



**UNIVERSIDAD  
DE ANTIOQUIA**

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS HIDRÁULICAS  
CENTRÍFUGAS EN CONFIGURACIÓN EN SERIE, PARALELO E  
INDIVIDUAL**

Autor  
Manuel Alejandro Ortiz Lombana

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica  
Medellín, Colombia  
2021



Diseño de un banco de pruebas para bombas hidráulicas centrífugas en configuración en serie, paralelo e individual.

Manuel Alejandro Ortiz Lombana.

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de:  
Ingeniero Mecánico.

Asesora.

Ing. Laura Isabel Velásquez García.

Universidad de Antioquia.  
Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica.  
Medellín, Colombia.  
2021.

## **Dedicatoria**

A Manuel Ortiz Rodríguez y Moisés Garzón. Caballeros de intachable reputación y ejemplos a seguir.

## **Agradecimientos**

Los agradecimientos y dedicatorias pueden ser tan molestos e irrelevantes para el lector cómo la lucha cotidiana batallada por el pueblo popular para sobrevivir al sistema de vida que se nos ha impuesto, en dónde el sujeto no sabe si aquello a lo que se aferra tiene algún sentido o si, por el contrario, sólo lo hace por un adoctrinamiento generado por un mundo antiguo del cuál no tiene ni la más mínima seguridad de si son reales las enseñanzas recibidas o solo es un engaño generado por muchas entidades a través de los siglos o milenios que han transcurrido en este planeta. Pero es mi deseo hacer de éste, uno interesante y corto.

A las dos personas que me engendraron, Andrea y Manuel, por haber tenido el valor de aceptar las responsabilidades que la sociedad impone, hablando moralmente, al momento de recibir la noticia de que van a ser madre y padre, de este individuo. A ellos mi respeto y admiración, por nunca haber desfallecido en esta incansable lucha.

A Elisa y Orfelina, Manuel y Moisés. Por haber aceptado esa misma responsabilidad con Andrea y Manuel, y por ser un apoyo y ejemplo de cordura y valores.

A las personas que, a lo largo de los años, han sido un consejero para este complicado, pero satisfactorio, camino llamado vida. Desde aquellos con los que jugué con piedras, descalzo y hecho mierda, cómo solo un niño sin preocupaciones puede andar, jugando, siendo libre, todo el día sin agotarse. Hasta los que hoy ya no están presentes y sólo viven en mi memoria por algún hecho o palabra que me marcó, que intencionalmente o no, me ayudaron a comprender más acerca de lo que deseo hacer durante los días que me quedan por luchar en esta batalla cotidiana contra lo que ha sido impuesto por alguna minoría clandestina.

A los que estuvieron, a los que no, a los que me olvidaron y de los que me olvidé. A todos ellos, gracias.

La lucha continúa y una persona puede morir, pero las ideas no mueren.

## Tabla de Contenidos

Capítulo 1: Introducción.....	14
Capítulo 2: Marco Teórico .....	16
Capítulo 2.1: Definición y Clasificación de las bombas .....	16
Bombas Hidráulicas.....	16
Clasificación de las bombas rotodinámicas.....	18
Elementos que constituyen una bomba .....	18
Capítulo 2.2: Conceptos y propiedades de los fluidos.....	21
Densidad específica .....	21
Peso específico .....	21
Viscosidad cinemática y dinámica .....	22
Caudal y flujo volumétrico.....	24
Presión atmosférica.....	25
Presión absoluta y relativa.....	25
Corriente permanente y corriente variable .....	26
Ecuaciones diferenciales de Euler .....	26
Teorema de Bernoulli .....	29
Número de Reynolds .....	31
Capítulo 2.3: Operación y diseño de bombas hidráulicas .....	31
Curvas características y punto de operación.....	31
Curva característica de la eficiencia de la bomba.....	33
Formas de conexión de las bombas .....	34
Potencia hidráulica de una bomba .....	38
Pérdidas de carga en sistemas de bombeo .....	38
Pérdidas primarias en la carga de un sistema de bombeo.....	40
Coeficiente de Resistencia.....	41
Factor de fricción en tuberías .....	41
Pérdidas secundarias en la carga de un sistema de bombeo .....	41
Capítulo 3: Diseño Conceptual.....	42
Estado del Arte .....	42
Banco Automático de prueba para bombas hidráulicas-LAM INGENIERÍA .....	42
Banco de pruebas para bomba centrífuga “PBCB” EDIBON .....	43
Banco de pruebas Serie/Paralelo –“PBSPB” DE EDIBON .....	44
Banco de pruebas Serie/Paralelo, con SCADA- “PBSPC” DE EDIBON.....	45

Identificación de la Necesidad.....	46
Árbol del problema.....	47
Variables por controlar .....	48
Definición de funciones.....	48
Caja negra del sistema .....	48
Tanque .....	48
Bombas .....	50
Ficha técnica de la bomba seleccionada.....	51
Tubería.....	53
Accesorios .....	54
Sensores .....	56
Medidores de presión.....	56
Medidores de caudal.....	56
Variador de frecuencia.....	57
Electroválvula para control de caudal .....	57
Estructura.....	57
Capítulo 4: Diseño Preliminar .....	68
Pruebas estructurales .....	68
Esfuerzo Máximo .....	68
Deformación Máxima.....	69
Simulaciones.....	79
Presupuesto detallado .....	91
Conclusiones.....	91
Anexos .....	92
Referencias .....	93

## Lista de figuras

Figura 1: Esquema de una bomba suministrando energía a un fluido.....	16
Figura 2: Flujo estacionario y volumen control en una bomba .....	16
Figura 3: Ejemplo de bomba sin eje rotatorio .....	17
Figura 4: Bomba de émbolo o pistón.....	17
Figura 5: Elementos constitutivos de una bomba centrífuga.....	18
Figura 6: Rodete semiabierto de una bomba radial de dos álabes en forma de S .....	19
Figura 7: Tipos de rodetes .....	19
Figura 8: a) Aumento de flujos axiales, b) Resta de flujos de 2 a 2 .....	20
Figura 9: a) Bomba solo con caja espiral. b) Bomba con caja espiral y tubo difusor. c) Bomba con caja espiral, caja directriz y tubo difuso .....	21
Figura 10: Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas, cuando la placa superior se mueve con una velocidad constante.....	22
Figura 11: La razón de deformación (gradiente de velocidad) de un fluido newtoniano es proporcional al esfuerzo cortante, y la constante de proporcionalidad es la viscosidad .....	23
Figura 12: Variación de las viscosidades dinámicas de algunos fluidos a 1 atm .....	24
Figura 13: Elemento diferencial $ds$ de una trayectoria de una partícula de un fluido .....	26
Figura 14: Deducción de las ecuaciones de Euler para una partícula de un fluido en estado permanente.....	28
Figura 15: Curva característica para bombas centrífugas, curva de sistema para un sistema de tuberías y punto de operación.....	32
Figura 16: Curvas de rendimiento típicas para una bomba centrífuga con álabes inclinadas hacia atrás .....	33
Figura 17: Eficiencia de una bomba de acuerdo con la carga y caudal .....	34
Figura 18: Red de tuberías en una instalación industria.....	34
Figura 19: Tuberías en serie .....	35
Figura 20: Esquema de 3 bombas en serie. ....	35
Figura 21: Tuberías en paralelo .....	36
Figura 22: Esquema de 5 bombas en paralelo. ....	37
Figura 23. Pérdidas en una bomba.....	39

Figura 24: Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y sus pérdidas correspondientes .....	39
Figura 25: Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y sus pérdidas correspondientes .....	40
Figura 26: Banco Automático de Prueba para Bomba Centrífuga LAM Ingeniería .....	42
Figura 27: Banco de Pruebas para Bombas Centrífugas EDIBON .....	43
Figura 28: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo .....	44
Figura 29: Banco de Pruebas Serie/Paralelo con SCADA de EDIBON .....	44
Figura 30: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo .....	45
Figura 31. Banco de Pruebas Serie/Paralelo con SCADA de EDIBON .....	45
Figura 32: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo .....	46
Figura 33: Puntos principales para identificar una necesidad correctamente.....	46
Figura 34: Diagrama del árbol del problema.....	47
Figura 35: Diagrama de la caja negra de las funciones del sistema. ....	48
Figura 36: Medidas del tanque disponible en el laboratorio de energías alternativas .....	49
Figura 37: Medidas del soporte del tanque disponible en el laboratorio de energías alternativas.....	50
Figura 38: Tipo de bomba seleccionada en el diseño conceptual.....	50
Figuras 39, 40, 41 y 42: Ficha técnica de la bomba seleccionada en el diseño conceptual .	53
Figura 43: Características de la tubería seleccionada en el diseño conceptual .....	54
Figura 44: CAD del sistema de tuberías propuesto en el diseño conceptual.....	55
Figura 45: Diagrama PFD a mano alzada del diseño conceptual del banco de pruebas. ....	56
Figura 46: Propuesta para la estructura base de las bombas.....	57
Figura 47: Masa de la estructura base de las bombas propuesta .....	58
Figura 48: Masa de la tubería seleccionada para el banco de pruebas .....	58
Figura 49: Boceto de medidas del sistema de tuberías propuesto para el banco de pruebas	59
Figura 50: Diámetro interior promedio de la tubería seleccionada para el banco de pruebas .....	60
Figura 51: Volumen de agua máximo en el sistema de tuberías propuesto .....	61
Figura 52: Presión atmosférica en la ciudad de Medellín .....	61
Figura 53: Temperatura promedio anual en la ciudad de Medellín.....	62

Figura 54 Cálculo de la densidad del agua en la ciudad de Medellín utilizando el Software EES. ....	62
Figura 55: Simplificación del sistema estructural de la base de las bombas para 2 dimensiones. ....	63
Figura 56: Propiedades de algunos metales y aleaciones .....	64
Figura 57: Diagrama de fuerzas en dos dimensiones para la estructura base de cada bomba. ....	65
Figura 58: Ficha técnica del soporte aislador de vibraciones seleccionado .....	66
Figura 59: Ficha técnica del soporte aislador de vibraciones seleccionado .....	66
Figura 60: Plano de fabricación del soporte aislador de vibraciones propuesto en el diseño conceptual.....	67
Figura 61: Propuesta final para la estructura base de las bombas .....	67
Figuras 62, 63, 64 y 65: Verificación de resistencia al esfuerzo máximo en la estructura propuesta.....	69
Figuras 66 y 67: Verificación de resistencia a la deformación máxima en la estructura propuesta.....	69
Figura 68: Cálculo de la viscosidad cinemática, para el agua, en la ciudad de Medellín, utilizando el software EES. ....	71
Figura 69: Rugosidad absoluta para tuberías lisas de PVC, $\varepsilon$ .....	72
Figura 70: Obtención del factor de fricción para el caudal 1 utilizando el diagrama de Moody .....	73
Figura 71: Simplificaciones para el cálculo de coeficiente de resistencia en accesorios de tubería .....	75
Figura 72: Características de los codos propuestos para el sistema de tuberías.....	75
Figura 73: Gráfica de pérdidas de carga contra caudal para el tramo 1 del sistema de tuberías. ....	77
Figura 74: Gráfica de pérdidas de carga contra caudal para el tramo 2 del sistema de tuberías. ....	79
Figura 75: Resultados de la simulación en PFE para el Caudal 1 en el tramo 1 .....	79
Figura 76: Resultados de la simulación en PFE para el Caudal 1 en el tramo 2 .....	80

Fig. 77: Aproximación en las pérdidas por accesorios calculadas teóricamente.....	82
Fig. 78: Aproximación en las pérdidas por accesorios calculadas con el uso del software Pipe Flow Expert. ....	83
Fig. 79: Valor de un tubo de PVC de 1 in x 6 m en el mercado nacional .....	84
Fig. 80: Valor de un Niple de PVC de 1 in x 10 cm en el mercado nacional.....	84
Fig. 81: Valor de un adaptador hembra de 1 in de PVC en el mercado nacional.....	85
Fig. 82: Valor de un adaptador macho de 1 in de PVC en el mercado nacional .....	85
Fig. 83: Valor de un adaptador macho de 1/2 in de PVC en el mercado nacional .....	85
Fig. 84: Valor de un flanche de PVC de 1 in en el mercado nacional.....	86
Fig. 85: Valor de un codo de 90° de 1 in de PVC en el mercado nacional .....	86
Fig. 86: Valor de una Tee de PVC de 1 in en el mercado nacional.....	86
Fig. 87: Valor de una Tee roscada de PVC de 1 in en el mercado nacional .....	87
Fig. 88: Valor de una válvula de bola de PVC de 1 in en el mercado nacional .....	87
Fig. 89: Valor de la bomba propuesta en el mercado nacional.....	87
Fig. 90: Valor de una platina de 1/8 in x 6m en el mercado nacional .....	88
Fig. 91: Valor de una barra cuadrada de acero, en dólares, de 1 in x 12.....	88
Fig. 92: Valor de un manómetro de glicerina en el mercado nacional .....	88
Fig. 93: Valor de un vacuómetro de glicerina, en dólares .....	89
Fig. 94: Valor de un medidor de caudal de agua de plástico en el mercado nacional .....	89
Fig. 95: Valor de un variador de frecuencia de 1 hp marca Siemens en el mercado nacional .....	89
Fig. 96: Valor de una electroválvula normalmente cerrada en el mercado nacional.....	90
Fig. 96: Valor de un tacómetro de revoluciones universal en el mercado nacional .....	90
Fig. 96: Valor de un cronómetro digital profesional en el mercado nacional .....	90

## **Abstract**

*After identifying the necessity of the Renewables Energies Group (GEA) (By their Spanish initials) in the University of Antioquia because they don't have a laboratory that help to understand and research some subjects the mechanical engineering department, from the engineering faculty, is teaching, related with the motion of fluids trough closed systems, like pipes. Some of them are fluids mechanics, fluid power and hydraulics or measurement and instrumentation. It's proposed the design of a testing bench for hydraulics centrifugal pumps in series, parallel, and individual configuration to help students can reduce or eliminate completely this necessity.*

*At the beginning, since the necessities of the customer, in this case the Renewables Energies Group of the engineering faculty, was made a conceptual design which allows to clarify what is the principal cause of the problem. A tree diagram is made to find what are the most important motives and what is the major consequence can be generated in the affected people. By this way, could obtain a better idea about what should be the path to take to achieve an optimal design. Forward, the variables to control are identified to look for, in the state of the art, systems help to moderate them without going into unnecessary expenses.*

*To the other hand, is indispensable adapt it to the available place in the renewable energy laboratory, because of this it's necessary to use some available components like the storage tank. At this point, a requirement appears to elements to use can be easily stocked, with the purpose to avoid conflicts with other devices in the laboratory. Thus, was chosen light materials for the construction of the test bench, one of this is the polyvinyl chloride, best known in industry as PVC. Besides, the size of the equipment to employ is reduced, choosing pumps of minimum capacities, without disregard the operation conditions of the test bench, because it must maintain a high working capacity.*

*One of the principal causes is the lack of resources to execute the project, so the most economical and ergonomic possible system is purposed. The number of pumps and valves is reduced to minimum, just two pumps and three valves, always complying with the necessity of different configurations the test bench shall operate. The chipper materials are offer, with easy maintenance and the longest useful life possible. Thus, the structural bases, that sustain each pump, and are includes in the design, are reduced to a compact e individual system, very practical and easy to build, without disregard it resists the maximum weight of all the system.*

*Besides, the different simulations for the hydraulics centrifugal pumps test bench were made. At this point, a structural analysis is made with the software ANSYS and to validate the system base resists the working conditions.*

*Were calculated the theoretical losses to compare the obtain results with the different simulations and to corroborate the certainty of them. In the same way, the characteristic curves for the pumps were obtained and analyzed to check if the expected is obtained. Finally, the laboratory guide were made to develop a correct practice and to allow anyone can use and adapt the system to the desired configuration, just with open or close one valve.*

## Resumen

Luego de identificar la necesidad que tiene el Grupo de Energías Alternativas (GEA) en la Universidad de Antioquia a raíz de la falta de un laboratorio que ayude a comprender e investigar algunas asignaturas que se instruyen en la facultad de ingeniería, para el departamento de ingeniería mecánica, relacionadas con el movimiento de fluidos a través de sistemas cerrados, como tuberías. Entre ellas mecánica de fluidos, potencia fluida e hidráulica, medición e instrumentación. Se propone el diseño de un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas conectadas en serie, paralelo y en configuración individual para contribuir a que los estudiantes logren reducir o eliminar completamente esa necesidad.

Para empezar, a partir de las necesidades del cliente, en este caso el Grupo de Energías Alternativas de la facultad de ingeniería, se realiza un diseño conceptual que permita esclarecer cuál es la principal causa del problema. Se plantea un diagrama árbol que ayude a encontrar cuáles son los motivos más importantes y cuál es la mayor consecuencia que puede generar en los afectados. De este modo, se logra obtener una mejor idea de cuál debe ser el camino a tomar para concretar un óptimo diseño. Posteriormente, se identifican las variables que se desean controlar, para buscar, en el estado del arte, sistemas que ayuden a moderarlas sin entrar en gastos innecesarios.

Por otra parte, es indispensable adaptarse al espacio que se dispone en el laboratorio de energías alternativas, por ende, se busca la manera de utilizar algunos componentes aprovechables, como el tanque. En este punto, aparece una petición de que los elementos a emplear se puedan almacenar fácilmente, con el propósito de evitar conflictos con otros dispositivos presentes en el laboratorio. Por ello, se eligen materiales livianos para la construcción del banco de pruebas, como el policloruro de vinilo, más conocido en la industria como PVC. Así mismo, se reduce el tamaño del equipo a emplear, escogiendo bombas de mínima capacidad, sin descuidar las condiciones de operación del banco, ya que este debe mantener una alta capacidad de trabajo.

Una de las causas principales es la falta de recursos para ejecutar el proyecto, por eso se propone el sistema más económico y ergonómico posible. Se logra reducir el número de bombas y válvulas al mínimo, sólo dos bombas y tres válvulas de bola, siempre cumpliendo con las necesidades que son las diferentes configuraciones en las que debe operar el banco de pruebas. Se ofrecen los materiales más ahorrativos, de fácil mantenimiento y con la mayor vida útil posible. Por esta razón, las bases estructurales, que sostienen cada bomba, que se incluyen en el diseño, se reducen a un sistema compacto e individual, muy práctico y de fácil construcción, sin descuidar que éste resista el peso máximo de todo el sistema.

Se realizan diferentes simulaciones del banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas. Además, se realiza una simulación de análisis estructural, empleando el software ANSYS, para validar que el sistema base resista las condiciones de trabajo.

Se calculan las pérdidas teóricas para comparar los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones y corroborar que tan acertadas son. Del mismo modo, se obtienen las curvas características para las bombas y se analiza si es lo esperado.

Finalmente, se deja la guía de laboratorio para desarrollar una correcta práctica y para que cualquier estudiante o persona en general sea capaz de adaptar el sistema a la configuración deseada, simplemente con abrir o cerrar una válvula.

**Palabras clave:** Bomba, hidráulica, diseño, mantenimiento, pérdidas, caudal, presión.

## Capítulo 1: Introducción

El trabajo de grado es un trabajo de investigación donde el estudiante desea mostrar los conocimientos adquiridos a través de la carrera. Éste en específico, se trata del diseño de un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas, en configuración individual, en serie y en paralelo, para el laboratorio de energías alternativas (GEA). El diseño incluirá los cálculos de los componentes hidráulicos, la selección de los instrumentos de medición, y además, se realizarán las cotizaciones del diseño propuesto, asegurando que los componentes finales del sistema presentado sean adquiribles en la industria nacional.

Para el curso de Mecánica de Fluidos, brindado por la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia, es de vital importancia para la vida académica futura de los estudiantes, poder materializar lo visto en el curso. Por esta razón se desea diseñar un prototipo de un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas conectadas individualmente, en serie y en paralelo, de tal manera que pueda ser utilizado para observar de manera, física y tangible, la teoría hidráulica. En el transcurso de la vida académica se han obtenido muchos conceptos teóricos, que se quieren aprovechar en este proyecto para realizar el cálculo de las dimensiones y especificaciones de los componentes necesarios para un diseño adecuado. Del mismo modo, se aspira a calcular un presupuesto aproximado para la construcción del prototipo, con las debidas cotizaciones. Todos los materiales y equipos serán cotizados en el mercado nacional para facilitar su entrega y economizar costos de transporte.

Usualmente, en la industria y laboratorios, es necesario recurrir al uso de varias bombas, ya sea para aumentar la cabeza, o el caudal, que se pueda lograr con el uso de un solo dispositivo. Esto puede generar más costos de inversión en muchos de los procesos, sin embargo, el ahorro a largo plazo es significativo. Se desea demostrar que el uso de varias bombas conectadas en serie o en paralelo puede ser de gran importancia para el ahorro de una empresa.

Finalmente, debido a que el banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas del Laboratorio de Energías Alternativas es para la disposición de los futuros ingenieros mecánicos, y en general, para toda la Universidad de Antioquia; se elaborará un manual de ensamble que permita armar fácilmente el sistema, además de facilitar el almacenamiento de todo el sistema. Por otra parte, se entrega la guía de laboratorio para un correcto funcionamiento del banco en las diferentes configuraciones, de tal manera que se pueda realizar una práctica útil para mejorar el desempeño de los estudiantes en el tema de Mecánica de Fluidos, Medición e Instrumentación, entre otros.

## **Objetivos**

### **General**

Diseñar y cotizar un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas en configuración individual, en serie y en paralelo.

### **Específicos**

- Definir la capacidad requerida de las bombas centrífugas y del equipo complementario, de tal manera que se adapten al espacio disponible en el Laboratorio de Energías Alternativas (GEA) de la Universidad de Antioquia.
- Diseñar la tubería del banco asegurando que permita hacer las conexiones para las configuraciones individual, en serie y en paralelo, de forma fácil, rápida y eficaz.
- Utilizar herramientas digitales que permitan realizar simulaciones para verificar el correcto funcionamiento del sistema propuesto, y así tener una aproximación de las pérdidas de carga.
- Calcular un presupuesto de los costos necesarios para la construcción del banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas, tratando de realizar cotizaciones en el mercado nacional que permitan disminuir el costo de transporte de equipos y accesorios.
- Elaborar guías de laboratorio didácticas que permitan a los estudiantes realizar las prácticas de bombas centrífugas: curvas de desempeño del sistema.

## Capítulo 2: Marco Teórico

### Capítulo 2.1: Definición y Clasificación de las bombas

#### Bombas Hidráulicas

Una bomba es un dispositivo capaz de suministrar energía a un fluido, o, en algunos casos se dice que las bombas absorben energía para transferírsela a un fluido, dicho de una forma más específica, son elementos capaces de convertir energía mecánica, usualmente mediante un eje rotatorio, en energía hidráulica. No todas las bombas transmiten la energía mediante un eje rotatorio (Figura 3). Es por esto que solo a estas bombas se les conoce con el nombre de turbomáquinas (Cengel, 2006). Por lo general, se piensa que las bombas aumentan la velocidad del fluido, pero este no es siempre el caso, lo que ocurre en realidad es un aumento de la presión debido a la ley de conservación de la masa en el sistema. Si se considera un volumen de control para una bomba (Figura 2), y se consideran condiciones estacionarias, entonces ni la masa, ni la velocidad de los álabes de la bomba cambiará con el tiempo. Y teniendo en cuenta la ley de conservación de masa, la masa que ingresa al sistema es la misma que sale. Además, si el flujo es incompresible, pues el gasto volumétrico también debe ser constante, y como el diámetro de entrada y de salida son iguales, la velocidad también permanece constante. Es decir, no hay cambio en la velocidad sino en la presión del fluido. Aunque, evidentemente haya un cambio en la velocidad del fluido cuando se apaga y se prende la bomba. Pero, a través de la bomba no habrá cambio en la velocidad. En caso de que el fluido sea un gas las bombas se denominan ventiladores, sopladores o compresores (Cengel, 2006).

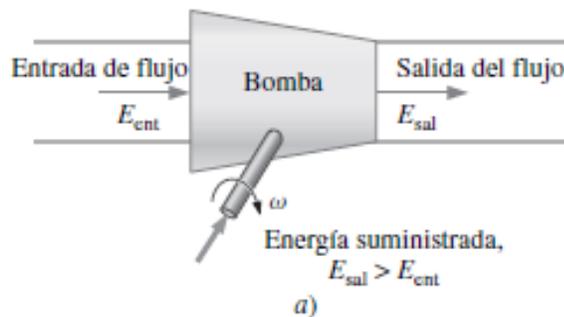


Figura 1: Esquema de una bomba suministrando energía a un fluido, según Cengel.

