menor potencia.

Este proyecto consiguió utilizar importantes conocimientos adquiridos en Mecánica de fluidos en general, por los teoremas y cálculos realizados, además de incluir trabajo en planos en Inventor y Autocad. También se encargó de nutrirnos con importantes conocimientos sobre los tipos de bomba, y funcionalidades de cada una de ellas. que utilizaremos el día mañana en la industria.

El proceso de investigación consto de obtener más información sobre las bombas centrifugas, saber los tipos que existen en el mercado y principalmente conocer la que se estaba ocupando en el banco de pruebas. Luego de la investigación se procede a realizar cálculos que determinaron la factibilidad

de este, posteriormente las cotizaciones con respecto a valores determinados de los elementos a utilizar, incluyendo finalmente la creación de planos que corresponderían a la estructura final del proyecto, a forma de entregar la mayor cantidad de información posible para la modificación de este.

Es posible realizar la bifurcación y ver cómo actúa el caudal al dividirse, debido al aumento de velocidad por el tubo del 50mm y por poseer secciones más pequeñas. Paralelamente no es viable agregar un Venturi de las dimensiones estimadas, debido a la potencia del caudal. Aún así es posible instalarse el sistema, de estimar una bomba de menor potencia, que entregue menor caudal.

Claramente se cumplió con el objetivo principal del proyecto, que era instaurar una mejora permanente, de forma que fuera aprovechado de la mejor manera posible por los alumnos, principalmente estudiantes de mecánica industrial.

LINKOGRAFÍAS

- 1) https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica
- 2) https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_centro%C3%ADfuga
- 3) <https://www.youtube.com/watch?v=zsUBRlYuaA8>
- 4) <https://aleja1999.wordpress.com/segundo-periodo/conceptos-hidrodinamica/>
- 5) <http://mecanicadefluidosuniguajira2014.blogspot.cl/2014/10/clasificacion-de-flujos-de-fluidos.html>
- 6) <https://hernanleon1002.wordpress.com/fisica-de-fluidos-y-termodinamica/primer-corte/marco-teorico/hidrostatica/>
- 7) <http://www.lacomet.go.cr/index.php/presion/magnitud-de-presion>
- 8) <http://laboratoriomateriales.blogspot.es/1416072622/proyecto-final-numero-de-reynolds/>
- 9) <http://senigrup.blogspot.cl/2008/10/tabla-viscosidad-dinmica-propilenglicol.html>
- 10) http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/viscosidad.pdf
- 11) <https://es.slideshare.net/cosmeacr/coeficientes-de-rugosidad-haestad>
- 12) <http://www.hidraulicafacil.com/2017/07/perdida-de-carga-localizada-o-en.html>
- 13) http://dobleingeniero2.blogspot.cl/2015_02_13_archive.html
- 14) <https://es.slideshare.net/yuricomartinez/labo-2-aplicacion-de-bernoulli>

ANEXOS

Se adjuntan dichos planos del proyecto, para mayor comprensión de lo realizado.