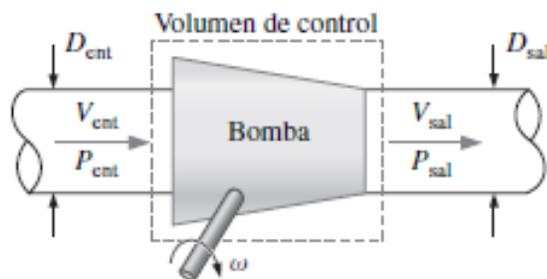


Figura 2: Flujo estacionario y volumen control en una bomba, según Cengel.



Figura 3: Ejemplo de bomba sin eje rotatorio, según Cengel.

Las bombas se clasifican en dos tipos, según la forma en que se transfiere la energía al fluido: bombas de desplazamiento positivo (BDP) y bombas cinéticas (Cengel, 2006). Una bomba de desplazamiento positivo recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. Estas bombas cumplen su función gracias al movimiento alternativo de un pistón, émbolo (Figura 4) o diafragma. Por ello también se suelen llamar bombas alternativas (McNaughton, 1989). En estas bombas, el fluido se contiene en un volumen cerrado y la transferencia de energía se realiza mediante el movimiento de las fronteras de este espacio, generando expansiones o contracciones, lo que genera succión o expulsión forzada del fluido (Cengel, 2006).

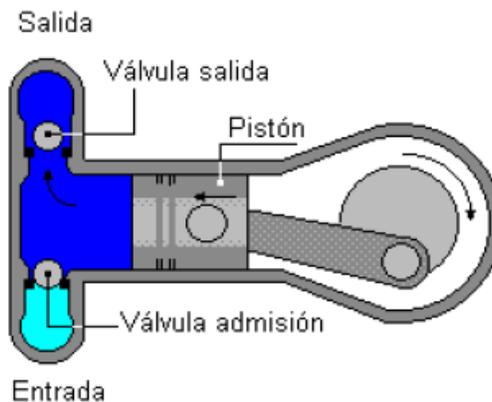


Figura 4: Bomba de émbolo o pistón, según Garrido.

Por otra parte, las bombas cinéticas o rotodinámicas son todas y solo las bombas que son turbomáquinas las que pertenecen a este grupo, en ellas no hay volumen cerrado para contener el fluido. Estas bombas añaden movimiento al fluido por medio de álabes, cangilones, paletas o ciertos dispositivos especiales, mientras el fluido se mueve dentro del dispositivo de la bomba, para convertir su alta velocidad en aumentos de presión al salir expulsado rápidamente. Su funcionamiento se basa en La Ecuación de Euler y transmiten

energía a través de un rodete (Mataix, 1986). Las bombas centrífugas constituyen alrededor del 80% de la producción mundial, ya que es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido que las bombas de desplazamiento positivo (McNaughton, 1989).

### Clasificación de las bombas rotodinámicas

Según Mataix, las bombas se pueden clasificar en 5 grupos de acuerdo a varias características:

- **Según la posición del eje:** eje vertical, eje horizontal o eje inclinado.
- **Según la dirección del flujo:** flujo radial (centrífugas), flujo axial o flujo mixto.
- **Según la presión engendrada:** bombas de baja presión, bombas de media presión y bombas de alta presión.
- **Según el número de flujos en la bomba:** de simple aspiración y de doble aspiración.
- **Según el número de rodetes:** de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

### Elementos que constituyen una bomba

En la figura 5 se puede observar una bomba radial de eje horizontal, en ella se encuentran los siguientes elementos:

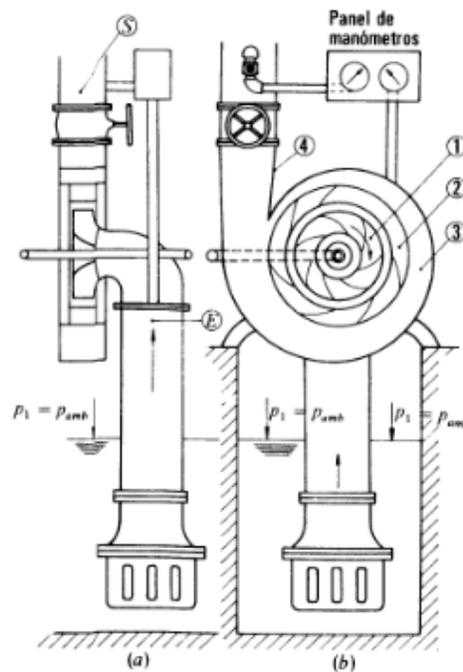


Figura 5: Elementos constitutivos de una bomba centrífuga, según Mataix.

## Rodete

Consta de un número determinado de álabes y gira con el eje de la máquina lo que imparte cierta energía al fluido en forma de energía cinética o de presión (Mataix, 1986). Es el encargado de convertir el par que se aplica al eje en energía cinética que se aplica al fluido, mediante los álabes, con el fin de acelerar el flujo (Correa, 2016)

El rodete tiene muchas variaciones y aún es motivo de investigaciones para mejorar su eficiencia cuando se cambia de una aplicación a otra.



Figura 6: Rodete semiabierto de una bomba radial de dos álabes en forma de S, según Mataix.

Según Mataix, el rodete se puede clasificar en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes. Estos están representados en la figura 7.

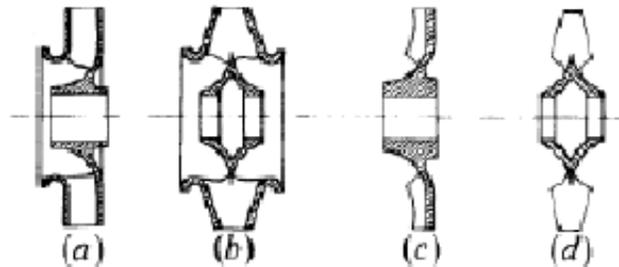


Figura 7: Tipos de rodetes, según Mataix.

1. **Rodete cerrado de simple aspiración**, sus caras forman una caja y entre ambas caras se fijan los álabes.
2. **Rodete cerrado de doble aspiración**.
3. **Rodete semiabierto de simple aspiración**, los álabes solo son fijados en la cara posterior del rodete.
4. **Rodete abierto de doble aspiración**, sin caras y los álabes se ponen en el núcleo del rodete o en el cubo.

El rodete abierto permite el uso de líquidos sucios, genera un menor desgaste debido a que no hay rozamiento con las piezas del impulsor; hay un mejor acceso al rodete para el mecanizado de los álabes; también es más fácil de ensamblar y construir (Mataix, 1986).

La principal ventaja del rodete cerrado es su fácil mantenimiento en cuanto al cambio de los aros de cierre cuando se desgastan, lo que recupera las tolerancias iniciales y permite evitar nuevas fugas (Mataix, 1986).

También, los rodetes pueden ser alineados en un eje (en serie), cómo se observa en la figura 8, para eliminar problemas que se crean debido a la distribución de presiones sobre el rodete que estará actuando en el eje (Mataix, 1986).

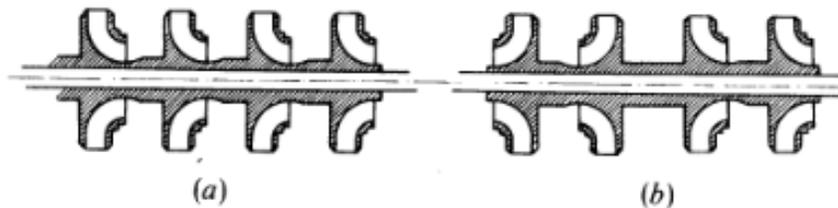


Figura 8: a) Aumento de flujos axiales, b) Resta de flujos de 2 a 2, según Mataix.

En conclusión, se puede decir que los rodetes pueden variar su diseño según la función lo demande.

### **El Sistema Difusor**

El sistema difusor consta de los 3 dispositivos restantes:

- Corona directriz
- Caja espiral
- Tubo difusor

La corona directriz, es un dispositivo de uso alterno que aumenta la eficiencia de las bombas. Permite convertir la energía cinética generada por los álabes del rodete en ganancias de presión debido al aumento de volumen, debido al incremento en la sección de paso del fluido.

La caja espiral, es el encargado de dirigir el fluido hacia la tubería de salida de la máquina generando las menores pérdidas de energía dinámica posibles en el dispositivo. También transmite energía dinámica al fluido.

Y finalmente, el tubo difusor también realiza una última transformación de energía dinámica en energía de presión.

Como se mencionó anteriormente, no siempre están incluidos los 3 elementos, su diseño puede variar según la necesidad. Estos 3 elementos constituyen la voluta, que es el dispositivo de la bomba que se encarga de transformar la energía dinámica en energía de presión (Mataix, 1986).

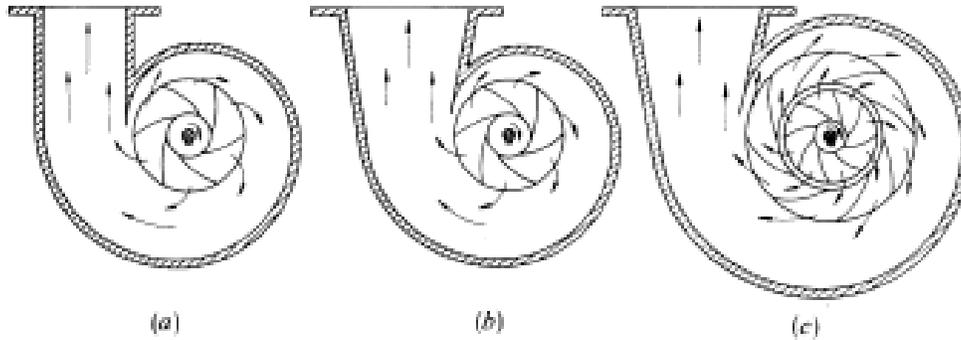


Figura 9: a) Bomba solo con caja espiral. b) Bomba con caja espiral y tubo difusor. c) Bomba con caja espiral, caja directriz y tubo difusor, según Mataix.

## Capítulo 2.2: Conceptos y propiedades de los fluidos

### Densidad específica

Es la masa por unidad de volumen en un fluido. Esta depende de la temperatura y la presión en la que se encuentra (Mataix, 1986).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

$\rho$ : Densidad específica o absoluta [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

m: Masa [kg]

V: Volumen [ $m^3$ ]

### Peso específico

Es el peso por unidad de volumen. Al igual que la densidad es una función de la temperatura y la presión del ambiente en que se encuentra (Mataix, 1986).

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (2)$$

$\gamma$ : Peso específico [ $\frac{N}{m^3}$ ]

W: Magnitud del peso [N]

V: Volumen [ $m^3$ ]

De la ecuación (1) y (2):

$$\gamma = \rho \times g \quad (3)$$

g: Fuerza de gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]

## Viscosidad cinemática y dinámica

Cuando un fluido se mueve con respecto a un sólido o con respecto a otro fluido aparece una resistencia interna de un fluido al movimiento o a la facilidad de fluir, a esta propiedad se le llama viscosidad. Por otra parte, existe una fuerza que aparece cuando un fluido fluye sobre otro o sobre una superficie sólida, esta fuerza se conoce como fuerza de arrastre y depende en gran parte de la viscosidad (Cengel, 2006). Esta fuerza genera un esfuerzo cortante en la superficie del fluido que depende de una constante conocida como coeficiente de viscosidad o viscosidad dinámica o absoluta. Considere dos placas infinitas que contienen un fluido en el medio de ellas, si se aplica una fuerza a la placa superior y la inferior se queda fija (cómo se observa en la figura 10), la placa superior permanecerá moviéndose bajo la influencia de esta fuerza inicial a una velocidad constante  $V$ , pero además el fluido que se encuentra en contacto con la placa superior será arrastrado con ella.

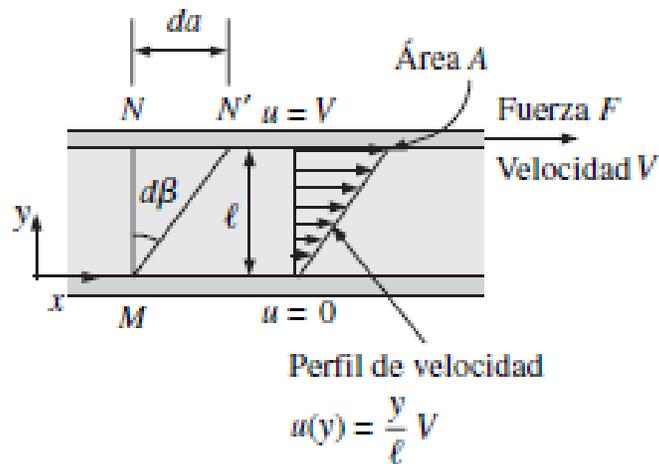


Figura 10: Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas, cuando la placa superior se mueve con una velocidad constante, según Cengel.

Aparece entonces un esfuerzo cortante de la forma:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Es evidente que las unidades en el sistema internacional son  $N/m^2$ . Donde el área en cuestión es el área de contacto entre el fluido y la placa. Además, el fluido en la placa inferior toma la velocidad de ésta, en este caso cero (Cengel, 2006).

Pero esto no ocurre siempre, ya que la placa inferior puede estar en movimiento, por lo que se ha determinado que el esfuerzo cortante crea una razón de deformación en el fluido equivalente al gradiente de velocidad que aparezca en el fluido, el cuál es directamente proporcional al esfuerzo cortante. Los fluidos en los que el gradiente de velocidad (o razón de la deformación) es proporcional al esfuerzo cortante son llamados fluidos newtonianos, el agua, aire, gasolina o aceites, están incluidos en este grupo; mientras que algunos como la

sangre o los polímeros líquidos no (Cengel, 2006). Es decir que en los fluidos newtonianos se puede decir que:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (5)$$

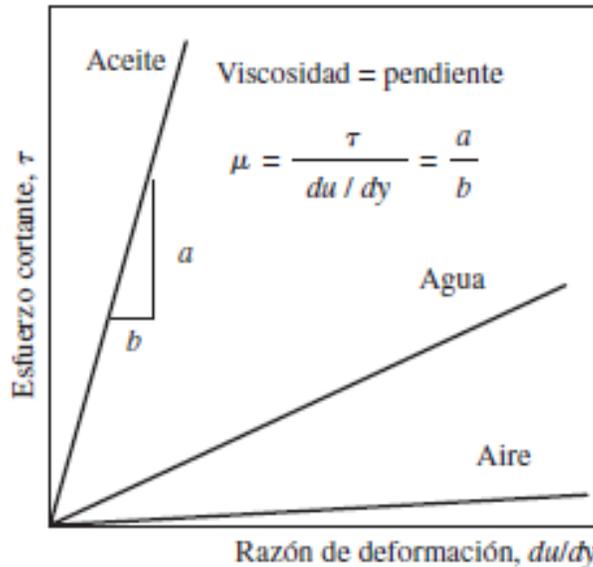


Figura 11: La razón de deformación (gradiente de velocidad) de un fluido newtoniano es proporcional al esfuerzo cortante, y la constante de proporcionalidad es la viscosidad, según Cengel.

Dónde la constante  $\mu$  es conocida como coeficiente de viscosidad o viscosidad absoluta o dinámica y tiene unidades en el sistema internacional  $[N \cdot s/m^2]$ , o  $[Pa \cdot s]$ . Comúnmente se utiliza el poise, que equivale a  $0,1 [Pa \cdot s]$  o el centipoise, que equivale a un centésimo del poise.

Pero en mecánica de fluidos y transferencia de calor es común encontrar una razón entre la viscosidad dinámica y la densidad, la cual se conoce por conveniencia como viscosidad cinemática ( $\nu$ ). Es decir:

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

La cuál tiene unidades en sistema internacional de  $[m^2/s]$  y también se conoce el stoke, que equivale a  $1 [cm^2/s]$  (Cengel, 2006).

La viscosidad depende de la temperatura y la presión. Sin embargo, para los líquidos los cambios en la presión afectan débilmente esta propiedad, excepto para altas presiones. Por su parte, con los gases también ocurre lo mismo, pero para el caso de la viscosidad dinámica, pero su viscosidad cinemática si se ve muy afectada debido a que la densidad de los gases

depende de la presión (Cengel, 2006). En la figura 12, se puede observar cómo se ven afectadas las viscosidades dinámicas de algunas sustancias con cambios en la temperatura.

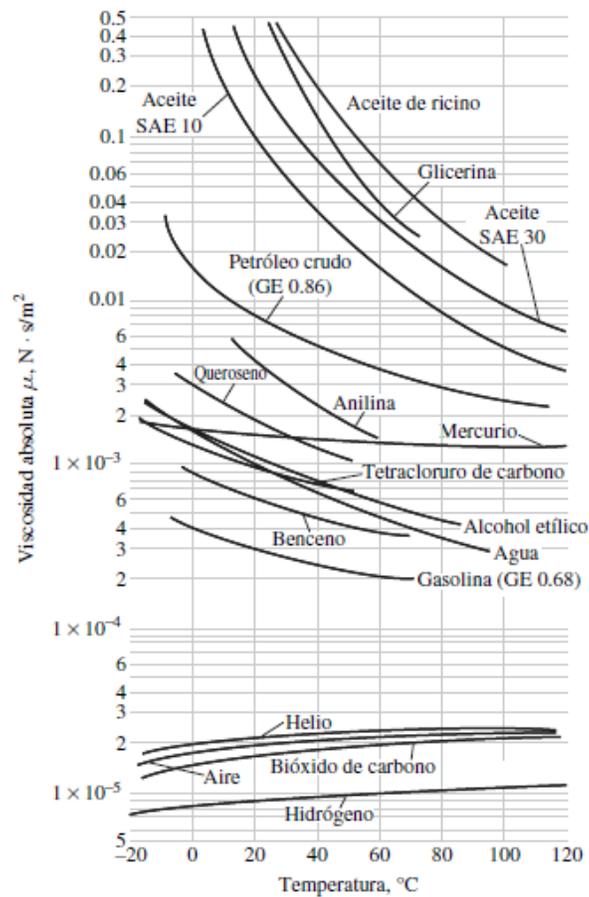


Figura 12: Variación de las viscosidades dinámicas de algunos fluidos a 1 atm, según Cengel.

### Caudal y flujo volumétrico

Una propiedad fundamental para analizar el rendimiento de las bombas es el flujo másico. Además, es común utilizar el flujo volumétrico como una medida de la capacidad de la bomba (Cengel, 2006), este es, simplemente, la relación entre el flujo másico del fluido y la densidad fluido.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (7)$$

Donde:

$\dot{V}$  = Flujo volumétrico [ $\frac{m^3}{s}$ ]

$\dot{m}$  = Flujo másico [ $\frac{kg}{s}$ ]

$\rho$  = Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

El caudal volumétrico en tuberías se calcula realizando el producto entre la velocidad del fluido y el área de la sección transversal por donde pasa el fluido. Se refiere a la cantidad volumétrica de fluido que pasa por la sección trasversal de una tubería por unidad de tiempo (Mataix, 1986).

$$Q = V \times A_S \quad (8)$$

Donde:

Q= Caudal volumétrico [ $\frac{m^3}{s}$ ]

V=Velocidad del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

A<sub>S</sub>= Área de la sección transversal por donde pasa el fluido [ $m^2$ ]

### **Presión atmosférica**

En la superficie de los fluidos que se encuentran abiertos a la atmósfera, aparece una presión simplemente por estar expuesta. A esta presión se le llama presión atmosférica, debido al peso del aire que se encuentra encima de su superficie. Esta presión depende de la temperatura y la altitud (Mataix, 1986).

### **Presión absoluta y relativa**

La presión absoluta se mide con respecto al 0 de presión absoluto (vacío), mientras que la presión relativa, o manométrica, se mide con respecto a la atmósfera. Los manómetros miden la presión relativa con relación a la atmósfera local (Mataix, 1986). Por lo tanto, para medir la presión absoluta, es necesario sumar la presión manométrica y la presión atmosférica.

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad (9)$$

Donde:

P<sub>abs</sub>: Presión absoluta [Pa]

P<sub>man</sub>: Presión manométrica [Pa]

P<sub>atm</sub>: Presión atmosférica [Pa]

### **Presión de vapor y cavitación**

Es necesario tener en cuenta la presión de vapor debido a la posibilidad de una caída en la presión del líquido por debajo de la presión de vapor, ya que pueden aparecer burbujas de vapor que se presentan en el líquido como cavidades produciendo un fenómeno llamado cavitación. Estas se van desintegrando a través de la tubería produciendo ondas de alta presión extremadamente destructivas (Cengel, 2006). Este fenómeno es causa de bajos rendimientos o pueden generar erosiones en las aspas del impulsor, por lo cual es necesario evitarlo.

## Corriente permanente y corriente variable

Se dice que una corriente de un fluido es permanente si en cualquier punto por donde circula el fluido, éste no cambia sus características con la variación del tiempo, en particular la velocidad y presión. Por ejemplo, la caída de una corriente constante de agua a través de una pendiente.

Por otra parte, se dice que la corriente es variable si ésta cambia sus características al variar el tiempo, por ejemplo, el vaciado de un tanque por un orificio, ya que su velocidad varía mientras va disminuyendo el nivel del fluido en el tanque (Mataix, 1986).

## Ecuaciones diferenciales de Euler

Considere una trayectoria por la que circula una partícula de un fluido ideal, y considere un punto  $A_1$  y un punto  $A_2$  como puntos infinitesimales de esa trayectoria. Estos dos puntos se encuentran separados una distancia infinitesimal de un arco  $ds$ . La velocidad de estos dos puntos está dada en función de  $x, y, z$ ; es decir,  $v = f(x, y, z)$ , tendrá componentes  $v_x, v_y, v_z$  tangentes a la trayectoria (Mataix, 1986).

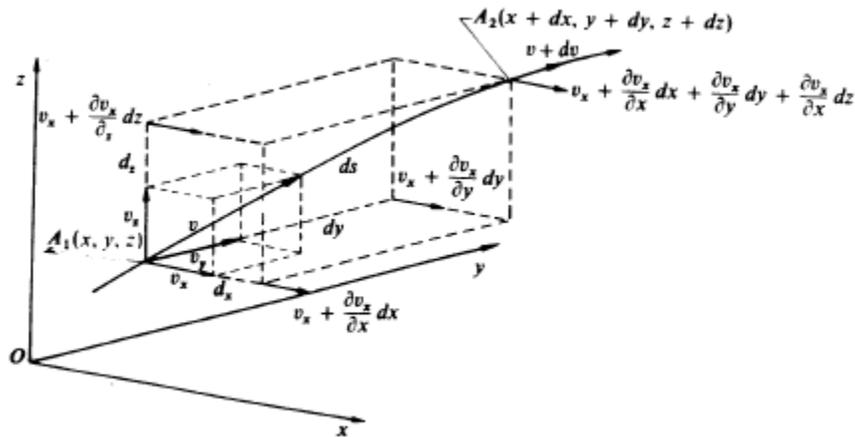


Figura 13: Elemento diferencial  $ds$  de una trayectoria de una partícula de un fluido, según Mataix.

Por lo tanto, cada componente estará en función de la posición y el tiempo. Es decir:

$$v_x = f_1(x, y, z, t) \quad (10)$$

$$v_y = f_2(x, y, z, t) \quad (11)$$

$$v_z = f_3(x, y, z, t) \quad (12)$$

En algún instante  $t$ , estas componentes dan a conocer la velocidad del fluido en cada punto del espacio, es decir, la configuración del flujo en ese instante  $t$ . Así:

$$dv_x = \frac{\partial v_x}{\partial t} dt + \frac{\partial v_x}{\partial x} dx + \frac{\partial v_x}{\partial y} dy + \frac{\partial v_x}{\partial z} dz \quad (13)$$

$$dv_y = \frac{\partial v_y}{\partial t} dt + \frac{\partial v_y}{\partial x} dx + \frac{\partial v_y}{\partial y} dy + \frac{\partial v_y}{\partial z} dz \quad (14)$$

$$dv_z = \frac{\partial v_z}{\partial t} dt + \frac{\partial v_z}{\partial x} dx + \frac{\partial v_z}{\partial y} dy + \frac{\partial v_z}{\partial z} dz \quad (15)$$

Luego, al dividir por  $dt$  en ambos miembros de las 3 ecuaciones, se obtiene que:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \quad (16)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \quad (17)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \quad (18)$$

Además, se sabe que:

$$\frac{dx}{dt} = v_x \frac{dy}{dt} = v_y \frac{dz}{dt} = v_z \quad (19)$$

Las ecuaciones anteriores dan la aceleración de la partícula en cada punto y cada instante de tiempo. Finalmente, como se considera que el movimiento es permanente, la velocidad permanece constante en cualquier punto (Mataix, 1986), se tiene que:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} = \frac{\partial v_y}{\partial t} = \frac{\partial v_z}{\partial t} = 0 \quad (20)$$

De esta manera se obtienen las ecuaciones de aceleración para la partícula en régimen permanente.

$$\frac{dv_x}{dt} = v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \quad (21)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \quad (22)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \quad (23)$$

Considere ahora que se toma una porción volumétrica de un fluido, de tamaños  $dx, dy, dz$ . Además, suponga que esta porción se encuentra en régimen permanente y que la única fuerza que actúa en ella es la fuerza de la gravedad,  $dW$ , cómo se observa en la figura 14.

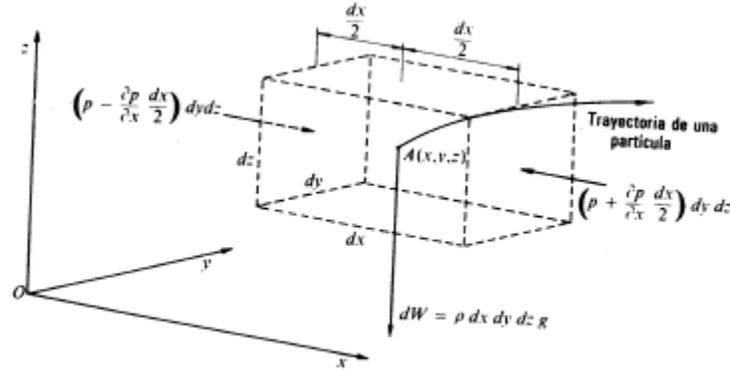


Figura 14: Dedución de las ecuaciones de Euler para una partícula de un fluido en estado permanente, según Mataix.

Se puede decir que la presión es función de  $x, y, z$ . Es decir  $p = f(x, y, z)$ . Entonces la presión en las caras verticales derecha e izquierda, estarán definidas de la siguiente manera, respectivamente:

$$p + dp = p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \quad (24)$$

$$p + dp = p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \quad (25)$$

La masa del volumen está definida como:

$$dm = \rho \, dx \, dy \, dz \quad (26)$$

Y utilizando la segunda ley de Newton ( $F = m \times a$ ), en el eje  $x$ , se obtiene que:

$$\rho \, dx \, dy \, dz \, \frac{dv_x}{dt} = \left[ p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy \, dz - \left[ p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy \, dz \quad (27)$$

Y simplificando, dividiendo en la masa ( $\rho \, dx \, dy \, dz$ ), se obtiene finalmente que:

$$\frac{dv_x}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (28)$$

De la misma manera se obtienen las otras dos componentes, y así se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dv_x}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (29)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (30)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (31)$$

Finalmente, reemplazando estas últimas ecuaciones, obtenidas en las ecuaciones de aceleración para régimen permanente obtenidas anteriormente, se obtienen las ecuaciones de Euler.

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (32)$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (33)$$

$$v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (34)$$

### Teorema de Bernoulli

El rendimiento de una bomba está dado por la carga hidrostática neta (H), que puede ser determinada por el teorema de Bernoulli, que es una forma de expresión de la ley de conservación de la energía para el flujo de fluidos en un conducto, y permite hallar la carga hidrostática de Bernoulli. Esta ecuación es un balance energético entre dos secciones de flujo en un conducto. Se refiere a que la energía en la entrada y salida de una tubería debe mantenerse constante, para obtener la ecuación de Bernoulli se toman las ecuaciones de Euler en régimen en su forma simplificada y se multiplica por  $dx$ ,  $dy$  y  $dz$ , de acuerdo a la componente en cuestión, en ambos miembros de las 3 ecuaciones (Mataix, 1986), así:

$$\frac{dv_x}{dt} dx = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (35)$$

$$\frac{dv_y}{dt} dy = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} dy \quad (36)$$

$$\frac{dv_z}{dt} dz = -gdz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (37)$$

Sumando las 3 ecuaciones miembro a miembro, se tiene que:

$$\frac{dv_x}{dt} dx + \frac{dv_y}{dt} dy + \frac{dv_z}{dt} dz = -gdz - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (38)$$

Luego:

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = \frac{1}{2} d(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) \quad (39)$$

Además, como se supone un estado permanente, la presión no varía con el tiempo, por lo tanto:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (40)$$

Por lo que la ecuación 38, se transforma en:

$$\frac{dp}{\rho} + gdz + \frac{dv^2}{2} = 0 \quad (41)$$

Y, finalmente, integrando la ecuación entre dos puntos 1 y 2.

$$\frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (42)$$

Por lo tanto,

$$\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} = C \quad (43)$$

Y dividiendo sobre g en ambos términos.

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = C \quad (44)$$

O del mismo modo,

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_a = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_b = C \quad (45)$$

Donde:

$\gamma$ : Es el peso específico ( $\gamma = \rho \times g$ ).

$g$ : Es la aceleración de la gravedad =  $9,81 \frac{m^2}{s}$

$P$ : Es la presión en el punto en consideración.

$Z$ : Es la altura desde una cota de referencia.

$h$ : Se refiere a las pérdidas de carga en la tubería.

Así pues, la Carga Hidrostática (H) si se despejan las cargas sería hallada con la nueva ecuación.

$$H = \left( \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left( \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (46)$$

Usualmente es medida con unidades de Longitud, en metros columna de agua (mca) (Mataix, 1986).

### Número de Reynolds

Es un medio para predecir si un fluido se comporta en estado laminar o turbulento. Esto sirve para determinar más fácilmente las pérdidas de energía en fluidos (Mott, 2006). Es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos para establecer una relación entre las fuerzas viscosas y las fuerzas inerciales de un fluido. Las fuerzas viscosas son las que se oponen al movimiento del fluido, y las fuerzas inerciales son responsables de la aceleración máxima del fluido. Este término ayuda a predecir su comportamiento sin necesidad de observación del fluido, ya que en muchos casos no es posible realizar un seguimiento a través de tuberías. Y simplemente depende de cuatro variables, la densidad, la viscosidad, el diámetro de la tubería y la velocidad promedio del flujo (Mott, 2006).

$$N_R = \frac{V * D}{\nu} \quad (47)$$

Donde:

$V$ = Velocidad media del fluido [m/s]

$D$ = Diámetro de la tubería [m]

$\nu$ = Viscosidad cinemática del fluido [m<sup>2</sup>/s]

## Capítulo 2.3: Operación y diseño de bombas hidráulicas

### Curvas características y punto de operación

La pérdida de un sistema de bombeo aumenta, regularmente de manera cuadrática, con la razón del flujo. La carga y la eficiencia cambian en razón al flujo volumétrico, los sistemas de bombeo están caracterizados por estos conjuntos de curvas hechos por los fabricantes y

diseñadores que describen el comportamiento durante su operación. Éstas se trazan en función del caudal a una velocidad de giro constante. Cuando se grafican estas dos variables en función del flujo volumétrico aparecen las curvas características (de operación, de suministro o de rendimiento) (Cengel, 2006). Como se puede observar en la figura 15, la razón de flujo aumenta conforme la carga disminuye.

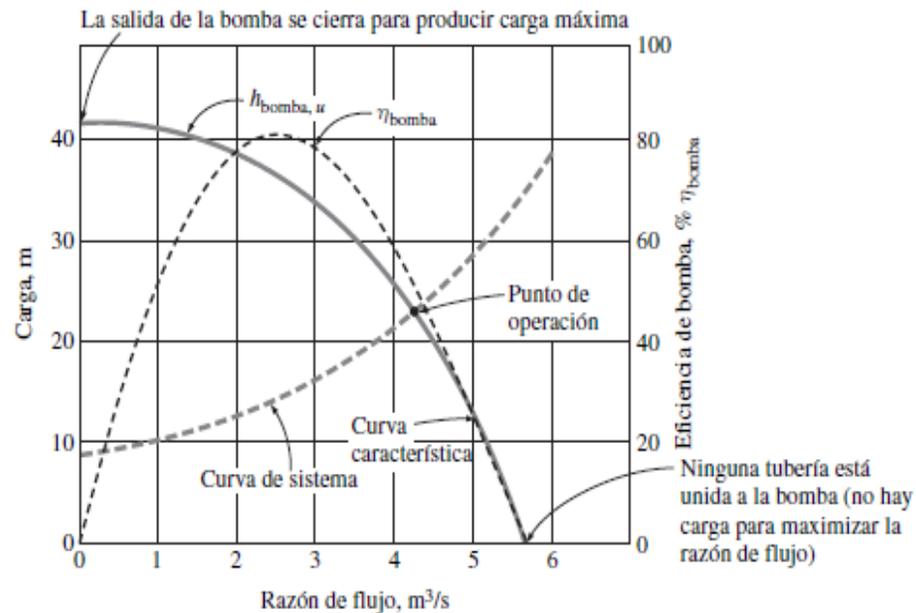


Figura 15: Curva característica para bombas centrífugas, curva de sistema para un sistema de tuberías y punto de operación, según Cengel.

Cómo es de esperarse, la eficiencia de una bomba puede llegar a ser muy alta para ciertas condiciones de operación. Por tanto, el punto de operación de un sistema de tuberías se puede obtener cuando se encuentra un punto óptimo entre la carga hidrostática neta necesaria y el rendimiento de la bomba, o carga neta disponible. El punto del gasto volumétrico en el que se encuentran la curva de demanda del sistema y la curva del rendimiento de la bomba es el punto de operación. La carga producida por la bomba en este punto iguala las necesidades de carga del sistema en la razón de flujo volumétrico evaluada y, por otra parte, la eficiencia de la bomba durante esta operación es el valor que corresponde a dicha razón de flujo (Cengel, 2006).

En una bomba centrífuga, el flujo volumétrico es el máximo cuando la Carga Hidrostática es nula. En este punto,  $\dot{V}$  es máximo, pero  $H=0$ , se llama descarga libre y se logra cuando la obstrucción en la entrada y salida de la bomba es nula también. Debido a que la bomba no está realizando trabajo, a eficiencia es igual a cero.

Del mismo modo, la carga hidrostática es máxima cuando el flujo volumétrico es nulo, se llama presión de cierre y se logra al bloquear la descarga de la bomba. En este caso, la eficiencia va a ser cero debido a que nuevamente el trabajo realizado es nulo.

Así, desde la descarga libre hasta el cierre, es posible que la carga hidrostática aumente, pero en algún punto deberá llegar a cero, a medida que el gasto volumétrico se acerque al valor de descarga libre. Por lo tanto, en algún punto de los diferentes puntos de operación de la bomba hay un punto en el que la eficiencia es mayor, a este punto se le llama el punto de óptimo diseño o punto de la mejor eficiencia (pme o bep).

Mediante gráficas se pueden obtener las curvas características o curvas de rendimiento de las bombas; en la figura 16 se muestra una curva característica graficada a cierta velocidad rotacional, éstas pueden varias según la velocidad rotacional a la que funcione la máquina (Mott, 2006).

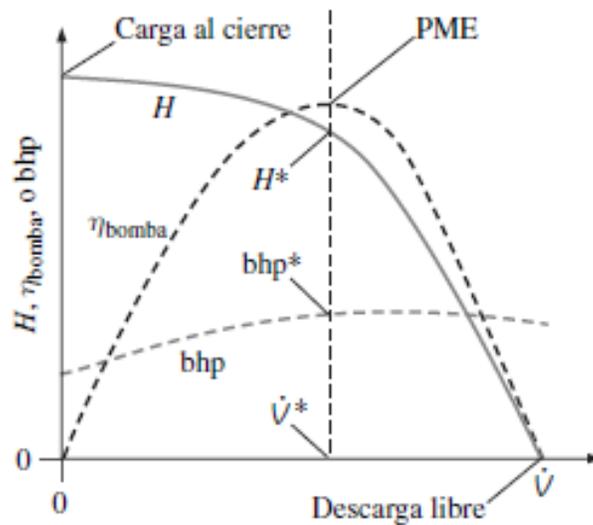


Figura 16: Curvas de rendimiento típicas para una bomba centrífuga con álabes inclinadas hacia atrás, según Mott.

### Curva característica de la eficiencia de la bomba

Es otra curva característica de un sistema de bombeo que se traza en función del caudal a una velocidad de giro constante. Cabe recordar que la eficiencia de una bomba es la relación entre la potencia hidráulica dada por la bomba al fluido y la potencia consumida por el motor de la bomba. Utilizando esta gráfica se puede obtener el punto desde donde el rendimiento de la bomba va a ser máximo y no va a ser posible aumentarle el caudal, se puede ver la variación de la eficiencia con diferentes tamaños en los impulsores (Agila, 2011).

$$\frac{P}{n} = P_e \tag{48}$$

Donde:

P= Potencia suministrada por la bomba al fluido [W]

Pe= Potencia eléctrica requerida [W]

n= Eficiencia

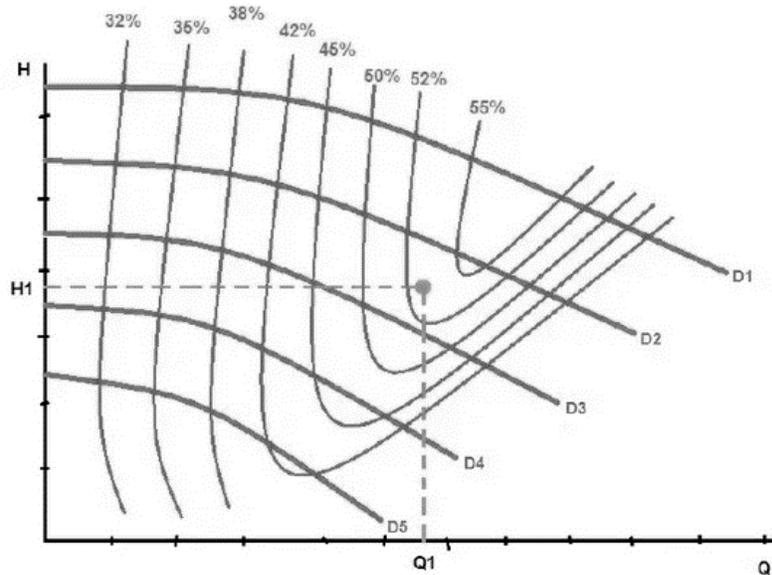


Figura 17: Eficiencia de una bomba de acuerdo con la carga y caudal, según Durán.

Cómo se puede observar en la figura 17, con la bomba trabajando a una carga  $H_1$  y un caudal  $Q_1$  su eficiencia es aproximadamente 53%.

### Formas de conexión de las bombas

Las bombas hidráulicas se pueden conectar en serie y en paralelo para mejorar las capacidades del sistema de bombeo según sea necesario. En la industria es muy común encontrar sistemas de tuberías que se deben acomodar en configuraciones en serie o en paralelo según las necesidades que se requieran.



Figura 18: Red de tuberías en una instalación industria, según Cengel.

El análisis de tuberías en sus diferentes configuraciones se basa en dos principios (Cengel, 2006):

- Se debe cumplir la ley de conservación de masa a través del sistema, es decir que el flujo total que entra una unión debe ser el mismo que sale de la unión. Además, la razón de flujo en tuberías en serie debe ser constante como se verá en el siguiente apartado.
- La caída de presión (o pérdida de carga), entre dos uniones debe permanecer constante en todas las trayectorias entre las dos uniones, debido a que la presión es una función puntual y no puede tener dos valores en algún punto específico.

### Conexión de bombas en serie

La conexión en serie de dos o más bombas genera un aumento de la presión total del sistema. Para conectar dos o más bombas en serie se debe tener una tubería de succión proveniente directamente de la fuente y la salida de la primera bomba se conecta a la entrada de la siguiente bomba, y así sucesivamente si se tienen más bombas (Agila, 2011). Por lo tanto, para bombas conectadas en serie, se tiene que

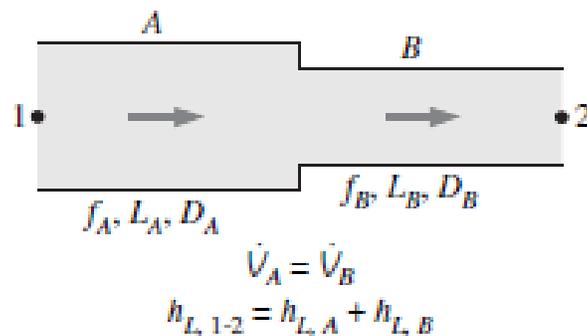


Figura 19: Tuberías en serie, según Cengel.

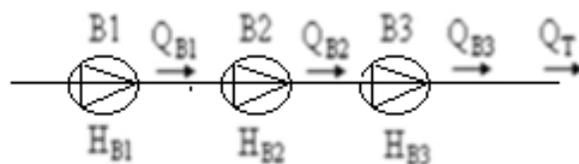


Figura 20: Esquema de 3 bombas en serie.

$$Q_T = Q_{B1} = Q_{B2} = Q_{B3}$$

$$H_{BT} = H_{B1} + H_{B2} + H_{B3} = \text{Cabeza Total}$$

$$v_1 D_1^2 = v_2 D_2^2 = v_3 D_3^2$$

Cuando las tuberías se conectan en serie la razón de flujo a través del sistema se conserva, sin importar los diámetros de esta. Esto se debe a la ley de conservación de masa para flujos en estado permanente (Cengel, 2006), del cual se habló en capítulos anteriores. En esta configuración la pérdida total es igual a la suma de las pérdidas parciales en los diferentes segmentos de la tubería. Del mismo modo, se debe cumplir la ecuación de continuidad (Mataix, 1986).

### Conexión de bombas en paralelo

La conexión de bombas en paralelo genera un incremento en el caudal elevado, sin aumentar la presión. Para realizar la conexión, cada bomba debe tener una tubería de succión proveniente directamente de la fuente y todas las salidas de las bombas se conectan a una sola salida común (Agila, 2011). Así pues, si se tienen tres o más bombas en paralelo, se tiene que:

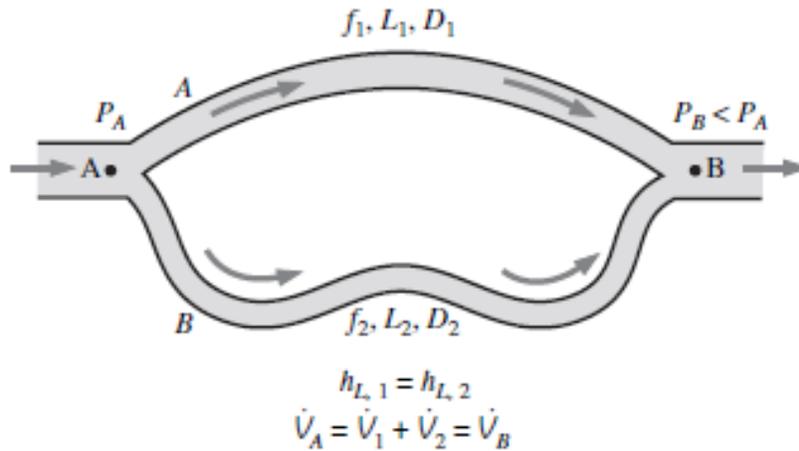


Figura 21: Tuberías en paralelo, según Cengel.

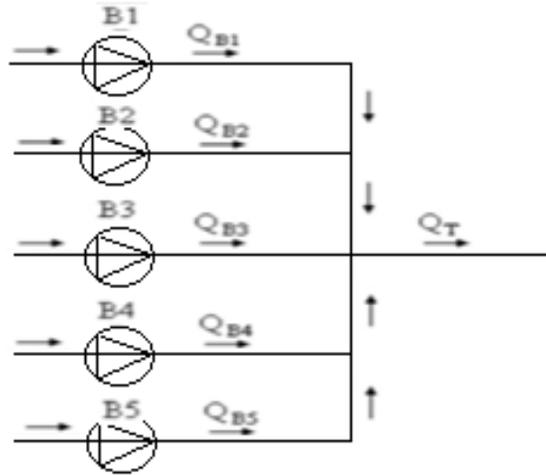


Figura 22: Esquema de 5 bombas en paralelo.

$$Q_T = Q_{conjunto} = Q_{B1} + Q_{B2} + Q_{B3} + Q_{B4} + Q_{B5}$$

$$H_{BT} = H_{B1} = H_{B2} = H_{B3} = H_{B4} = H_{B5} = \text{Cabeza Total}$$

En esta configuración el caudal total se reparte en los diferentes segmentos del sistema de tuberías (Mataix, 1986). En este caso la caída de presión en cada segmento de tubería debe ser la misma ya que, cómo se puede observar en la figura 21, la presión en el punto A es igual a la presión en el punto B (Cengel, 2006). Para un sistema como el de la figura 21, se tiene que:

$$h_{L,1} = h_{L,2}$$

$$f_1 \frac{L_1 V_1^2}{D_1 2g} = f_2 \frac{L_2 V_2^2}{D_2 2g}$$

Es decir,

$$\frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{f_2 L_2 D_1}{f_1 L_1 D_2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Del mismo modo,

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \left( \frac{f_2 L_2 D_1}{f_1 L_1 D_2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Esto quiere decir, que los flujos relativos se establecen a partir de que la pérdida de carga en las tuberías en paralelo sean las mismas en cada una, obviamente esto aplica para un mayor número de tuberías conectadas en esta configuración (Cengel, 2006).

## Potencia hidráulica de una bomba

Para una bomba hidráulica la potencia está dada por el producto del caudal (Q), el peso específico del fluido ( $\gamma$ ) y la altura o cabeza suministrada por la bomba (h).

$$P_H = \gamma * Q * h \quad (49)$$

Donde:

P=Potencia hidráulica suministrada por la bomba al fluido [W]

Q= Caudal volumétrico [m<sup>3</sup>/s]

h=Cabeza total entregada por la bomba [mca]

$\gamma$  = Peso específico del fluido [N/m<sup>3</sup>]

## Pérdidas de carga en sistemas de bombeo

Cómo se mencionó en capítulos anteriores, se puede graficar la energía total que sale de la bomba en función del caudal a una velocidad angular constante. Requiere la aplicación de la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida de la bomba. Está dada por una ecuación que relaciona la altura manométrica en función del caudal (Durán, 2010)

$$H_m = H_t - \Delta_i \quad (50)$$

Así que, si se le resta a la altura total, para cada caudal, las pérdidas de carga internas  $\Delta_i$ , se obtienen las alturas manométricas relativas de cada caudal q.

Las pérdidas internas pueden ser de dos tipos:

- Debido a la fricción del fluido, las cuales son proporcionales al cuadrado del caudal que fluye por la tubería.

$$\Delta_{fricción} = k \cdot q^2 \quad (51)$$

- Debido a las componentes de choque que aparecen cuando el caudal de circulación es diferente al caudal de diseño de la máquina.

$$\Delta_{choque} = k (q - q_D)^2 \quad (52)$$

Es destacable que cuando  $q = q_D$ , estas pérdidas son nulas.

Es posible representar las pérdidas internas en función de los caudales, como ya se mencionó, se puede observar que el punto B de la figura 23 sería el punto de diseño. En el punto C se pueden ver las mínimas pérdidas internas  $\Delta_i$  en el sistema.

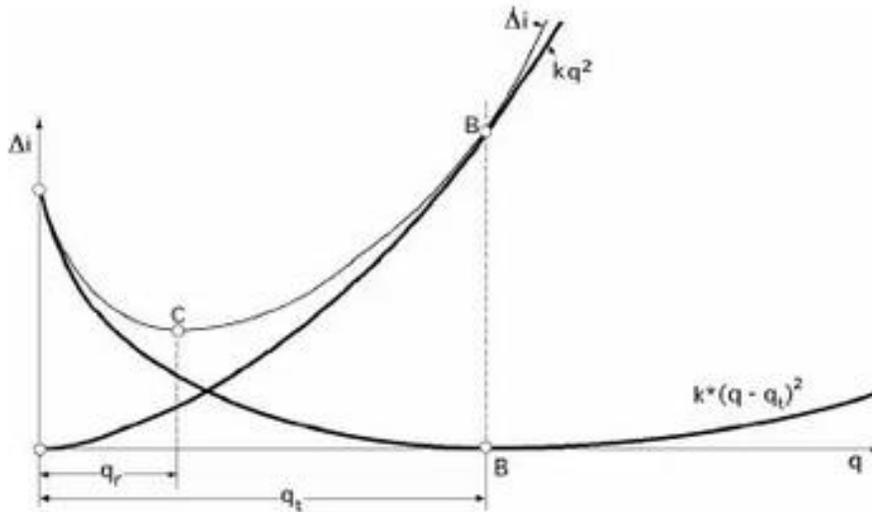


Figura 23. Pérdidas en una bomba, según Durán.

Además  $H_t$  es una ecuación lineal de la forma  $H_t(q) = A - Bq$  y se puede concluir que la ecuación de la curva característica es la siguiente:

$$H_m = A - Bq - C \cdot q^2 - C' (q - q_D)^2 \quad (53)$$

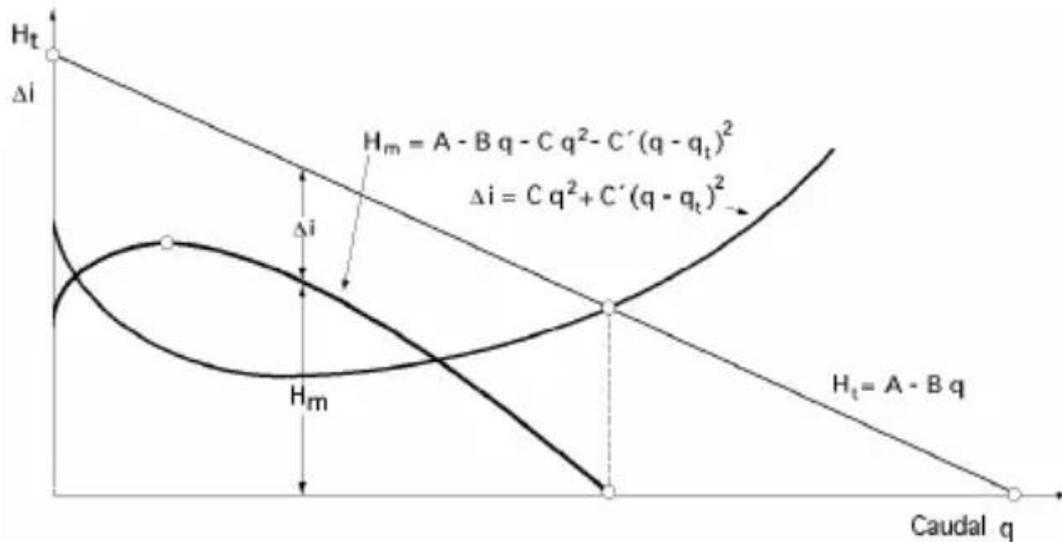


Figura 24: Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y sus pérdidas correspondientes, según Durán

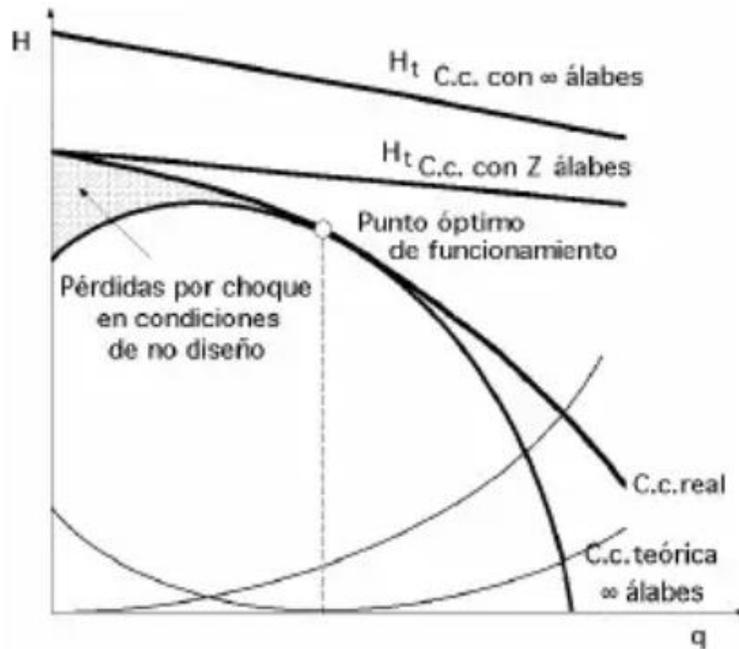


Figura 25: Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y sus pérdidas correspondientes, según Durán.

En general es la sumatoria de todas las pérdidas (primarias y secundarias) que aparecen en el sistema de bombeo.

$$h_L = h_{rp} + h_{rs} \quad (54)$$

Donde:

$h_L$  = Pérdida total en la carga del sistema [mca]

$h_{rp}$  = Pérdidas primarias en la carga del sistema [mca]

$h_{rs}$  = Pérdidas secundarias en la carga del sistema [mca]

### Pérdidas primarias en la carga de un sistema de bombeo

Las pérdidas primarias en un sistema de bombeo están dadas por la ecuación de Darcy-Weisbach. Son las pérdidas que se dan por rozamiento entre las partículas de un fluido entre sí y entre capas en un flujo laminar y un flujo turbulento, respectivamente. La ecuación de Darcy-Weisbach está dada en función del factor de fricción de la tubería, su diámetro y su longitud (Mott, 2006).

$$h_{rp} = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (55)$$

Donde:

$h$  = Pérdidas primarias de carga en una tubería [mca]

f= Factor de fricción de la tubería  
D= Diámetro de la tubería [m]  
L= Longitud de la tubería [m]

### Coefficiente de Resistencia

$$K = f * \frac{L}{D} \quad (56)$$

Está dado por la forma o geometría del dispositivo en el cual se generan las pérdidas, generalmente accesorios de tuberías.

### Factor de fricción en tuberías

Está dado según el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. Se utiliza el diagrama de Moody para hacer una aproximación de éste. Se puede calcular para *flujos laminares* ( $Re < 2300$ ), de la siguiente manera:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (57)$$

Donde:

f= Factor de fricción en la tubería  
Re= Número de Reynolds

Y para *flujos turbulentos* ( $Re > 4000$ ), viene dado de la siguiente manera:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (58)$$

Donde:

f= Factor de fricción en la tubería  
e= Rugosidad absoluta de la tubería [m]  
Re= Número de Reynolds  
D= Diámetro de la tubería [m]

### Pérdidas secundarias en la carga de un sistema de bombeo

Se dan por transiciones en la tubería (restricciones, cambios de direcciones, expansiones, etc.), accesorios en la tubería que generan pérdidas secundarias en el conducto. Está dado por la siguiente ecuación:

$$h_{rs} = k * \frac{V^2}{2g} \quad (59)$$

Donde:

$h_{rs}$ : Pérdidas secundarias en la carga..

k: Coeficiente de pérdida secundaria de carga.

V: Velocidad media del fluido.

g: Aceleración de la gravedad.

### Capítulo 3: Diseño Conceptual

Se requiere diseñar un banco de pruebas para bombas centrífugas en el laboratorio de energías alternativas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia que se adapte al espacio, necesidades y condiciones de operación requeridas por parte del grupo de investigación, Grupo de Energías Alternativas (GEA) de dicha institución. El diseño conceptual, entonces, se encuentra restringido por algunas de las condiciones de operación que han sido mencionadas anteriormente, como el bajo costo, configuración del sistema y el espacio disponible.

Se requiere un banco de pruebas para bombas centrífugas que sea capaz de trabajar en configuración individual, en paralelo y en serie, solo con pequeños cambios, para lo cual se pretenden utilizar válvulas que permitan al sistema cambiar de configuración fácilmente. Que, además, permita su fácil instalación, desinstalación y traslado, ya que el espacio y el tanque disponible son utilizados para diferentes actividades del grupo de investigación.

#### Estado del Arte

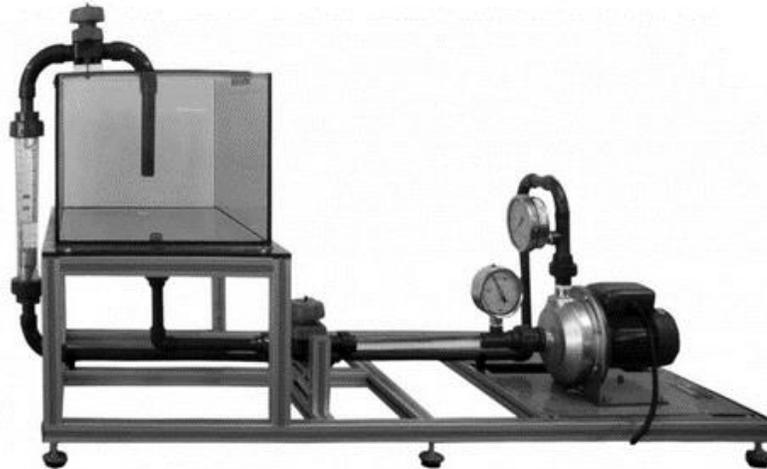
#### Banco Automático de prueba para bombas hidráulicas-LAM INGENIERÍA



Figura 26: Banco Automático de Prueba para Bomba Centrífuga LAM Ingeniería, adaptado de [www.lamingeniería.com](http://www.lamingeniería.com)

El banco tiene una presión máxima de 250 [Bar], y un caudal máximo de 200[Litro/min] a 1000 RPM. Además, está compuesto con un sistema de acoplamiento automático de la bomba, sensor de presión y caudalímetro, sensor de temperatura de aceite, sistema automático de filtrado de aceite.

### **Banco de pruebas para bomba centrífuga “PBCB” EDIBON**



*Figura 27: Banco de Pruebas para Bombas Centrífugas EDIBON, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es)*

Este banco de pruebas, llamado "PBCB", se trata de un equipo que viene instalado sobre una base y está compuesta de una bomba centrífuga, tuberías, válvulas y un depósito de alimentación, además de los elementos de control necesarios para la correcta ejecución de los experimentos asociados a la bomba: dos manómetros y caudalímetro.

El Banco de Pruebas producido comercialmente por la empresa española EDIBON, tiene una estructura fabricada en aluminio anodizado y acero recubierto. Sus principales elementos metálicos son de Acero Inoxidable. Está diseñado para un caudal máximo de 80 [Litro/min] y una altura de entrega máxima de 20 [mca]; El tanque tiene una capacidad de 60 [Litro]. Los sensores de presión tienen un rango de medición de 0-2,5 [Bar] y de 1-0 [Bar], para el sensor de descarga y de aspiración, respectivamente, el caudalímetro tiene un rango de medición de 0-100 [Litro/min]. Este sistema permite obtener las curvas de Altura vs Caudal, y la curva característica de la eficiencia de la bomba. Las dimensiones del equipo son: 1500 x 700 x 800 mm y un peso de 40 Kg aproximadamente.

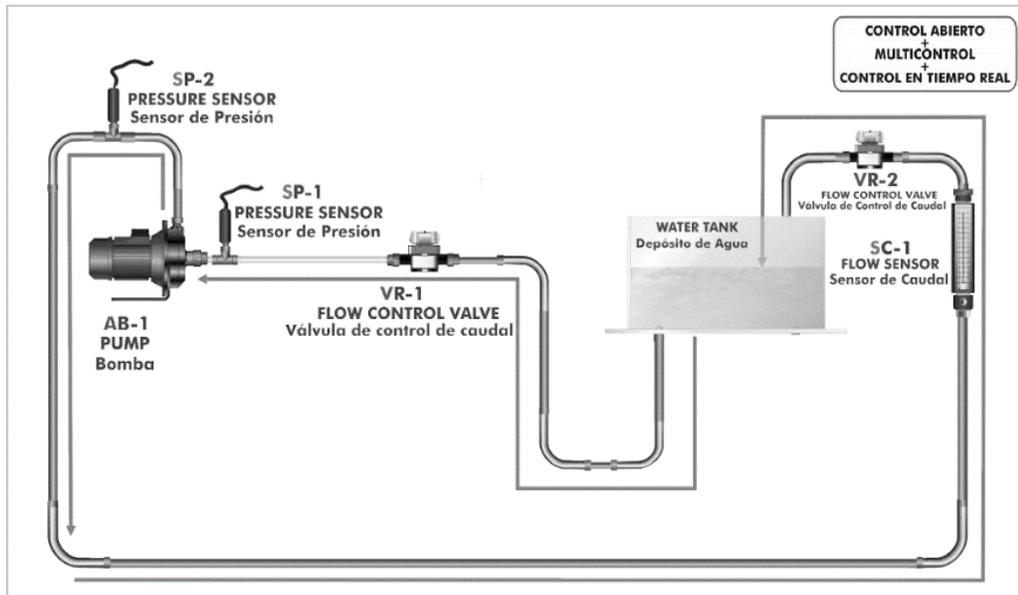


Figura 28: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es)

### Banco de pruebas Serie/Paralelo –“PBSPB” DE EDIBON

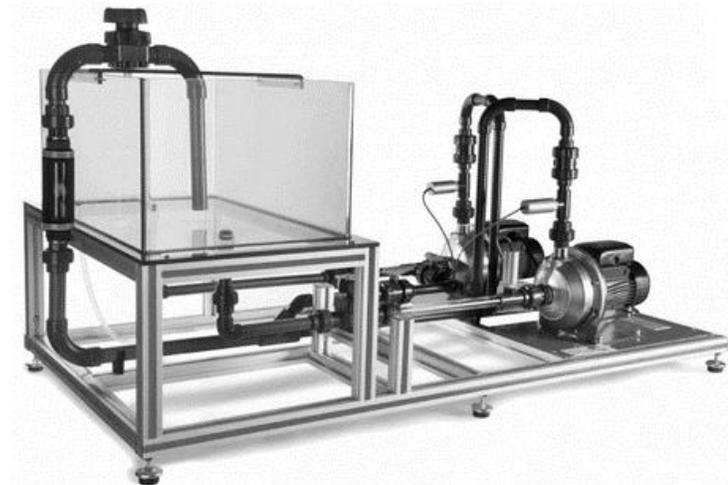


Figura 29: Banco de Pruebas Serie/Paralelo con SCADA de EDIBON, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es).

Este banco de pruebas, llamado "PBSPB", producido comercialmente por la empresa española EDIBON, involucra un equipo que viene instalado sobre una base de aluminio anodizado y acero estructural, y está compuesta de dos bombas centrífugas, un motor trifásico que acciona una bomba de 0,37 [kW] con variador de frecuencia/tensión y un motor monofásico que acciona la otra bomba; además tres válvulas que permiten manejar la dirección de los flujos para realizar la conexión del sistema en serie o en paralelo según se disponga; Dos válvulas de regulación de caudal y un tanque de 60 [Litro]. Está diseñado para

una capacidad máxima de 120 [Litro/min] y una altura máxima de 25 [mca]. Los manómetros tienen un rango de medición de 0-2,5 y 0-6 [Bar], y de -1-1 [Bar], para los dos manómetros de descarga y el de aspiración, respectivamente. El caudalímetro alcanza a medir de 0-120 [Litro/min]. Las dimensiones del equipo son: 1530 x 700 x 800 mm aproximadamente y un peso de 105 Kg aprox. Este sistema permite obtener las curvas de Altura vs Caudal, y la curva característica de la eficiencia de la bomba. Además, permite el acoplamiento de las bombas en configuración individual y en serie y paralelo.

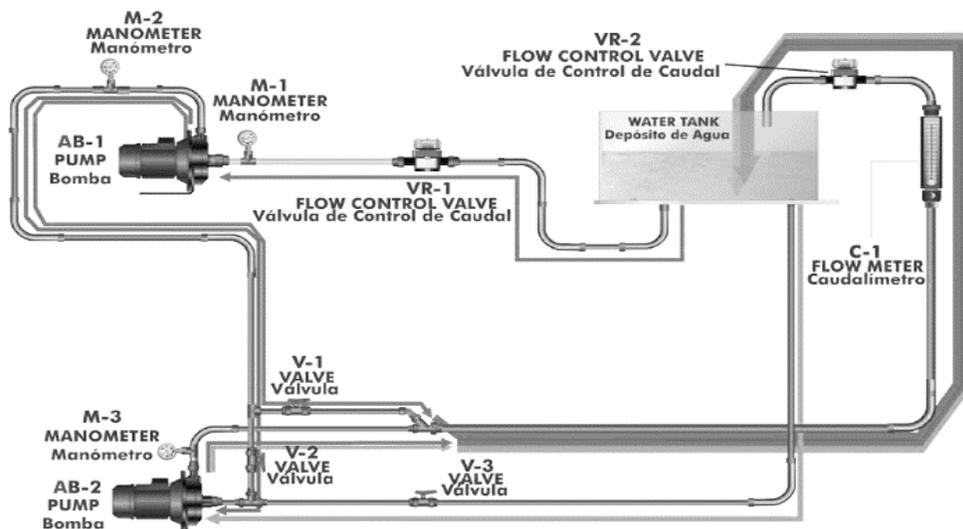


Figura 30: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es).

### Banco de pruebas Serie/Paralelo, con SCADA- "PBSPC" DE EDIBON

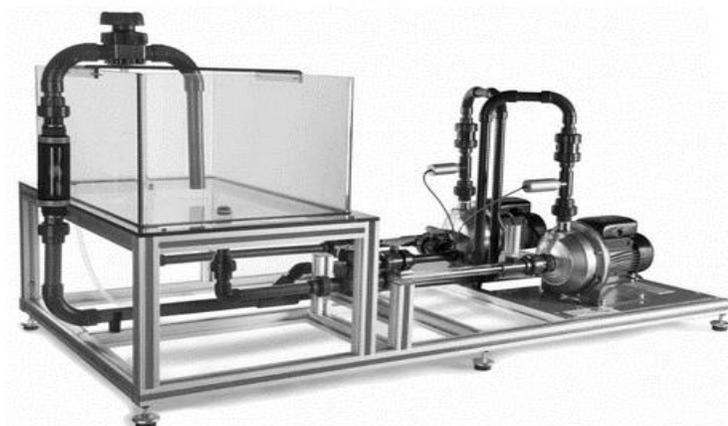


Figura 31. Banco de Pruebas Serie/Paralelo con SCADA de EDIBON, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es).

Este banco de pruebas, llamado "PBSPC", producido comercialmente por la empresa EDIBON, se trata de un equipo que viene instalado sobre una base y está compuesta de dos bombas centrífugas, un motor trifásico que acciona una bomba de 0,37 [kW] con variador de

frecuencia/tensión y un motor monofásico que acciona la otra bomba; además tres válvulas que permiten manejar la dirección de los flujos para realizar la conexión del sistema en serie o en paralelo según se disponga; Dos válvulas de regulación de caudal y un tanque de 60 [Litro]. ]. Está diseñado para una capacidad máxima de 120 [Litro/min] y una altura máxima de 25 [mca]. Los sensores de presión tienen un rango de medición de 0-2,5 y 0-6 [Bar], y de 1-0 [Bar], para los dos sensores de descarga y el de aspiración, respectivamente. El caudalímetro tiene un rango de medición de 0-120 [Litro/min]. Este sistema permite obtener las curvas de Altura vs Caudal, y la curva característica de la eficiencia de la bomba. Además, permite el acoplamiento de las bombas en configuración individual y en serie y paralelo.

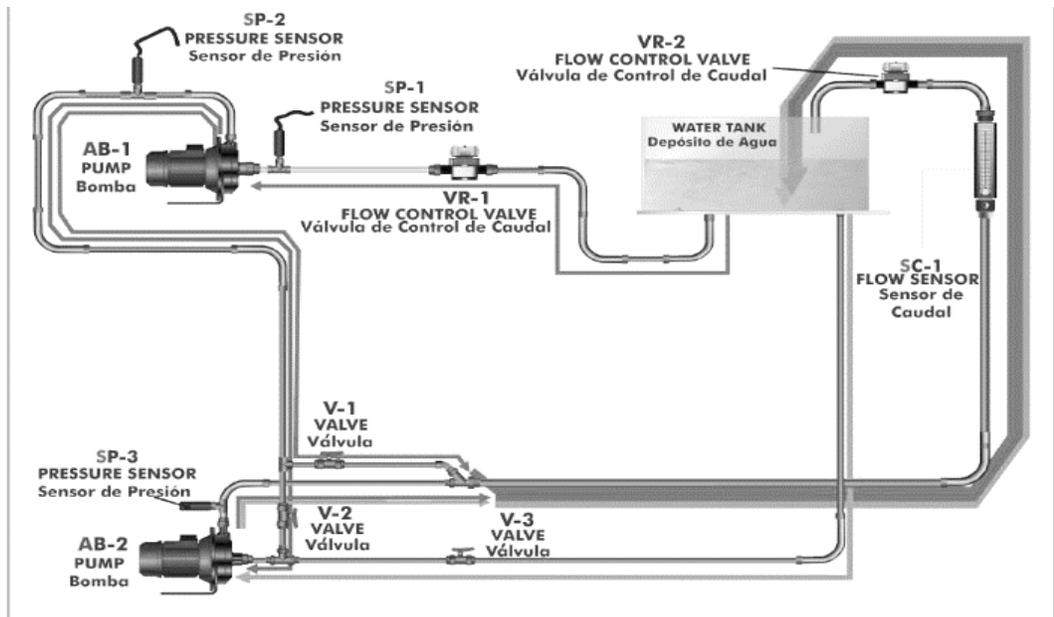


Figura 32: Diagrama del proceso y disposición de los elementos del equipo, adaptado de [www.edibon.com/es](http://www.edibon.com/es).

## Identificación de la Necesidad



Figura 33: Puntos principales para identificar una necesidad correctamente.

- **Entender la voz del Cliente:** El cliente es el GEA (Grupo de Energías Alternativas) de la Universidad de Antioquia, es un grupo de investigación que opera con recursos propios y del sistema de fondos del departamento de Ingeniería Mecánica. Tiene como objetivo contribuir a la preservación del medio ambiente y mejoramiento de la calidad de vida de los habitantes de zonas no interconectadas a través del desarrollo tecnológico en el área de energía alternativa.

- **Reconocer la Necesidad:** Recoger datos del funcionamiento de bombas centrífugas conectadas en diferentes configuraciones y para su respectiva evaluación de pérdidas de la bomba y sus accesorios.
- **Definir el Problema:** Diseñar un banco de pruebas para el laboratorio del GEA (Grupo de Energías Alternativas) en la Universidad de Antioquia que permita poner en práctica lo aprendido teóricamente.

### Árbol del problema

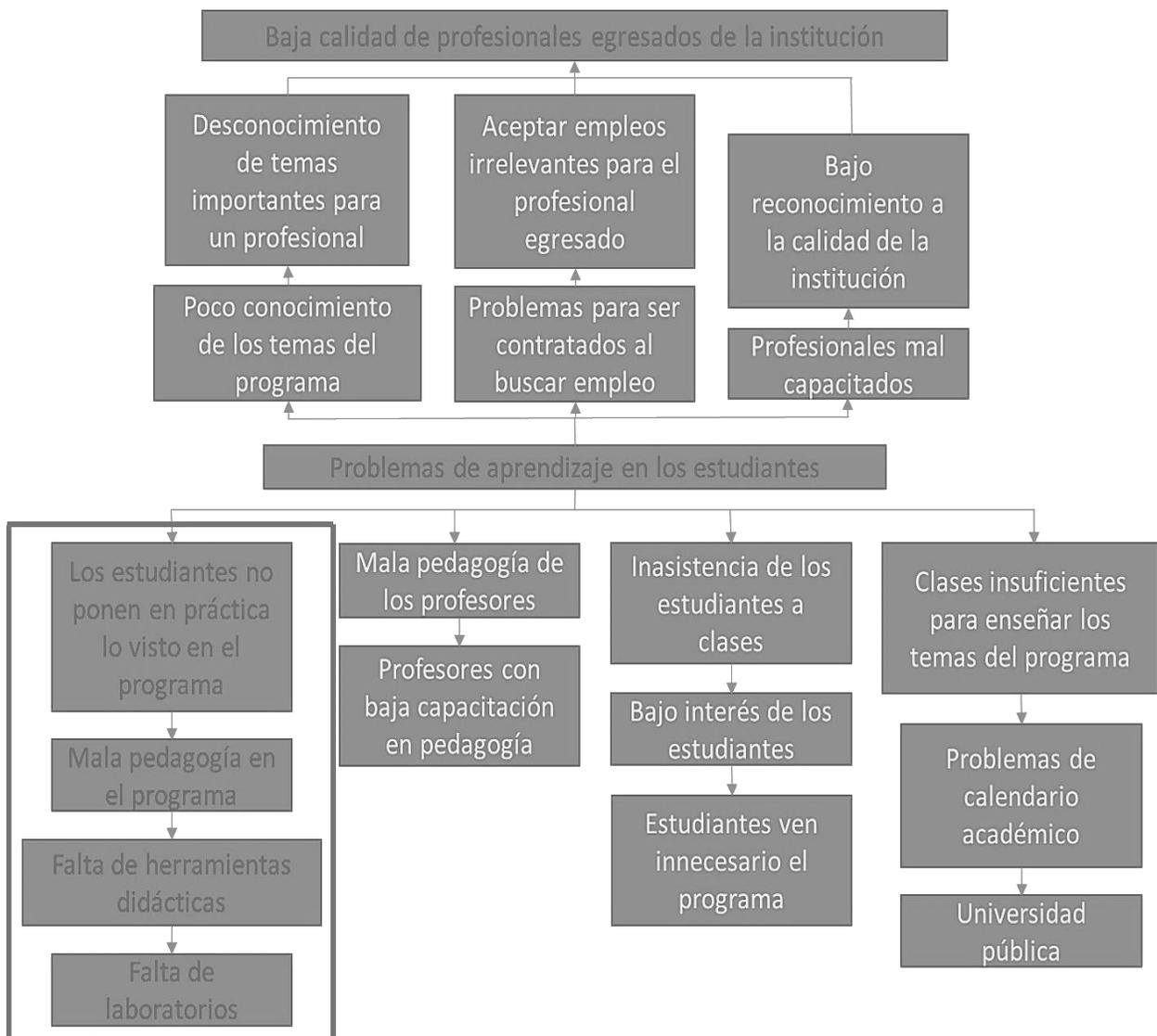


Figura 34: Diagrama del árbol del problema.

## VARIABLES POR CONTROLAR

- **Caudal:** Es necesario controlar el caudal que pueden suministrar las bombas, ya que se pretende que los estudiantes puedan obtener las curvas características, ya explicadas en el marco teórico.
- **Potencia:** Las bombas deben ser de una potencia baja para asegurar que se adapten al espacio del laboratorio, además esto reduce significativamente los costos de éstas. Por otra parte, esto facilita también su traslado en caso requerir la desinstalación del sistema.
- **Presión:** Es necesario manejar presiones adecuadas para disminuir la probabilidad de fugas y afectaciones al sistema que se pretenda utilizar, ya sean tuberías, bombas, o accesorios.
- **Dimensiones del sistema:** Como fue mencionado anteriormente, es necesario que el sistema se adapte al espacio disponible en el laboratorio de energías alternativas de la Facultad de Ingeniería, ya que es el lugar donde se desea instalar.

## Definición de funciones

### Caja negra del sistema

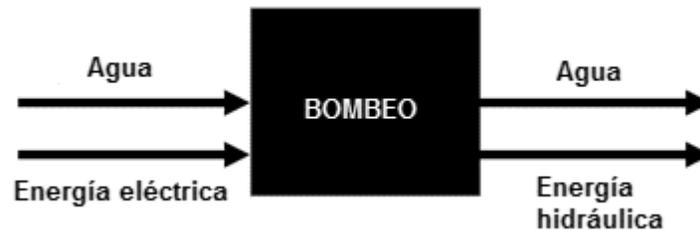
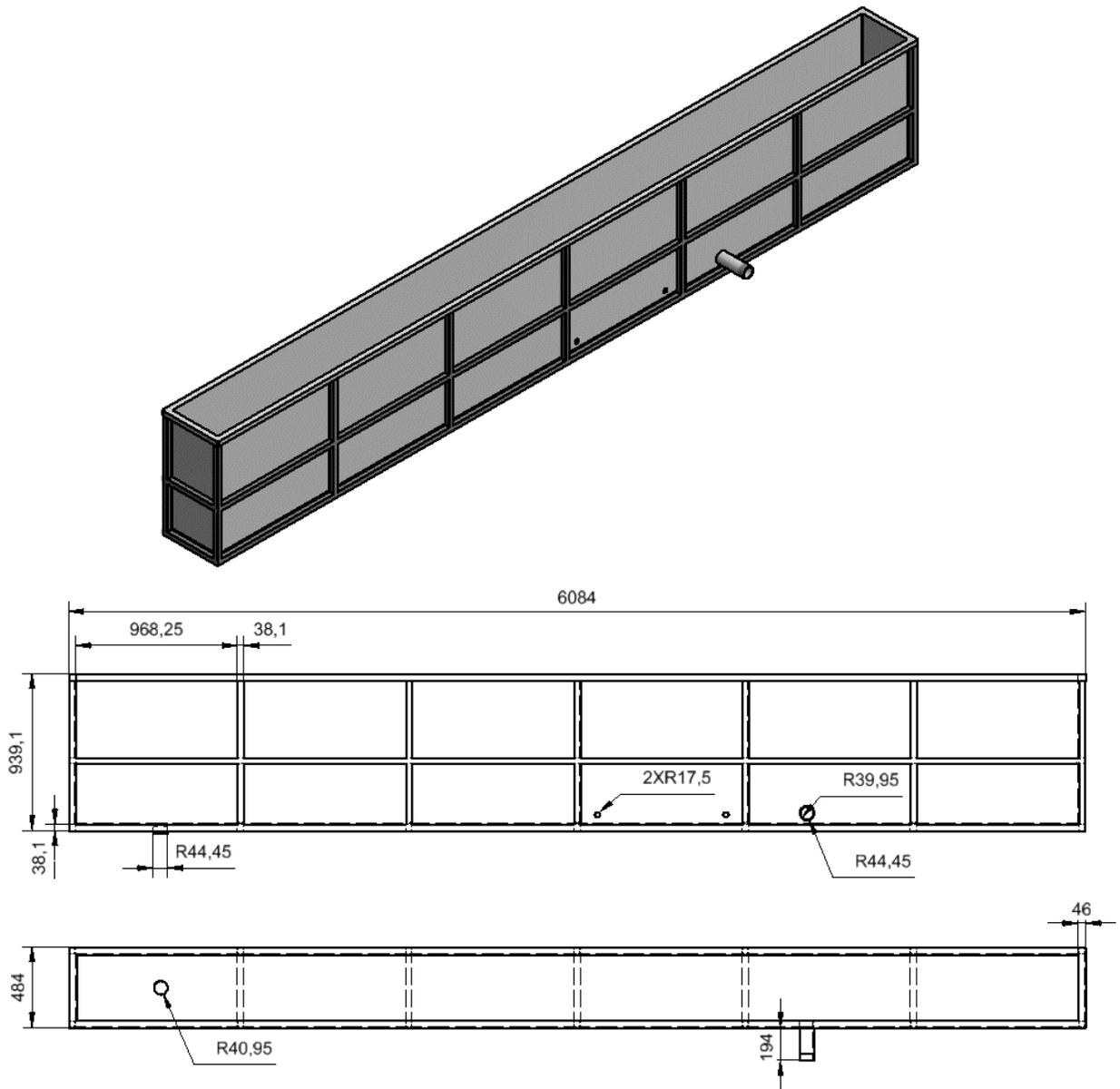


Figura 35: Diagrama de la caja negra de las funciones del sistema.

### Tanque

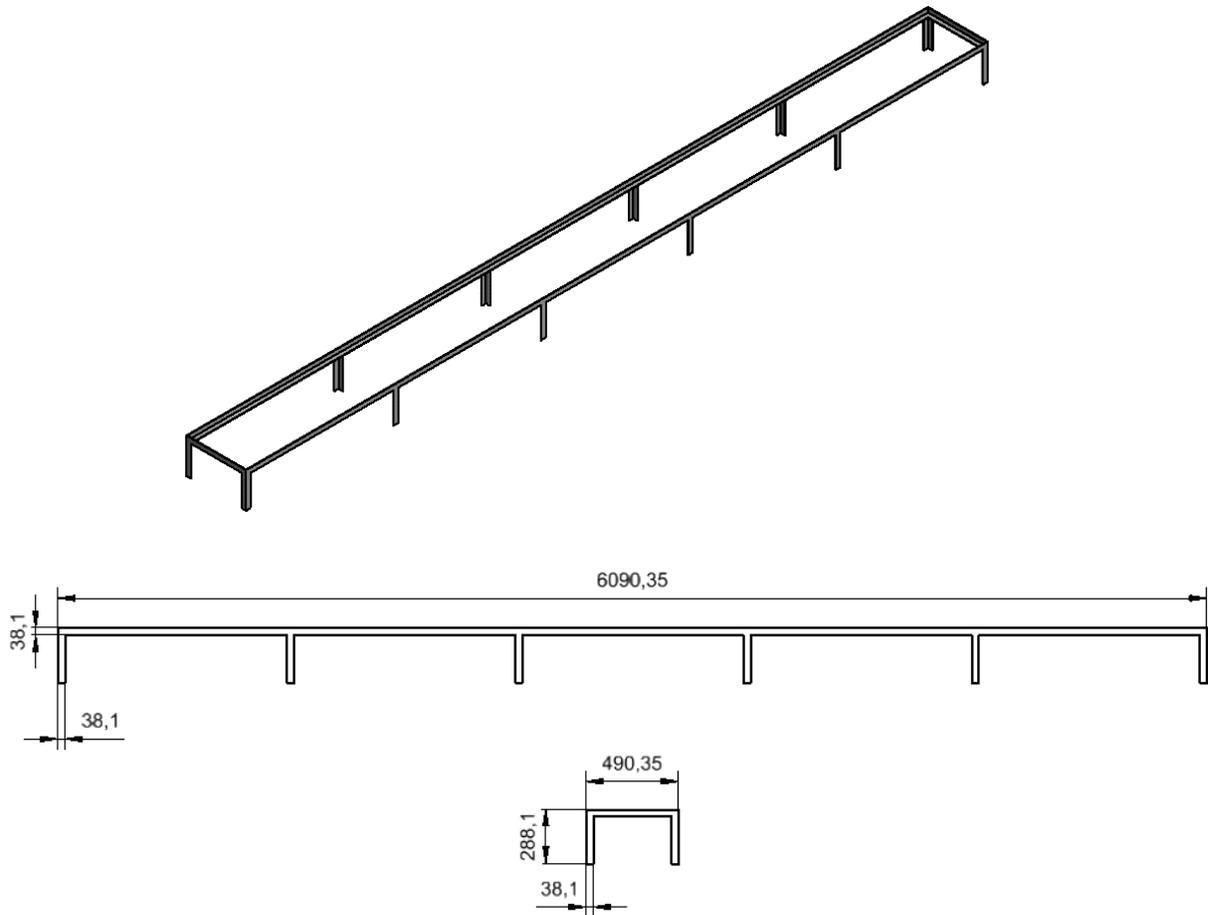
El tanque es el que se encuentra disponible en el Laboratorio de Energías Alternativas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia. Se pretende realizar 2 orificios de radio 17,5 mm para la instalación del banco de pruebas para bombas centrífugas. Por lo tanto, el tanque quedaría con las siguientes medidas:



Nota: Todas las medidas en mm.

*Figura 36: Medidas del tanque disponible en el laboratorio de energías alternativas, adaptado de Autodesk Inventor.*

Además el tanque posee una estructura metálica con las siguientes medidas:



Nota: Todas las medidas en mm.

*Figura 37: Medidas del soporte del tanque disponible en el laboratorio de energías alternativas, adaptado de Autodesk Inventor.*

## Bombas



*Figura 38: Tipo de bomba seleccionada en el diseño conceptual, adaptado del Catálogo del fabricante Pedrollo, 2019.*

Las bombas escogidas son 2 bombas centrífugas monofásicas de 1/2 hp modelo CPm 600 del fabricante Pedrollo, debido a ser más económicas (el precio es relativo) en comparación al modelo CP 600, el cual tiene la misma potencia, además de consumir menos energía y permitir la conexión a una red de 110 V. De otro lado, no se utiliza una bomba de mayor capacidad debido a que el modelo escogido puede cumplir las necesidades de operación del banco de pruebas.

## Ficha técnica de la bomba seleccionada

### CAMPO DE PRESTACIONES

- Caudal hasta **160 l/min** (9.6 m<sup>3</sup>/h)
- Altura manométrica hasta **56 m**

### LÍMITES DE USO

- Altura de aspiración manométrica hasta **7 m**
- Temperatura del líquido de **-10 °C** hasta **+90 °C**
- Temperatura ambiente hasta **+40 °C**
- Presión máxima en el cuerpo de la bomba:
  - **6 bar** para CP 600-610-620
- Funcionamiento continuo **S1**

### EJECUCIÓN Y NORMAS DE SEGURIDAD

EN 60335-1  
IEC 60335-1  
CEI 61-150

EN 60034-1  
IEC 60034-1  
CEI 2-3



### CERTIFICACIONES

Empresa con sistema de gestión certificado DNV  
ISO 9001: CALIDAD

### USOS E INSTALACIONES

Son recomendadas para bombear agua limpia, sin partículas abrasivas y líquidos químicamente no agresivos con los materiales que constituyen la bomba.

Por su confiabilidad y simplicidad encuentran un amplio uso en el sector doméstico y civil, particularmente para la distribución del agua acopladas a pequeños o medianos tanques autoclaves, para el vaciado o para la irrigación de huertos o jardines.

La instalación se debe realizar en lugares cerrados, bien aireados y protegidos de la intemperie.

### PATENTES - MARCAS - MODELOS

- Marca registrada n° 0001516350 CPm158
- Modelo comunitario registrado n° 002098434

### EJECUCIÓN BAJO PEDIDO

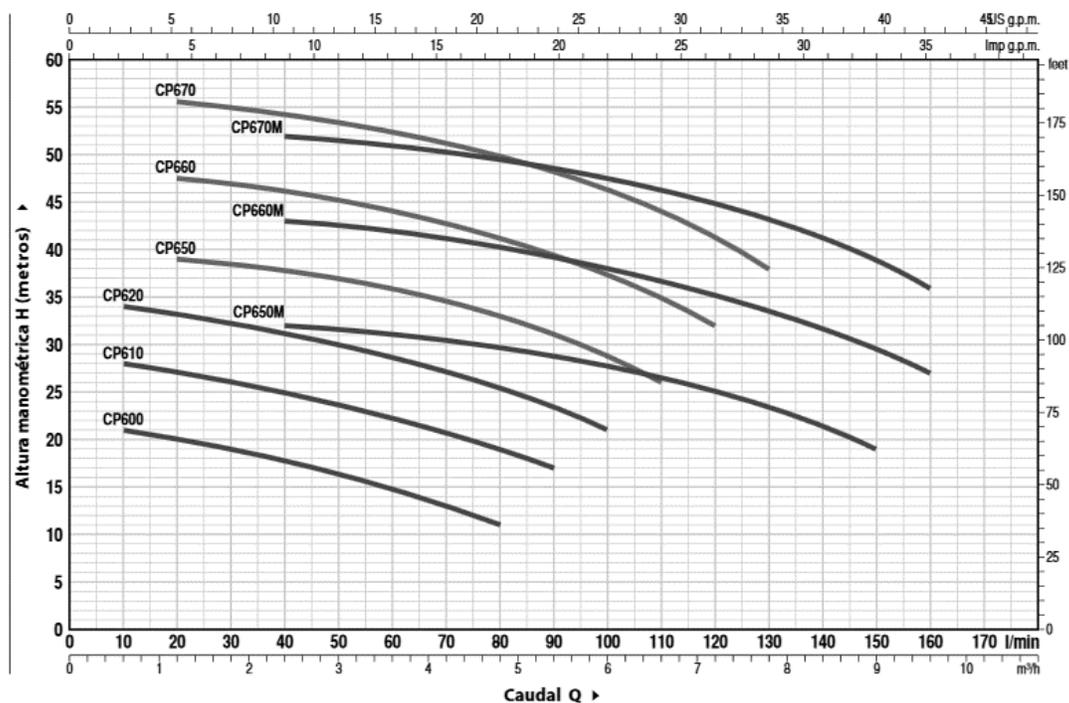
- Sello mecánico especial
- Otros voltajes
- Protección IP X5 para CP 650-660-670

### GARANTIA

2 años según nuestras condiciones generales de venta

### CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n = 3450 min<sup>-1</sup> HS = 0 m



MODELO		POTENCIA (P <sub>2</sub> )			Q	m <sup>3</sup> /h															
Monofásica	Trifásica	kW	HP	▲		0	0.6	1.2	2.4	3.6	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8	9.0	9.6			
						0	10	20	40	60	80	90	100	110	120	130	150	160			
CPm 600	CP 600	0.37	0.50	IE2		22	21	20	18	15	11										
CPm 610	CP 610	0.60	0.85	IE3	H metros	28.5	28	27	25	22	19	17									
CPm 620	CP 620	0.75	1			35	34	33	31	28.5	25.5	23.5	21								
CPm 650	CP 650	1.1	1.5			40	-	39	38	36	33.1	31.2	28.8	26							
CPm 660	CP 660	1.5	2			48	-	47.5	46	44	41	39.5	37.5	35	32						
CPm 670	CP 670	2.2	3			56	-	55.5	54.5	52.5	50	48.5	46.5	44	41.5	38					
CPm 650M	CP 650M	1.1	1.5			33	-	-	32	31	30	29	28	26.5	25	23	19				
CPm 660M	CP 660M	1.5	2			44	-	-	43	42	40	39	38	37	35.5	34	29.5	27			
CPm 670M	CP 670M	2.2	3			53	-	-	52	51	49.5	48.5	47.5	46.5	45	43.5	39	36			

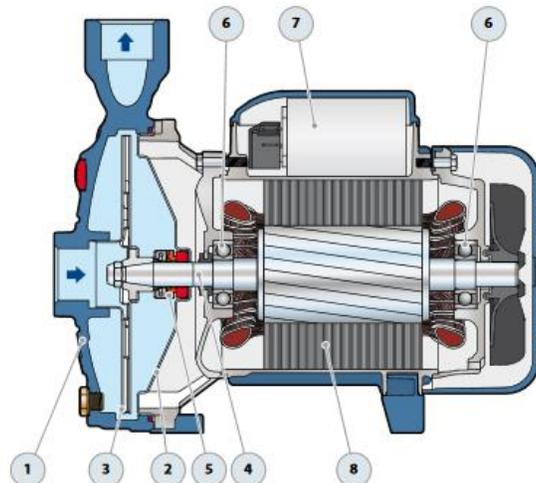
Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

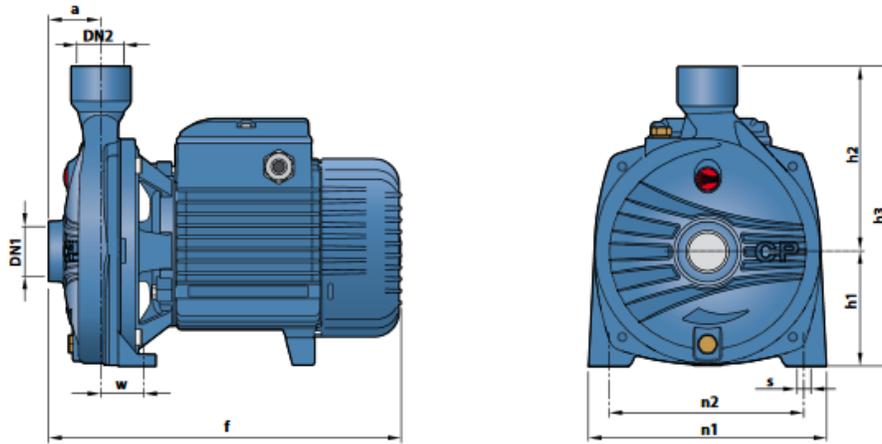
Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

▲ Clase de rendimiento del motor trifásico (IEC 60034-30-1)

## POS. COMPONENTE CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

1 CUERPO BOMBA	Hierro fundido con tratamiento de cataforesis con bocas roscadas ISO 228/1					
2 TAPA	Acero inoxidable AISI 304 (en hierro para CP 650-660-670-650M-660M-670M)					
3 RODETE	Acero inoxidable AISI 304					
4 EJE MOTOR	Acero inoxidable AISI 431					
5 SELLO MECANICO	<i>Electrobomba</i>	<i>Sello</i>	<i>Eje</i>	<i>Materiales</i>		
	<i>Modelo</i>	<i>Modelo</i>	<i>Dímetro</i>	<i>Anillo fijo</i>	<i>Anillo móvil</i>	<i>Elastómero</i>
	CP 600-610	AR-12	Ø 12 mm	Cerámica	Grafito	NBR
6 RODAMIENTOS	<i>Electrobomba</i>	<i>Modelo</i>				
	CP 600-610	6201 ZZ / 6201 ZZ				
7 CONDENSADOR	<i>Electrobomba</i>	<i>Capacidad</i>				
	<i>Monofásica</i>	<i>(220 V)</i>		<i>(110 V ø 127 V)</i>		
	CPm 600	10 µF - 450 VL		25 µF - 250 VL		
	CPm 610	14 µF - 450 VL		25 µF - 250 VL		
8 MOTOR ELÉCTRICO	CPm: monofásica 220 V - 60 Hz con protección térmica incorporada en el bobinado.					
	CP: trifásica 220/380 V - 60 Hz o 220/440 V - 60 Hz.					
	<p>➔ Las electrobombas trifásicas están equipadas con motores de alto rendimiento en clase IE2 hasta P<sub>2</sub>=0.60 kW y en clase IE3 desde P<sub>2</sub>=0.75 kW (IEC 60034-30-1)</p> <p>- Aislamiento: clase F</p> <p>- Protección: IP X4</p>					





MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm									kg	
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	f	h3	h1	h2	n1	n2	w	s	1~	3~
CPm 600	CP 600	1"	1"	42	257	205	82	123	165	135	38	11	7.0	7.7
CPm 610	CP 610				286	240	92	148	190	160	37		8.5	7.8
CPm 620	CP 620				367	260	110	150	206	165	44.5		11	11.0
CPm 650 - 650M	CP 650 - 650M	1 1/4"	1"	51	367	260	110	150	206	165	44.5	11	17.8	17.6
CPm 660 - 660M	CP 660 - 660M				367/387								18.9	17.9
CPm 670 - 670M	CP 670 - 670M				367/387								20.9	22.5

#### CONSUMO EN AMPERIOS

MODELO	TENSIÓN		
	220 V	110 V	127 V
CPm 600	2.7 A	5.5 A	5.2 A
CPm 610	4.0 A	8.0 A	8.0 A
CPm 620	6.0 A	12.0 A	10.4 A
CPm 650	8.8 A	17.6 A	16.0 A
CPm 650M	8.8 A	17.6 A	16.7 A
CPm 660	9.7 A	20.0 A	16.8 A
CPm 660M	9.7 A	19.0 A	18.4 A
CPm 670	13.2 A	25.0 A	22.9 A
CPm 670M	12.0 A	24.0 A	19.0 A

MODELO	TENSIÓN			
	220 V	380 V	220 V	440 V
CP 600	1.8 A	1.0 A	2.0 A	1.2 A
CP 610	2.8 A	1.6 A	2.6 A	1.5 A
CP 620	4.2 A	2.4 A	4.2 A	2.4 A
CP 650	7.5 A	4.3 A	5.8 A	3.2 A
CP 650M	7.5 A	4.3 A	5.8 A	3.2 A
CP 660	7.6 A	4.4 A	5.9 A	3.2 A
CP 660M	7.6 A	4.4 A	6.4 A	4.1 A
CP 670	7.5 A	4.3 A	5.8 A	3.2 A
CP 670M	8.6 A	5.0 A	7.8 A	4.5 A

Figuras 39, 40, 41 y 42: Ficha técnica de la bomba seleccionada en el diseño conceptual, adaptado del catálogo del fabricante Pedrollo, 2019.

#### Tubería

Para la selección de la tubería, se tomaron referencias de algunos bancos encontrados, además se busca la opción más económica. Entre algunas opciones estaban: manguera flexible de aluminio o acero, tubería de aluminio, acero galvanizado o acero inoxidable y tubería de PVC. Finalmente, se escogió tubería de PVC debido a la facilidad de instalación y desinstalación, mantenimiento, y a su peso y economía. El diámetro de ésta es el que permite la boca de la bomba, es decir, 1 in. Sin embargo, se pueden agregar accesorios en caso de requerir una tubería de diámetro mayor o menor.

Así pues, se escoge la tubería de PVC de 1 in encontrada comercialmente en Colombia, del fabricante PAVCO de referencia RDE13.5 PVC, la cuál tiene las siguientes especificaciones:

Basados en esta fórmula, PAVCO WAVIN S.A. produce tuberías de PVC RDE 9 , RDE 11, RDE 13.5, RDE 21, RDE 26, RDE 32.5 y RDE 41 para presiones de trabajo de 35.15, 28.12, 22.14, 14.06, 11.25, 8.79 y 7.03 kg/cm<sup>2</sup> respectivamente, y accesorios de PVC RDE 21 para 14.06 kg/cm<sup>2</sup> a 22°C.

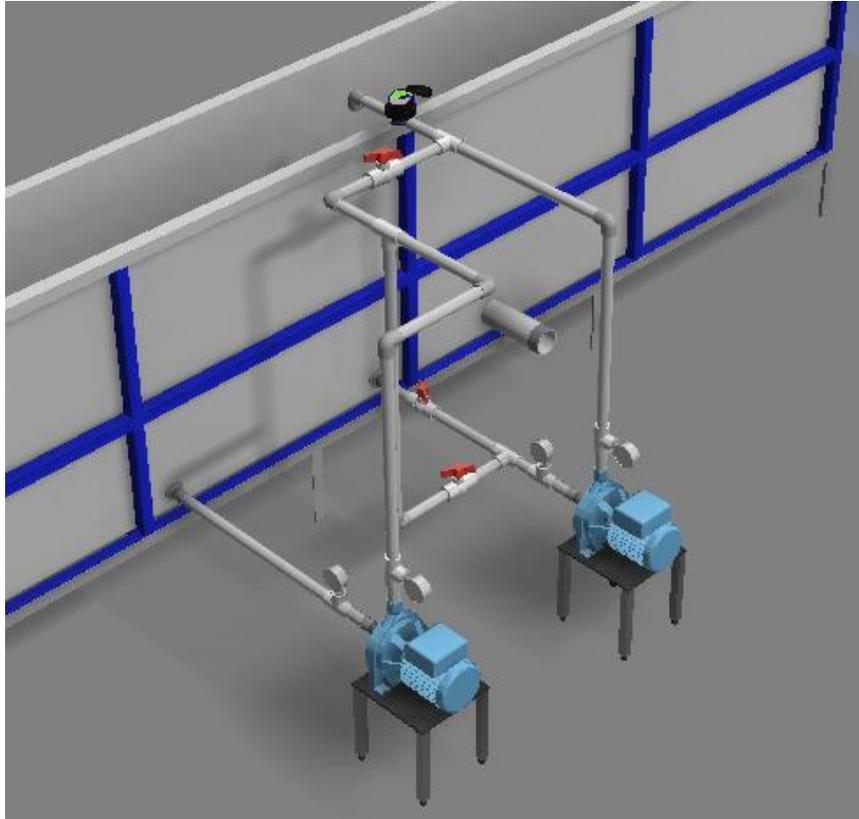
**Tuberías Presión PAVCO WAVIN**

	Diámetro Nominal		Referencia	Peso g/m	Diámetro Exterior Promedio		Espesor de Pared Mínimo		Diámetro Interior Promedio mm
	mm	pulg.			mm	pulg.	mm	pulg.	
<b>RDE 9 PVC</b> Presión de Trabajo a 23°C: 500 PSI	21	1/2	2900266	218	21.34	0.84	2.37	0.09	16.60
<b>RDE 11 PVC</b> Presión de Trabajo a 23°C: 400 PSI	26	3/4	2900210	304	26.67	1.05	2.43	0.09	21.81
<b>RDE 13.5 PVC</b> Presión de Trabajo a 23°C: 315 PSI	21	1/2	2902449	157	21.34	0.84	1.58	0.06	18.18
	33	1	2900213	364	33.40	1.31	2.46	0.09	28.48
<b>RDE 21 PVC</b> Presión de Trabajo a 23°C: 200 PSI	26	3/4	2900237	189	26.7	1.05	1.52	0.06	23.63
	33	1	2900220	252	33.4	1.31	1.60	0.06	30.20
	42	1.1/4	2900225	395	42.2	1.66	2.01	0.08	38.14
	48	1.1/2	2902450	514	48.3	1.90	2.29	0.09	43.68
	60	2	2902453	811	60.3	2.37	2.87	0.11	54.58

Figura 43: Características de la tubería seleccionada en el diseño conceptual, adaptado del catálogo del fabricante PAVCO WAVIN.

### Accesorios

Para el cálculo de los accesorios se realizó el diseño de un primer CAD en Autodesk Inventor:

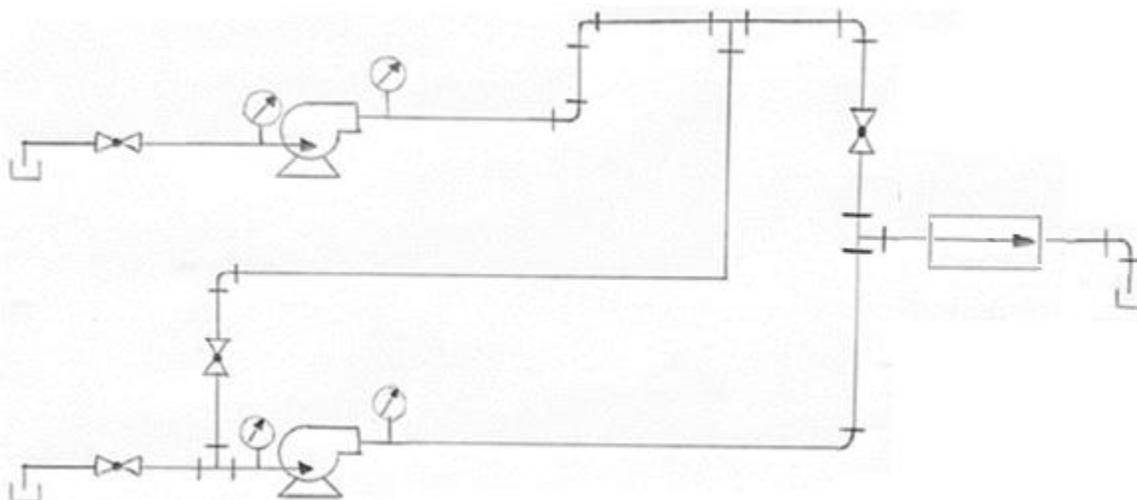


*Figura 44: CAD del sistema de tuberías propuesto en el diseño conceptual, adaptado de Autodesk Inventor.*

Luego, se obtienen los siguientes accesorios:

- 2 Bombas centrífugas marca Pedrollo de 0,5 hp.
- 2 Niples de tubería de PVC de 1 in.
- 6 Adaptadores hembra de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Adaptadores macho de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Adaptadores macho de tubería de PVC de ½ in.
- 2 Bridas ajustables de tubería de PVC.
- 6 Codos de 90° de tubería de PVC de 1 in.
- 3 Tees lisas de tubería de PVC de 1 in.
- 4 Tees roscadas de tubería de PVC de 1 in.
- 5 Metros de tubería de PVC de 1 in.
- 3 Válvulas de bola de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Manómetros.
- 2 Vacuómetros.
- 1 Medidor de caudal.
- 1 Metro de platina de acero de 1/8 in.
- 2 Metros de perfil cuadrado de acero de 1 in.

Finalmente, el diagrama PFD, a mano alzada, para el sistema del banco de pruebas propuesto es el siguiente:



*Figura 45: Diagrama PFD a mano alzada del diseño conceptual del banco de pruebas.*

## **Sensores**

### **Medidores de presión**

Para la entrada (succión) de las bombas es necesario la instalación de vacuómetros con el fin de medir presiones negativas que se puedan producir en las líneas de aspiración del sistema. Por esto, se propone el uso de vacuómetros mecánicos (análogos) con un rango de 100 kpa en vacío a 0 kpa, con una rosca de adaptación de  $\frac{1}{4}$  de in para facilitar su acoplamiento al sistema de tuberías.

Para la elección de los sensores a utilizar en la salida (descarga) de las bombas es necesario tener en cuenta la presión máxima que se tiene en el interior de las tuberías. De acuerdo, a las condiciones iniciales del sistema en el diseño conceptual, como bombas, sistema de tuberías y tanque, el sistema no supera los 150 psi de presión en el interior. Además, como se trabajará con agua en todo el sistema, se propone el uso de manómetros de glicerina para evitar el empañamiento, y de rango 0-150 psi, el mínimo rango de medición que se encuentra en este tipo de manómetros. Por otra parte, la rosca de adaptación propuesta es de  $\frac{1}{4}$  in, para facilitar el acoplamiento al sistema de tuberías.

### **Medidores de caudal**

Para la selección de los medidores de caudal es necesario tener en cuenta el fluido, en este caso agua, por esto, se selecciona un medidor de caudal de agua de tipo plástico de  $\frac{1}{2}$  in que se instalará en la salida del sistema de tuberías y se adecuará mediante acoples de tubería

roscada de 1 in a ½ in. Estos tienen un flujo mínimo de  $0,000008333 \frac{m^3}{s}$  el cuál es suficiente para nuestro sistema de tuberías y un flujo máximo de  $3 \frac{m^3}{h}$ , que no será superado en nuestro sistema de bombas propuesto.

### **Variador de frecuencia**

Para cambiar las revoluciones de la bombas y aumentar la experimentación en el laboratorio, es necesario la instalación de un variador de frecuencia, el cuál se elige utilizando la potencia de las bombas, 1 hp. Se escoge un variador de frecuencia Sinamics V20 de Siemens, de 1hp y 3,9 A, el cuál es suficiente para realizar el cambio de velocidad en las bombas seleccionadas. Este tiene una alimentación de 220 V.

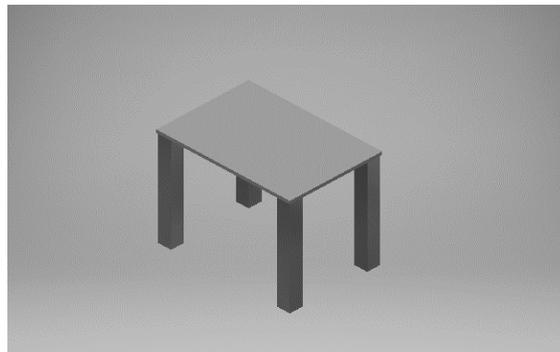
### **Electroválvula para control de caudal**

Para el control del caudal se selecciona una electroválvula de acuerdo al diámetro de las tuberías que se desea utilizar en el sistema, es decir, 1 in. La electroválvula seleccionada es de ½ in y requiere de acoples para adaptar al sistema propuesto. Esta trabaja en un rango de 20 kpa a 800 kpa, el cuál es suficiente para nuestro sistema de bombas, además tiene una alimentación de 110 V. El sistema de control se realizará en otra tesis enfocada en el control del sistema ya que en este caso solo se pretende el diseño del banco de pruebas.

### **Estructura**

Debido a que se desea que la estructura base de las bombas se pueda mover a través del laboratorio con facilidad, es necesario remitirse a la Norma Técnica Colombiana 5693-1, la cuál indica el valor de carga máximo recomendado para el levantamiento y movimiento de pesos livianos hasta una distancia de 20 m, de ahí que se restrinja el peso de la estructura a 25kg.

De acuerdo a esto, se proponen varias estructuras donde se escoge la opción más económica y liviana. De tal manera que se facilite el almacenamiento de las piezas del sistema. Para su fabricación se utiliza bases de acero 1020 cuadrados de 1 in y una platina de 1/8 in.



*Figura 46: Propuesta para la estructura base de las bombas, adaptado de Autodesk Inventor.*

Para el análisis estructural es necesario la masa de la estructura, la cuál se encuentra utilizando el programa Autodesk Inventor 2019.

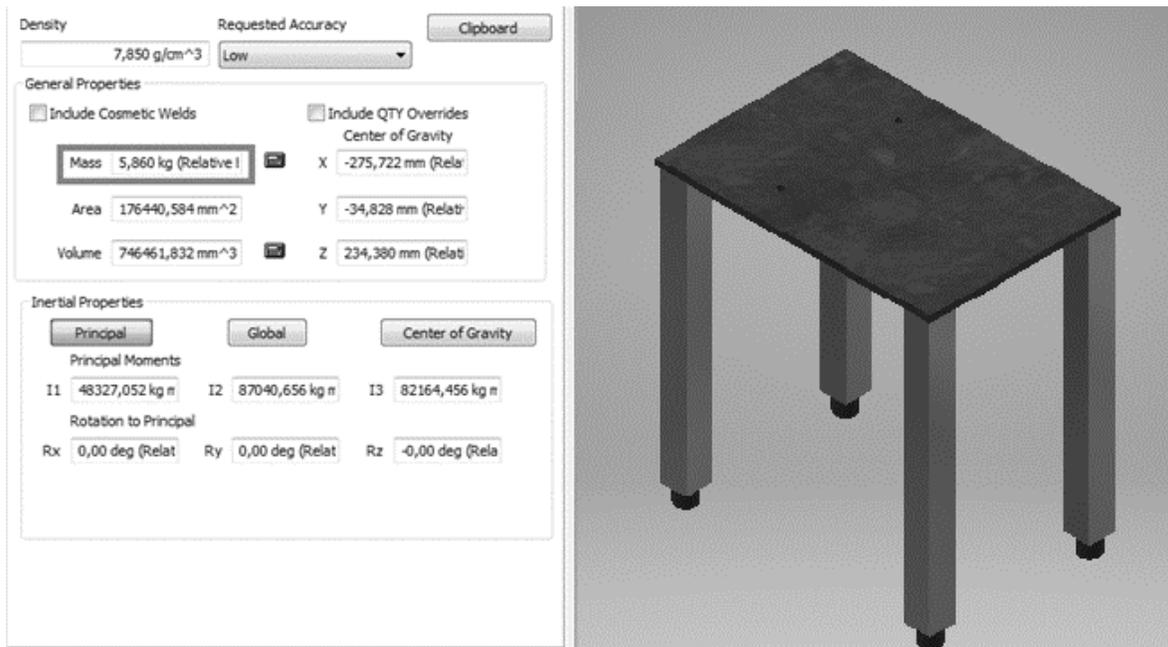


Figura 47: Masa de la estructura base de las bombas propuesta, adaptado de Autodesk Inventor.

Además, se adiciona la masa de la tubería, para la cuál es necesario remitirse al catálogo brindado por el fabricante PAVCO, nuevamente. En el cual se encuentra la masa de la tubería escogida por unidad de metro.

Icontec RES 0501 NTC 382

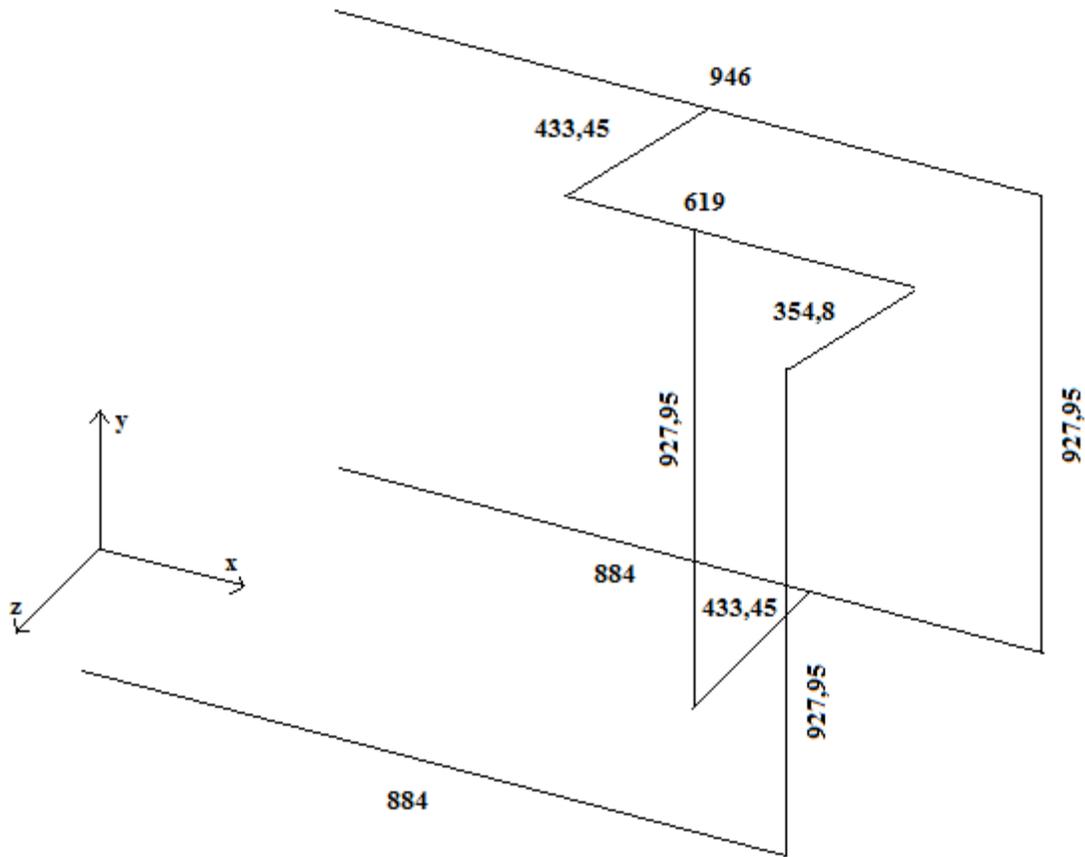
### Tuberías Presión PAVCO WAVIN

Diámetro Nominal		Referencia	Peso g/m	Diámetro Exterior Promedio		Espesor de Pared Mínimo		Diámetro Interior Promedio
mm	pulg.			mm	pulg.	mm	pulg.	
21	1/2	2902449	157	21.34	0.84	1.58	0.06	18.18
33	1	2900213	364	33.40	1.31	2.46	0.09	28.48

**RDE 13.5 PVC**  
Presión de Trabajo a 23°C: 315 PSI

Figura 48: Masa de la tubería seleccionada para el banco de pruebas, según el catálogo del fabricante PAVCO WAVIN.

Con este valor se calcula la masa esperada para el sistema de tuberías, con las medidas de las mismas utilizadas para el diseño propuesto.



Nota: Todas las medidas en mm.

Figura 49: Boceto de medidas del sistema de tuberías propuesto para el banco de pruebas.

Luego:

1.  $M_1 = 364 \frac{g}{m} \times 0,884 m = 321,8 g$
2.  $M_2 = 364 \frac{g}{m} \times 0,92795 m = 337,8 g$
3.  $M_3 = 364 \frac{g}{m} \times 0,3548 m = 129,2 g$
4.  $M_4 = 364 \frac{g}{m} \times 0,619 m = 225,3 g$
5.  $M_5 = 364 \frac{g}{m} \times 0,43345 m = 157,8 g$
6.  $M_6 = 364 \frac{g}{m} \times 0,946 m = 344,3 g$
7.  $M_7 = 364 \frac{g}{m} \times 0,92795 m = 337,8 g$

$$8. M_8 = 364 \frac{g}{m} \times 0,884 m = 321,8 g$$

$$9. M_9 = 364 \frac{g}{m} \times 0,43345 m = 157,8 g$$

$$10. M_{10} = 364 \frac{g}{m} \times 0,92795 m = 337,8 g$$

$$M_{Total\ de\ la\ tubería} = 2671,4 g \approx 2,7 kg$$

Para cálculos prácticos esta masa se distribuye equitativamente en las dos bases estructurales, por lo tanto, la nueva masa es la siguiente:

$$M_{Total\ tubería\ para\ 1\ base} = 1,35 [kg]$$

Además, para tener mayor certeza de la seguridad del sistema se tiene en cuenta la masa del agua que puede ser contenida en la tubería. Para ello se utiliza el programa ANSYS, en el cual se genera el negativo de la tubería para obtener de esa manera el volumen de agua que puede ser contenida en el recorrido de la tubería. El diámetro interno promedio de la tubería para generar su negativo es obtenido del catálogo del fabricante PAVCO:

Tuberías Presión PAVCO WAVIN									
Diámetro Nominal		Referencia	Peso	Diámetro Exterior Promedio		Espesor de Pared Mínimo		Diámetro Interior Promedio	
mm	pulg.		g/m	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	
21	1/2	2902449	157	21.34	0.84	1.58	0.06	18.18	
33	1	2900213	364	33.40	1.31	2.46	0.09	28.48	

Figura 50: Diámetro interior promedio de la tubería seleccionada para el banco de pruebas, según el catálogo del fabricante PAVCO WAVIN.

Y los resultados arrojados por el software ANSYS se pueden observar en la figura 51.

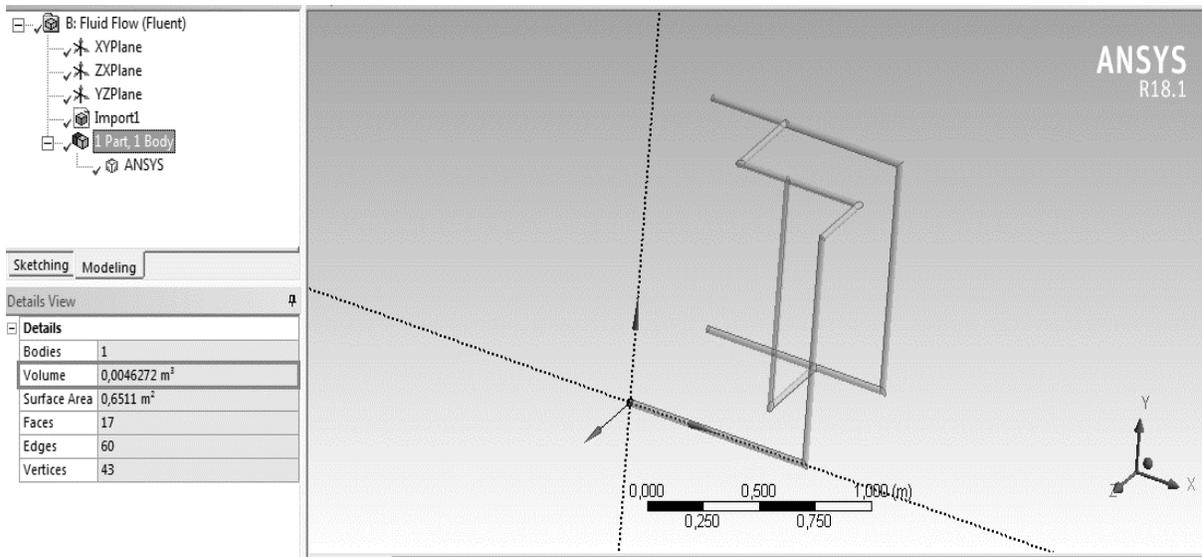


Figura 51: Volumen de agua máximo en el sistema de tuberías propuesto, adaptado de ANSYS.

Donde se puede observar que el volumen que se puede contener de agua a través de la tubería es de:

$$V = 0,0046722 \text{ m}^3$$

Con este valor es necesario determinar la densidad del agua para condiciones en la ciudad de Medellín, ya que cómo se pudo observar en el marco teórico, ésta varía con la temperatura y presión a la cual se encuentra. Por lo tanto, es necesario remitirse a la página de datos abiertos del gobierno para tener una mayor certeza de los valores introducidos para el cálculo de las propiedades del agua. Así pues:

Presión Atmosférica

Basado en [Presión Atmosférica](#)

Presión Atmosférica horaria.

CodigoEsta...	CodigoSen...	FechaOb: ↓	ValorObse...	NombreEs...	Departam...	Municipio	ZonaHidro...	Latitud	Longitud	Descripco...	UnidadMe...
2621500070	0255	2020 Dec 14 11...	813,4	ITUANGO - AUT	ANTIOQUIA	ITUANGO	CAUCA	7,175363889	-75,766358333	Presión Atmosf...	HPa
0023085080	0255	2020 Dec 14 11...	918,1	GRANJA EXPERI...	ANTIOQUIA	SAN ROQUE	MEDIO MAGDA...	6,483583333	-74,83669444	Presión Atmosf...	HPa
0023085270	0255	2020 Dec 14 11...	791,3	APTO J.M CORD...	ANTIOQUIA	RIONEGRO	MEDIO MAGDA...	6,169	-75,426	Presión Atmosf...	HPa
0027015330	0255	2020 Dec 14 11...	852,8	APTO OLAYA H...	ANTIOQUIA	MEDELLÍN	NECHÍ	6,221	-75,589	Presión Atmosf...	HPa
0023085080	0255	2020 Dec 14 10...	917,8	GRANJA EXPERI...	ANTIOQUIA	SAN ROQUE	MEDIO MAGDA...	6,483583333	-74,83669444	Presión Atmosf...	HPa
2621500070	0255	2020 Dec 14 10...	813,3	ITUANGO - AUT	ANTIOQUIA	ITUANGO	CAUCA	7,175363889	-75,766358333	Presión Atmosf...	HPa
0023085270	0255	2020 Dec 14 10...	791,4	APTO J.M CORD...	ANTIOQUIA	RIONEGRO	MEDIO MAGDA...	6,169	-75,426	Presión Atmosf...	HPa
2621500070	0255	2020 Dec 14 09...	813,3	ITUANGO - AUT	ANTIOQUIA	ITUANGO	CAUCA	7,175363889	-75,766358333	Presión Atmosf...	HPa
0023085270	0255	2020 Dec 14 09...	791	APTO J.M CORD...	ANTIOQUIA	RIONEGRO	MEDIO MAGDA...	6,169	-75,426	Presión Atmosf...	HPa

Figura 52: Presión atmosférica en la ciudad de Medellín, adaptado de <https://www.datos.gov.co>.

Se puede observar entonces que la presión medida más reciente es:

$$P_{Atm} = 852,8 \text{ HPa} = 85,28 \text{ kPa}$$

La temperatura promedio anual de la ciudad de Medellín fue hallada gracias a los datos encontrados en el Atlas IDEAM. El cuál tiene las mediciones para el período de 1981 a 2010.

VALORES MEDIO S MULTIANUALES DE TEMPERATURA MEDIA EN °C - PERIODO 1981 - 2010																				
CODIGO	CAT	NOMBRE ESTACION	MUNICIPIO	DEPTO	ALTITUD	LONGITUD	LATITUD	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
4801501	BP	Apto Vasquez Cobo	Leticia	Amazonas	84	-69,544	-4,199	26,0	26,0	26,1	26,0	25,7	25,1	25,1	25,7	26,1	26,3	26,3	26,0	26,9
2701507	BP	Apto Olaya Herrera	Medellin	Antioquia	1490	-75,589	6,221	22,4	22,7	22,7	22,4	22,6	22,9	23,1	23,1	22,4	21,8	21,8	21,9	22,5
1201502	AM	Uniban	Apartado	Antioquia	23	-76,651	7,826	26,5	26,6	26,9	27,0	26,8	26,7	26,7	26,7	26,5	26,4	26,3	26,4	26,6
3705501	BP	Apto Arauca	Arauca	Arauca	128	-70,738	7,069	27,4	28,3	28,8	27,7	26,6	25,8	25,7	26,1	26,6	26,8	26,9	26,9	26,9
2904502	BP	Apto E Cortissoz	Boledad	Atlantico	14	-74,774	10,895	26,7	26,8	27,2	27,8	28,2	28,2	28,0	28,1	27,8	27,4	27,5	27,1	27,6
1401502	BP	Apto Rafael Nunez	Cartagena	Bolivar	2	-75,521	10,450	26,7	26,8	27,1	27,8	28,3	28,5	28,3	28,4	28,3	28,0	27,9	27,2	27,8
2403513	CP	U P T C	Tunja	Boyaca	2690	-73,390	5,967	13,3	13,6	13,9	13,8	13,5	12,7	12,2	12,3	12,7	13,2	13,4	13,2	13,1
2403534	CP	Apto A Lleras C	Sogamoso	Boyaca	2500	-72,968	5,677	13,9	14,2	14,6	14,8	14,6	14,2	13,9	13,8	13,9	14,2	14,6	14,1	14,2
2615511	BP	Apto La Nubla	Manizales	Caldas	2062	-75,435	5,020	16,9	17,2	17,2	17,2	17,2	17,1	17,2	17,2	16,9	16,6	16,6	16,8	17,0
4403502	BB	Apto G Antunduega	Florencia	Caqueta	244	-75,560	1,688	26,9	26,6	26,2	25,7	25,5	24,8	24,6	25,2	25,7	26,0	26,2	26,5	25,8
3521501	CP	Apto Yopal	Yopal	Casanare	325	-72,383	5,317	28,2	28,7	28,5	26,6	25,7	25,1	24,9	25,4	26,0	26,2	26,7	27,2	26,4
2603503	BP	Apto G L Valencia	Popayan	Cauca	1797	-76,612	2,456	19,3	19,5	19,4	19,3	19,4	19,5	19,5	19,8	19,4	19,0	18,8	19,0	19,3
2803503	BP	Apto Alfonso Lopez	Valledupar	Cesar	138	-73,251	10,429	29,1	29,9	30,2	29,8	28,9	29,1	29,8	29,4	28,2	27,8	27,9	28,4	29,0
1104501	BP	Apto El Carano	Quibdo	Choco	93	-76,639	5,696	26,4	26,7	26,9	26,9	27,0	26,8	26,8	26,8	26,5	26,3	26,2	26,2	26,6
1308504	BB	Apto Los Garzones	Monteria	Córdoba	36	-75,635	8,831	28,0	28,2	28,5	28,7	28,3	28,3	28,3	28,0	27,8	27,7	27,5	27,7	28,1
2120579	BP	Apto Eldorado P+2	Bogota	Cundinamarca	2547	-74,142	4,696	13,3	13,7	13,9	14,1	14,1	13,9	13,5	13,6	13,5	13,5	13,6	13,4	13,7
2119512	CP	Ila Valsalloe	Fusagasuga	Cundinamarca	1460	-74,396	4,396	20,6	20,7	20,4	20,3	20,2	20,0	20,2	20,5	20,6	20,6	20,2	20,3	20,4

Figura 53: Temperatura promedio anual en la ciudad de Medellín, adaptado de <http://www.ideam.gov.co>.

Según los datos brindados por el IDEAM, la temperatura promedio anual de Medellín es 22,5 °C, para mayor practicidad del cálculo se toma como 23 °C.

Para el cálculo de las propiedades del agua se utiliza el software EES:

EES Equations Window

P\_medellin=85,28 [kPa]  
T\_medellin=23 [°C]

rho=Density(Water;T=T\_medellin;P=P\_medellin)

---

EES Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

P\_medellin = 85,28 [kPa]                      ρ = 997,6 [kg/m<sup>3</sup>]                      T\_medellin = 23 [°C]

Figura 54 Cálculo de la densidad del agua en la ciudad de Medellín utilizando el Software EES.

Finalmente, con el volumen de agua que pasa a través de la tubería y la densidad del agua en la ciudad de Medellín, se procede a calcular la masa de agua que puede ser contenida en el sistema de tuberías, de la siguiente manera:

$$M_{agua} = 997,6 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \times 0,0046722 [m^3] \cong 4,66 [kg]$$

Para cálculos prácticos esta masa se distribuye equitativamente en las dos bases estructurales, por lo tanto, la nueva masa es la siguiente:

$$M_{agua \text{ para } 1 \text{ base}} = 2,33 [kg]$$

Ahora, se debe adicionar la masa de la bomba que soportará la base, la cuál se puede encontrar en el catálogo de Pedrollo en la figura 41. Para la bomba escogida es de 7 kg cada una. Así, al sumar todas las masas determinadas anteriormente, se obtiene la masa total del sistema, sin embargo, cómo ya se mencionó, para cálculos prácticos esta masa se distribuye equitativamente en las dos bases.

$$M_{Total \text{ del sistema}} = 16,54 [kg]$$

Luego, la fuerza que genera la masa del sistema sobre la estructura estará distribuida en los 2 pernos de sujeción de las bombas y tendrá una magnitud total de 166 N. Para efectos prácticos el sistema se puede visualizar de la siguiente manera:

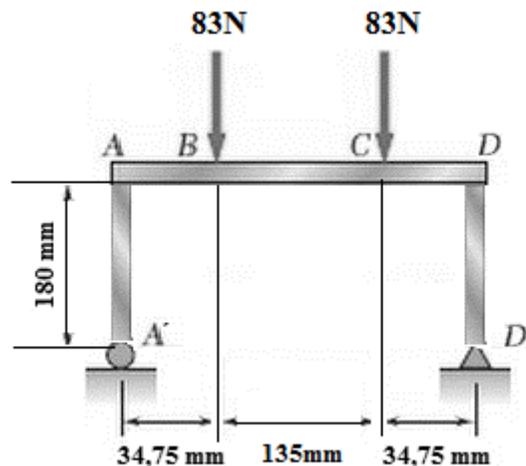


Figura 55: Simplificación del sistema estructural de la base de las bombas para 2 dimensiones.

En la siguiente tabla se encuentran propiedades de algunos materiales para ingeniería. En este caso, concierne el Módulo de Elasticidad para el acero al carbono, del cuál está hecha la estructura.

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Figura 56: Propiedades de algunos metales y aleaciones, adaptado de *Metals Handbook*, ASME.

Ahora, es necesario conocer el área de la sección transversal de las vigas que sostendrán la estructura. Para ello, se utiliza el programa Autodesk Inventor o se puede conocer según el tamaño de perfil a usar, el cuál es un perfil cuadrado macizo de 1 in.

De esta manera, se procede a calcular la deflexión máxima de la estructura. Así:

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$A = 625 \text{ mm}^2$$

$$\delta_{M\acute{a}x} = \frac{PL}{EA}$$

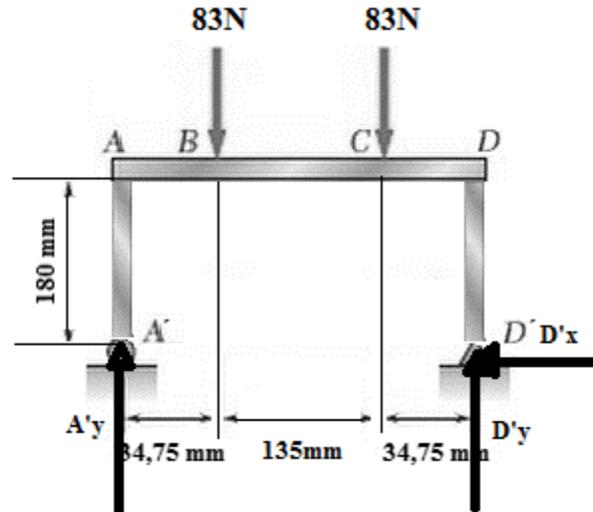


Figura 57: Diagrama de fuerzas en dos dimensiones para la estructura base de cada bomba.

$$\sum F_{y|A'} = 166 = A'y + D'y \quad (1)$$

$$\sum M_{A'} = (83 \times 34,75) + (83 \times 132,75) = D'y(204,5)$$

$$\Rightarrow D'y = 83 \text{ [N]} \quad (2)$$

Reemplazando (2) en (1):

$$A'y = 83 \text{ [N]}$$

Finalmente,

$$\delta_{M\acute{a}x} = \frac{83 \text{ [N]} \times 0,24 \text{ [m]}}{(207 \times 10^9 \text{ [Pa]}) \times (0,000625 \text{ [m}^2\text{)})}$$

$$\delta_{M\acute{a}x} = 0,000000153 \text{ m}$$

$$\delta_{M\acute{a}x} = 0,000153 \text{ mm}$$

Este valor es una aproximación, ya que como se puede observar el sistema está simplificado para poder utilizar la resistencia de materiales en 2 dimensiones. Por otra parte, se puede observar que la deflexión máxima en la estructura es insignificante, sin embargo se desea aislar las vibraciones y el ruido. Para ello se quiere instalar aisladores de vibraciones en las bases de la estructura, así se procede a buscar un aislador, que cumpla las necesidades de operación, en el catálogo del fabricante Iac Acoustics, el procedimiento se muestra a continuación. Se quiere dejar constancia del cálculo realizado por si en algún momento es necesario construir un sistema más grande al propuesto.

Se tienen las rpm de las bombas (3450 rpm) y una deflexión mínima, la carga máxima de la estructura, 17 kg, está dividida en 4 soportes por lo que cada soporte recibe 4,25 kg. El tipo de soporte seleccionado se muestra a continuación.

### Cylindrical Rubber Mounts

**Product Description**

Cylindrical vibration mounts are manufactured from natural rubber, vulcanised to galvanised steel plates with central male or female threads. Available in different rubber compounds for environments with oil or ozone, acid or for the food industry.

They are also available in different hardness's where the standard hardness is 45 Sh. The same mount in a harder compound can carry more load.

**Application**

The SD range of mounts are mainly used to dampen noise and vibrations from stationary machinery such as ventilators, pumps, electric motors, converters and compressors.

It is constructed to be used in compression, but can handle minor shear forces.



Figura 58: Ficha técnica del soporte aislador de vibraciones seleccionado, adaptado del catálogo del fabricante Iac Acoustics.

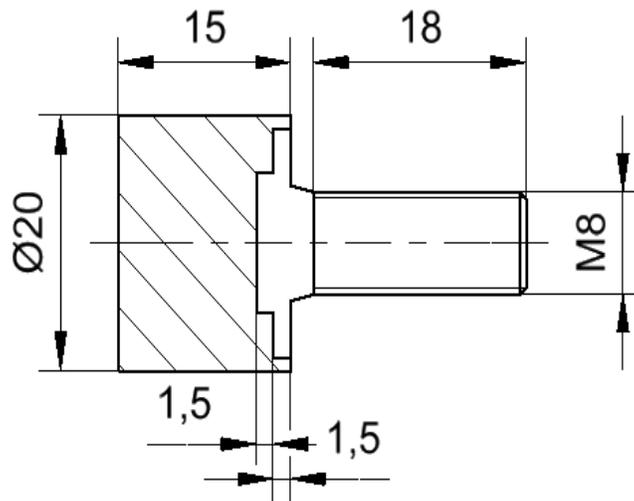
**[ ALSO AVAILABLE IN STAINLESS STEEL ]**

Other sizes available from stock, please call for more information

Dimensions		Max. Load (kg)	Static Deflection* (mm)		
Diameter (mm)	Height (mm)			Thread (Male)	Thread (Female)
10	10	5	1.4	M4x10mm	M4
20	15	15	1.9	M8x18mm	M6
20	20	15	3.2	M6x18mm	M6
20	25	15	4.4	M6x18mm	M6
25	10	25	1.5	M6x18mm	M6
25	15	25	2.1	M6x18mm	M6
25	20	25	3.1	M6x18mm	M6
25	25	25	4.5	M6x18mm	M6
25	30	25	5.8	M6x18mm	M6
30	15	35	1.4	M8x20mm	M8
30	20	35	2.8	M8x20mm	M8
30	25	35	4.0	M8x20mm	M8

Figura 59: Ficha técnica del soporte aislador de vibraciones seleccionado, adaptado del catálogo del fabricante Iac Acoustics.

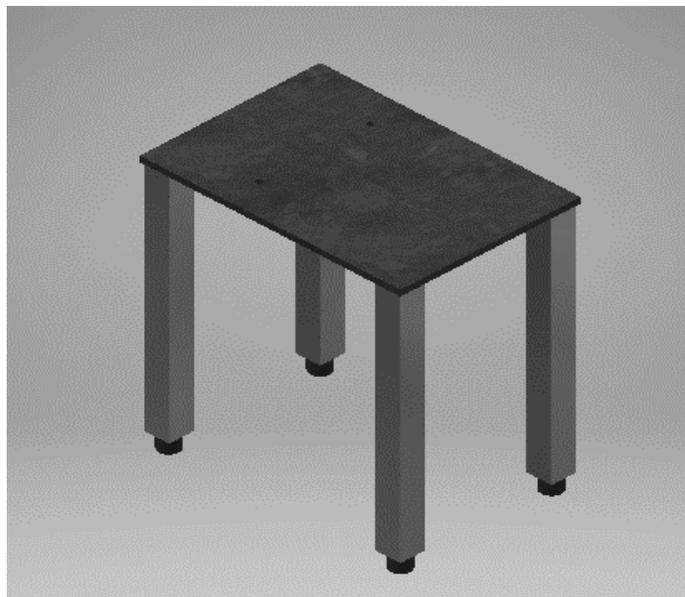
Cómo se menciona anteriormente, la carga a la que está sometida cada soporte es de 4,25 kg, sin embargo se escoge uno resistente a 15kg de carga en caso de que se desee utilizar bombas más grandes, por ejemplo de 1hp o mayor capacidad. En todo caso, la deflexión calculada es muy inferior a la máxima resistida por el soporte. Este soporte puede ser fabricado en la industria colombiana de cauchos, por lo que aún siendo una parte comercial se anexarán los planos en caso de ser requerida su fabricación.



Nota: Todas las unidades en mm.

*Figura 60: Plano de fabricación del soporte aislador de vibraciones propuesto en el diseño conceptual.*

Finalmente, el diseño de la estructura propuesto es el que se puede observar en la figura 61.



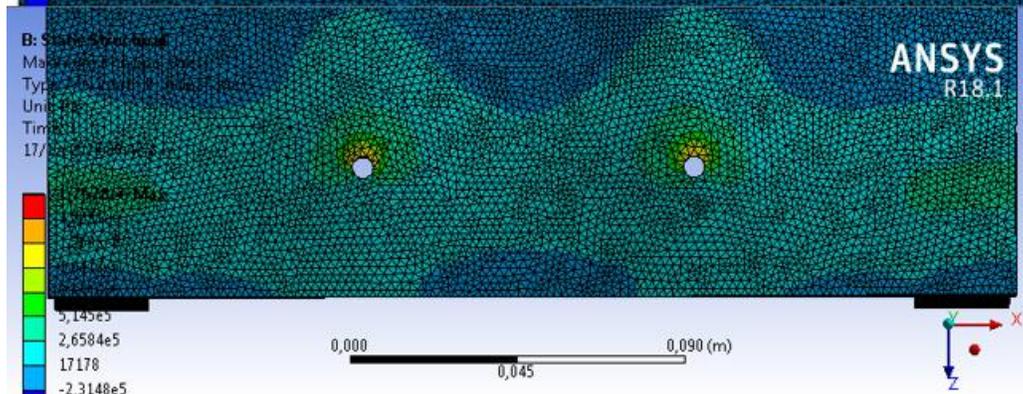
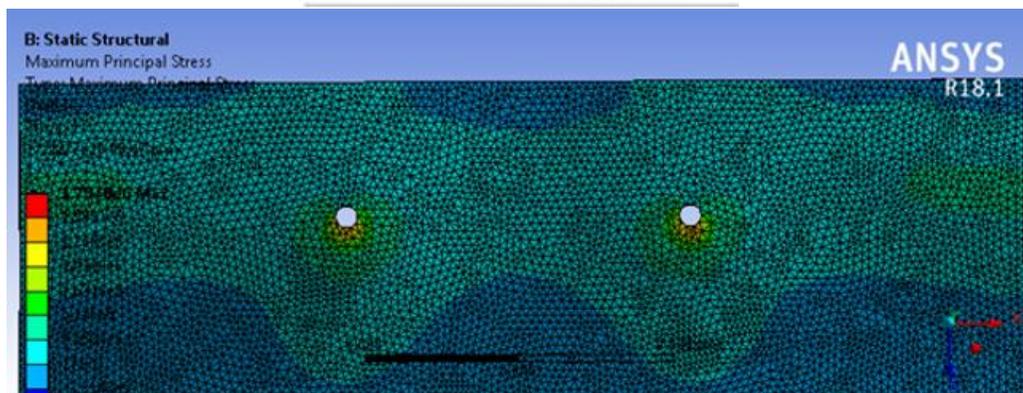
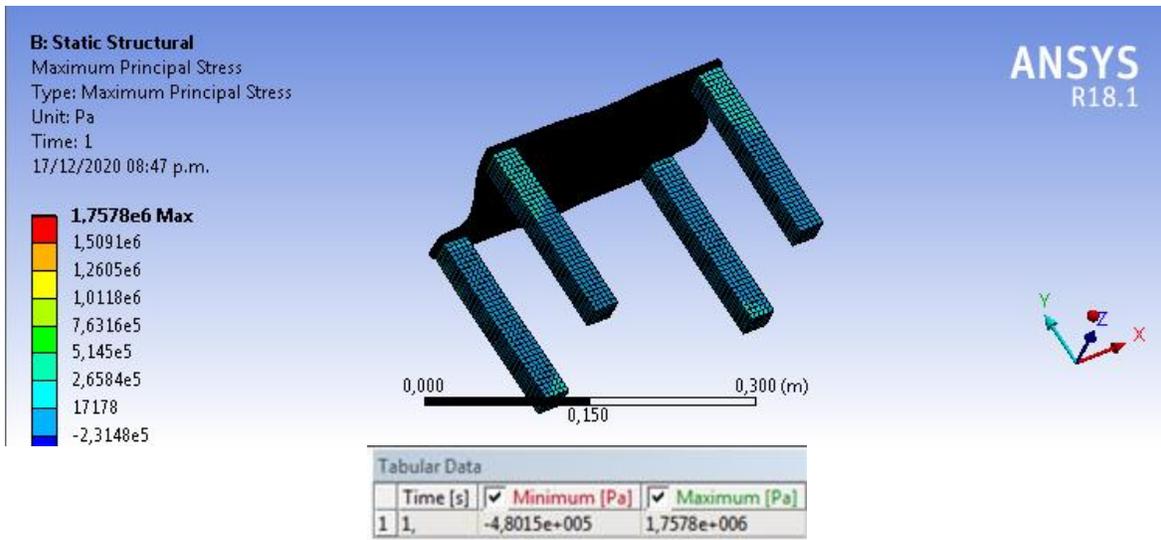
*Figura 61: Propuesta final para la estructura base de las bombas, adaptado de Autodesk Inventor.*

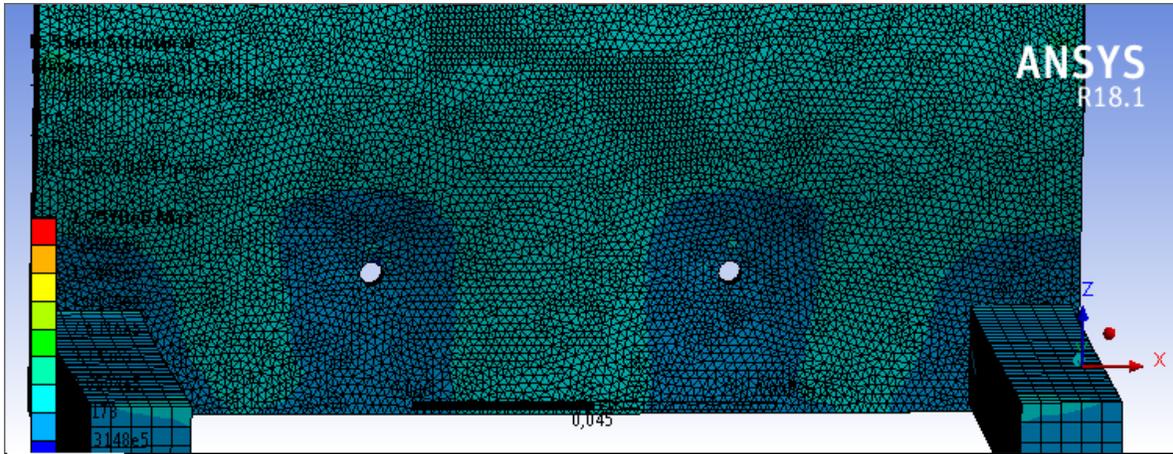
## Capítulo 4: Diseño Preliminar

En este capítulo se pretende realizar todos los ensayos computacionales para comprobar el correcto funcionamiento del sistema. Primero, se procede a realizar el análisis estructural estático con la ayuda del software ANSYS.

### Pruebas estructurales

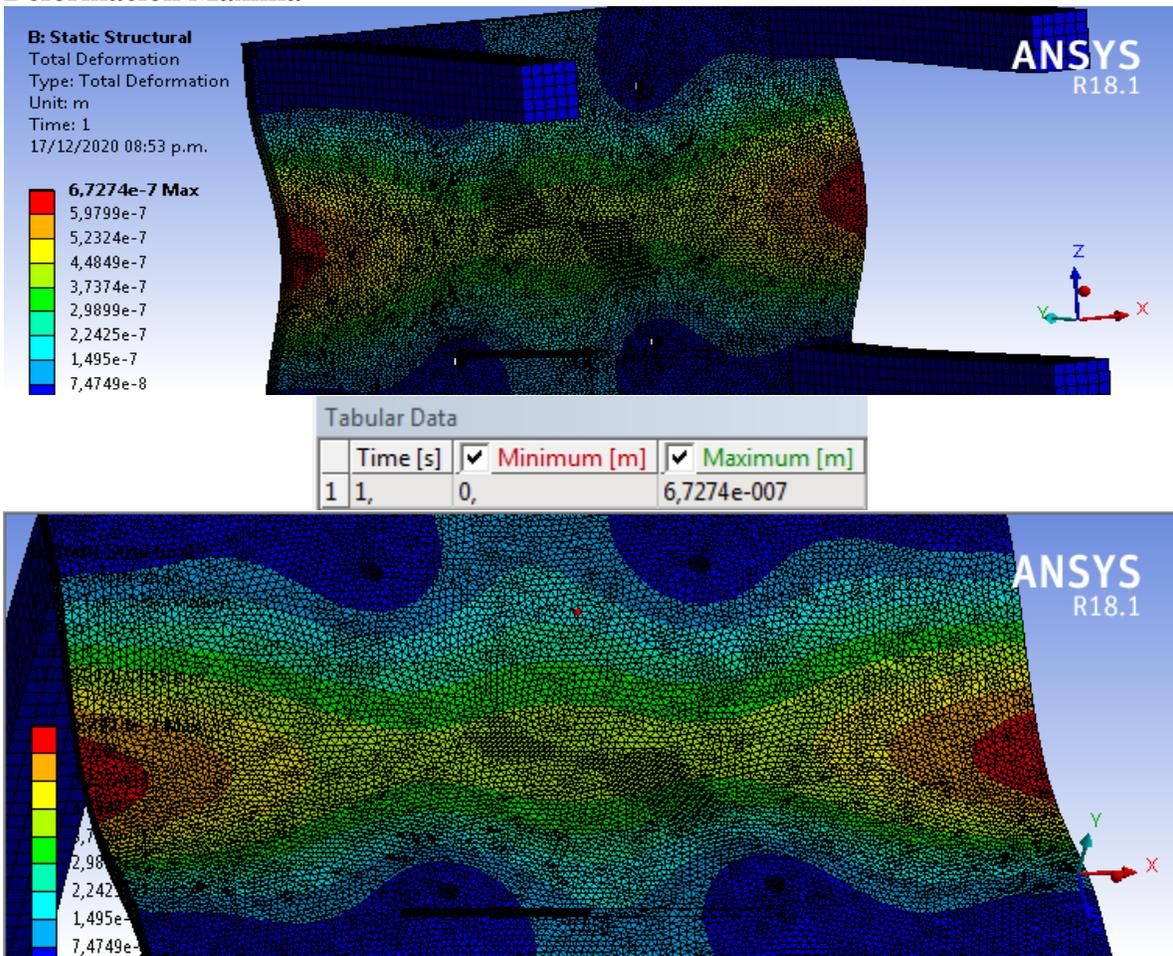
#### Esfuerzo Máximo





Figuras 62, 63, 64 y 65: Verificación de resistencia al esfuerzo máximo en la estructura propuesta, adaptado de ANSYS.

### Deformación Máxima



Figuras 66 y 67: Verificación de resistencia a la deformación máxima en la estructura propuesta, adaptado de Ansys.

Para el sistema de bombas se utilizan 2 bombas marca Pedrollo referencia CPM-600 de capacidad 0,5 hp, las cuales tienen una boca de carga y descarga de 1 in, por lo tanto, la tubería que se utiliza es una tubería de PVC del fabricante PAVCO de 1 in, para facilitar el mantenimiento, ensamble y disminuir los costos del sistema.

Para los cálculos de pérdidas del sistema se utilizan los caudales que se encuentran descritos en el catálogo del fabricante Pedrollo, para así facilitar la comparación de los resultados al evaluar las bombas en las simulaciones realizadas. Los caudales por utilizar son:

$$Q_1 = 5 \frac{L}{min} = 0,000083333 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = 10 \frac{L}{min} = 0,000166666 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_3 = 15 \frac{L}{min} = 0,00025 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_4 = 20 \frac{L}{min} = 0,000333333 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_5 = 25 \frac{L}{min} = 0,000416666 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_6 = 30 \frac{L}{min} = 0,0005 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_7 = 35 \frac{L}{min} = 0,000583333 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_8 = 40 \frac{L}{min} = 0,000666666 \frac{m^3}{s}$$

$$1 L = 0,001 m^3$$

$$1 min = 60 s$$

Primero, se debe conocer el área de la sección transversal de la tubería a utilizar, conociendo el diámetro interno de éstas, se determina fácilmente.

Se conoce el diámetro interno de las tuberías. Del catálogo del fabricante PAVCO se tiene que:

$$D = 0,02848 m$$

Del área de un círculo se puede conocer el área de la sección transversal de las tuberías:

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A = 0,000637 m^2$$

Posteriormente, se procede a calcular la velocidad del fluido en la tubería, utilizando la ecuación de definición de caudal expuesta en el marco teórico, así:

$$V_n = \frac{Q_n}{A}; \quad n=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8.$$

$$V_1 = \frac{0,000083333}{0,000637} = 0,13082 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = \frac{0,000166666}{0,000637} = 0,26164 \frac{m}{s}$$

$$V_3 = \frac{0,00025}{0,000637} = 0,39247 \frac{m}{s}$$

$$V_4 = \frac{0,000333333}{0,000637} = 0,52328 \frac{m}{s}$$

$$V_5 = \frac{0,000416666}{0,000637} = 0,65411 \frac{m}{s}$$

$$V_6 = \frac{0,0005}{0,000637} = 0,78493 \frac{m}{s}$$

$$V_7 = \frac{0,0005833333}{0,000637} = 0,91575 \frac{m}{s}$$

$$V_8 = \frac{0,0006666666}{0,000637} = 1,04657 \frac{m}{s}$$

Ahora, para el cálculo del Número de Reynolds, ecuación de definición del número de Reynolds en el marco teórico, es necesario conocer la viscosidad cinemática, para la ciudad de Medellín, para ello se utiliza el software EES.

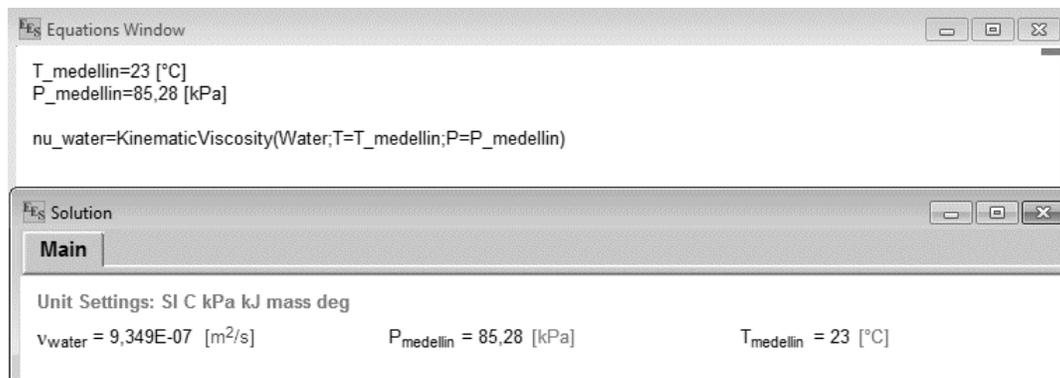


Figura 68: Cálculo de la viscosidad cinemática, para el agua, en la ciudad de Medellín, utilizando el software EES.

$$v = 9,35 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Ahora, se puede conocer el Número de Reynolds.

$$NR_n = \frac{V_n \times D}{v}; \quad n=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8.$$

$$NR_1 = \frac{0,13082 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 3985$$

$$NR_2 = \frac{0,26164 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 7970$$

$$NR_3 = \frac{0,39247 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 11955$$

$$NR_4 = \frac{0,52328 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 15939$$

$$NR_5 = \frac{0,65411 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 19924$$

$$NR_6 = \frac{0,78493 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 23909$$

$$NR_7 = \frac{0,91575 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 27894$$

$$NR_8 = \frac{1,04657 \times 0,02848}{9,35 \times 10^{-7}} = 31878$$

Utilizando el software Pipe Flow Expert se obtiene la rugosidad del PVC.

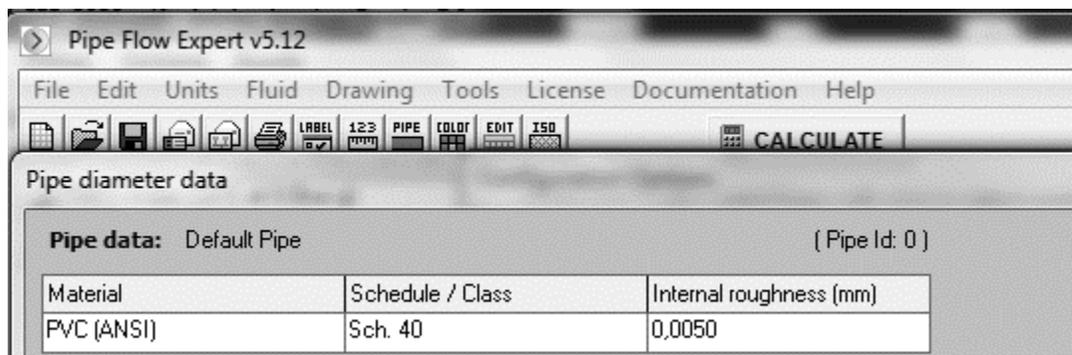


Figura 69: Rugosidad absoluta para tuberías lisas de PVC,  $\epsilon$ , adaptado del Software Pipe Flow Expert.

Entonces  $\varepsilon = 0,005 \text{ mm}$ . Ahora, se utiliza el Diagrama de Moody para el cálculo del factor de fricción.

Primero, es necesario calcular la relación de Rugosidad absoluta y Diámetro de la tubería.

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,005}{28,48} \cong 0,000176$$

Para  $NR_1$ :

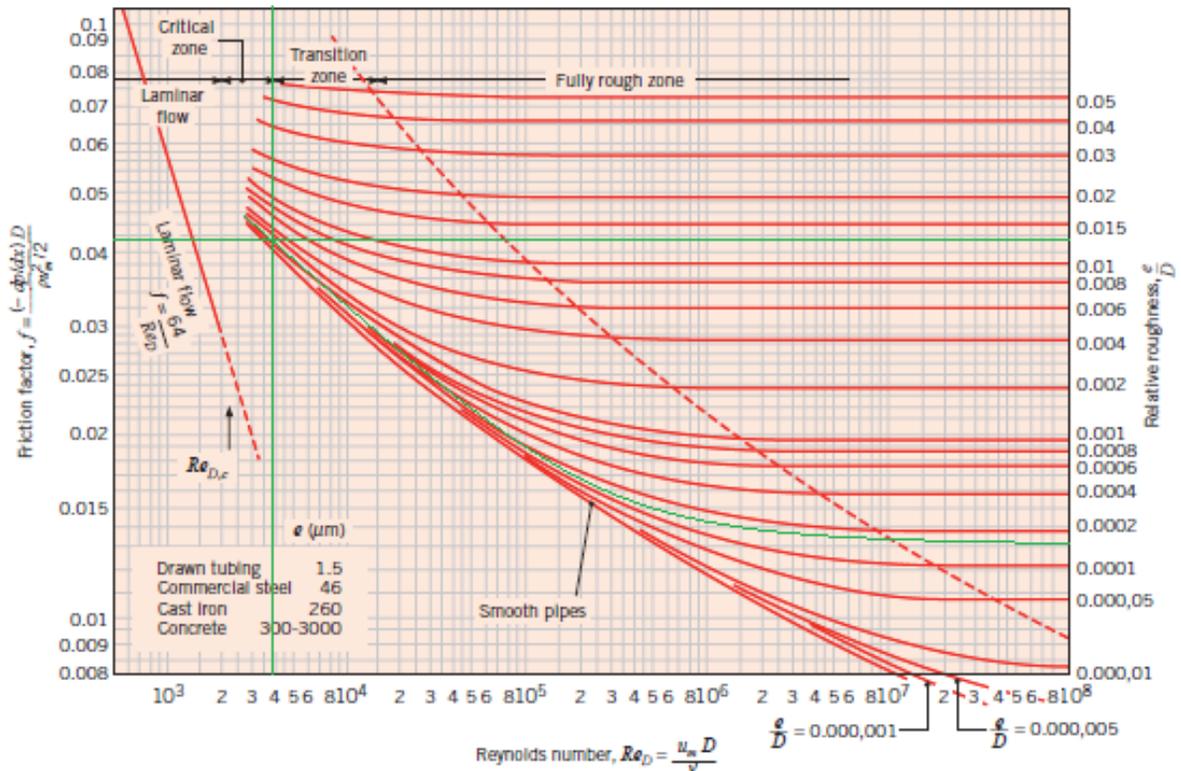


Figura 70: Obtención del factor de fricción para el caudal 1 utilizando el diagrama de Moody, adaptado de Incropera.

Entonces, se puede decir que los factores de fricción (f) hallados son:

$\varepsilon/D$	Caudal [L/min]	Factor de fricción
0,000176	5	0,0418
	10	0,0341
	15	0,0319
	20	0,0289
	25	0,0276
	30	0,0263
	35	0,0254
	40	0,0248

La longitud de la tubería total es la suma de las secciones de tubería sin contar los accesorios, ya que para estos existe un método más efectivo para calcular las pérdidas a través de estos. Entonces, se debe hallar la relación entre la longitud total de la tubería y el diámetro, así:

$$\frac{L_{Total}}{D} = \frac{0,884 + 0,92795 + 0,3548 + 0,619 + 0,43345}{0,02848} = 113,034$$

Ahora, se procede a calcular el coeficiente de resistencia utilizando la ecuación (11.1) para los caudales a evaluar.

$$K_1 = 0,0418 * 113,034 = 4,725$$

$$K_2 = 0,0341 * 113,034 = 3,854$$

$$K_3 = 0,0319 * 113,034 = 3,606$$

$$K_4 = 0,0289 * 113,034 = 3,267$$

$$K_5 = 0,0276 * 113,034 = 3,120$$

$$K_6 = 0,0263 * 113,034 = 2,973$$

$$K_7 = 0,0254 * 113,034 = 2,871$$

$$K_8 = 0,0248 * 113,034 = 2,803$$

Luego, se utiliza la ecuación de pérdidas primarias expuesta en el marco teórico para el cálculo de estas pérdidas a través de la tubería.

	K	Velocidad <sup>2</sup>	Gravedad	H (Pérdidas en mca)
Caudal 1	4,725	0,017113872	9,78	0,004134103
Caudal 2	3,854	0,06845549		0,013488111
Caudal 3	3,606	0,154032701		0,028396826
Caudal 4	3,267	0,273821958		0,045734987
Caudal 5	3,120	0,427859892		0,06824759
Caudal 6	2,973	0,616115105		0,093645716
Caudal 7	2,871	0,838598063		0,123088703
Caudal 8	2,803	1,095308765		0,156960658

Para las pérdidas a través de los accesorios que hay en la tubería, se utilizan las aproximaciones que se encuentran en Mott (2006) para simplificación de cálculos de pérdidas en tuberías.

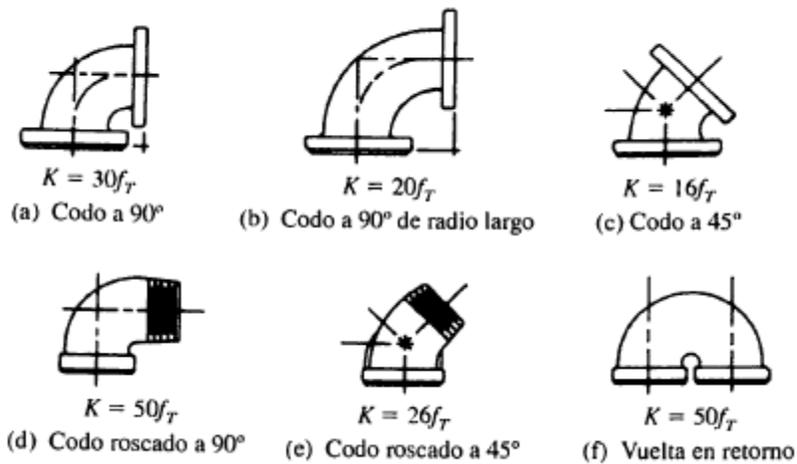


Figura 71: Simplificaciones para el cálculo de coeficiente de resistencia en accesorios de tubería, según Mott.

El sistema de tubería a simular está compuesto por 5 secciones y 4 cambios de dirección mediante codos de 90° de radio corto, estos también se pueden encontrar en el catálogo del fabricante PAVCO.

Diámetro Nominal		Referencia
mm	pulg	
21	1/2	2901122
26	3/4	2901144
33	1	2901105
42	1.1/4	2901114
48	1.1/2	2901110
50	2	2901117

Figura 72: Características de los codos propuestos para el sistema de tuberías, según el catálogo del fabricante PAVCO WAVIN.

Los nuevos coeficientes de resistencia para cada codo de 90° son:

$$K_1 = 0,0418 * 30 = 1,254$$

$$K_2 = 0,0341 * 30 = 1,023$$

$$K_3 = 0,0319 * 30 = 0,957$$

$$K_4 = 0,0289 * 30 = 0,867$$

$$K_5 = 0,0276 * 30 = 0,828$$

$$K_6 = 0,0263 * 30 = 0,789$$

$$K_7 = 0,0254 * 30 = 0,762$$

$$K_8 = 0,0248 * 30 = 0,744$$

Luego, las pérdidas en los 4 codos para los caudales de trabajo se muestran en la siguiente tabla:

	K	Velocidad <sup>2</sup>	G	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 4 codos) [mca]
Caudal 1	1,254	0,017113872	9,78	0,001097178	0,004388711
Caudal 2	1,023	0,06845549		0,003580264	0,014321056
Caudal 3	0,957	0,154032701		0,007536263	0,03014505
Caudal 4	0,867	0,273821958		0,0121372	0,048548801
Caudal 5	0,828	0,427859892		0,01811186	0,072447442
Caudal 6	0,789	0,616115105		0,024852496	0,099409983
Caudal 7	0,762	0,838598063		0,032669311	0,130677244
Caudal 8	0,744	1,095308765		0,041662051	0,166648205

Finalmente, las pérdidas totales calculadas para los caudales evaluados son:

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 4 codos)	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,004134103	0,004388711	0,00852
Caudal 2	0,013488111	0,014321056	0,02781
Caudal 3	0,028396826	0,03014505	0,05854
Caudal 4	0,045734987	0,048548801	0,09428
Caudal 5	0,06824759	0,072447442	0,14070
Caudal 6	0,093645716	0,099409983	0,19306
Caudal 7	0,123088703	0,130677244	0,25377
Caudal 8	0,156960658	0,166648205	0,32361

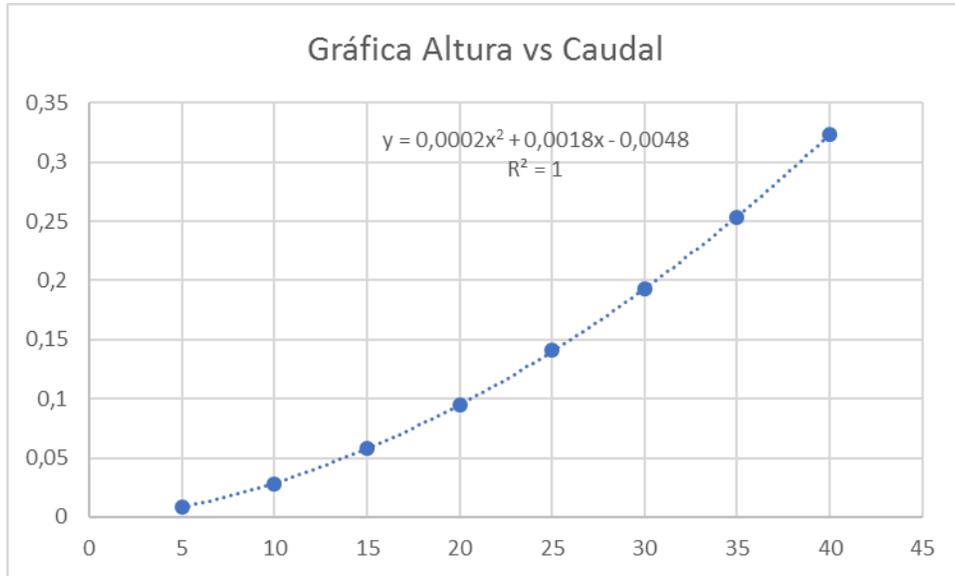


Figura 73: Gráfica de pérdidas de carga contra caudal para el tramo I del sistema de tuberías.

Del mismo modo, se procede a calcular las pérdidas para el tramo de la otra bomba.

$$\frac{L_{Total}}{D} = \frac{0,884 + 0,92795 + 0,946}{0,02848} = 96,84$$

$$K_1 = 0,0418 * 96,84 = 4,048$$

$$K_2 = 0,0341 * 96,84 = 3,302$$

$$K_3 = 0,0319 * 96,84 = 3,089$$

$$K_4 = 0,0289 * 96,84 = 2,799$$

$$K_5 = 0,0276 * 96,84 = 2,673$$

$$K_6 = 0,0263 * 96,84 = 2,547$$

$$K_7 = 0,0254 * 96,84 = 2,460$$

$$K_8 = 0,0248 * 96,84 = 2,402$$

	K	Velocidad <sup>2</sup>	Gravedad	H (Pérdidas en mca)
Caudal 1	4,048	0,01711387	9,78	0,003541767
Caudal 2	3,302	0,06845549		0,011556239
Caudal 3	3,089	0,1540327		0,024325512
Caudal 4	2,799	0,27382196		0,039183418
Caudal 5	2,673	0,42785989		0,05846981
Caudal 6	2,547	0,6161151		0,080227258
Caudal 7	2,460	0,83859806		0,105467854
Caudal 8	2,402	1,09530876		0,134505708

Para el cálculo de las pérdidas en los accesorios en este tramo solo se incluyen 3 secciones con dos cambios de dirección utilizando codos de 90°.

	K	Velocidad <sup>2</sup>	G	Pérdidas en m	H (total en los 2 codos ) [mca]
Caudal 1	1,254	0,01711387	9,78	0,00109718	0,002194355
Caudal 2	1,023	0,06845549		0,00358026	0,007160528
Caudal 3	0,957	0,1540327		0,00753626	0,015072525
Caudal 4	0,867	0,27382196		0,0121372	0,024274401
Caudal 5	0,828	0,42785989		0,01811186	0,036223721
Caudal 6	0,789	0,6161151		0,0248525	0,049704992
Caudal 7	0,762	0,83859806		0,03266931	0,065338622
Caudal 8	0,744	1,09530876		0,04166205	0,083324102

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 2 codos ) [mca]	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,003541767	0,002194355	0,00574
Caudal 2	0,011556239	0,007160528	0,01872
Caudal 3	0,024325512	0,015072525	0,03940
Caudal 4	0,039183418	0,024274401	0,06346
Caudal 5	0,05846981	0,036223721	0,09469
Caudal 6	0,080227258	0,049704992	0,12993
Caudal 7	0,105467854	0,065338622	0,17081
Caudal 8	0,134505708	0,083324102	0,21783

Finalmente, la gráfica de altura vs caudal queda de la siguiente manera:

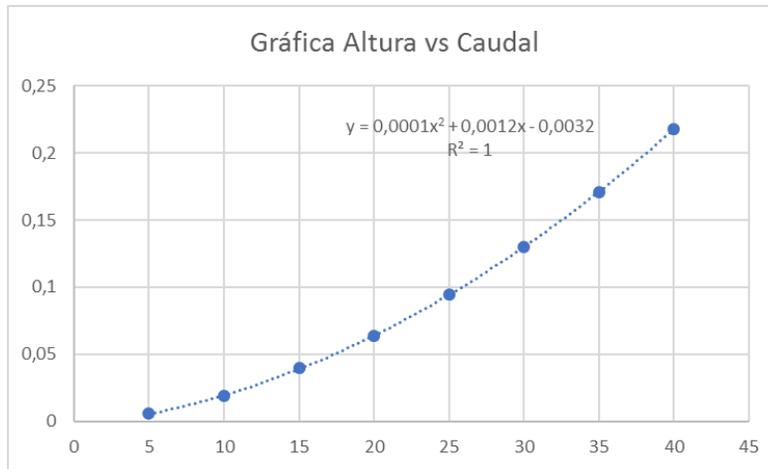


Figura 74: Gráfica de pérdidas de carga contra caudal para el tramo 2 del sistema de tuberías.

## Simulaciones

Para tener un resultado de las simulaciones más acertado se usa el software Pipe Flow Expert y ANSYS.

## Pipe Flow Expert

### Tramo 1

### Caudal 1

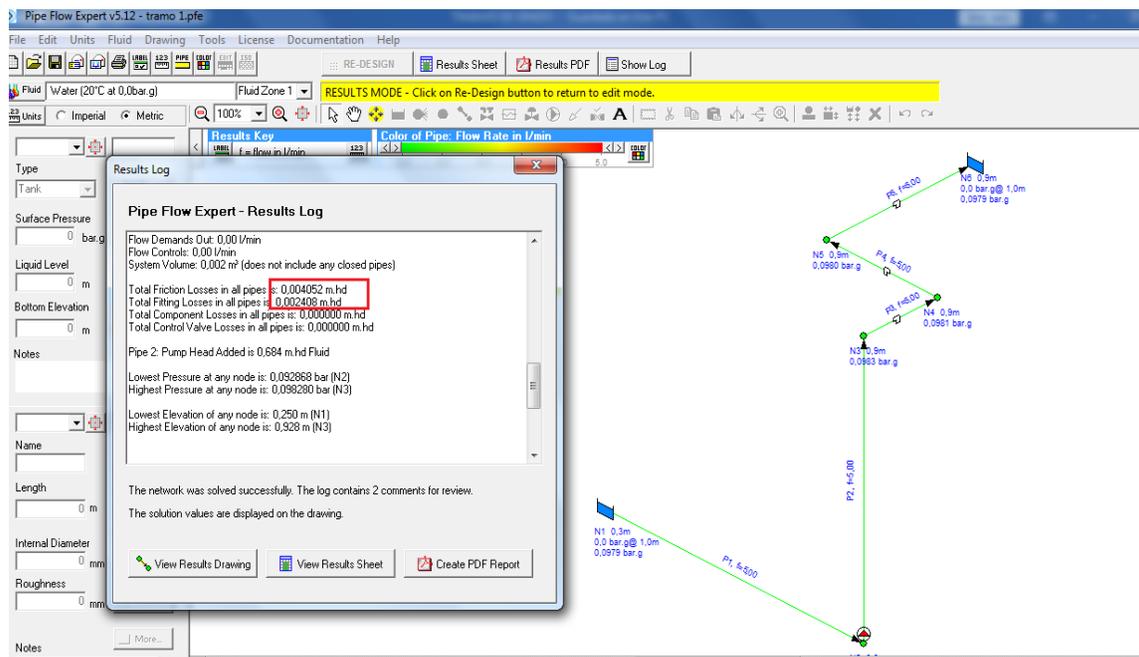


Figura 75: Resultados de la simulación en PFE para el Caudal 1 en el tramo 1, adaptado de Pipe Flow Expert.

## Tramo 2

### Caudal 1

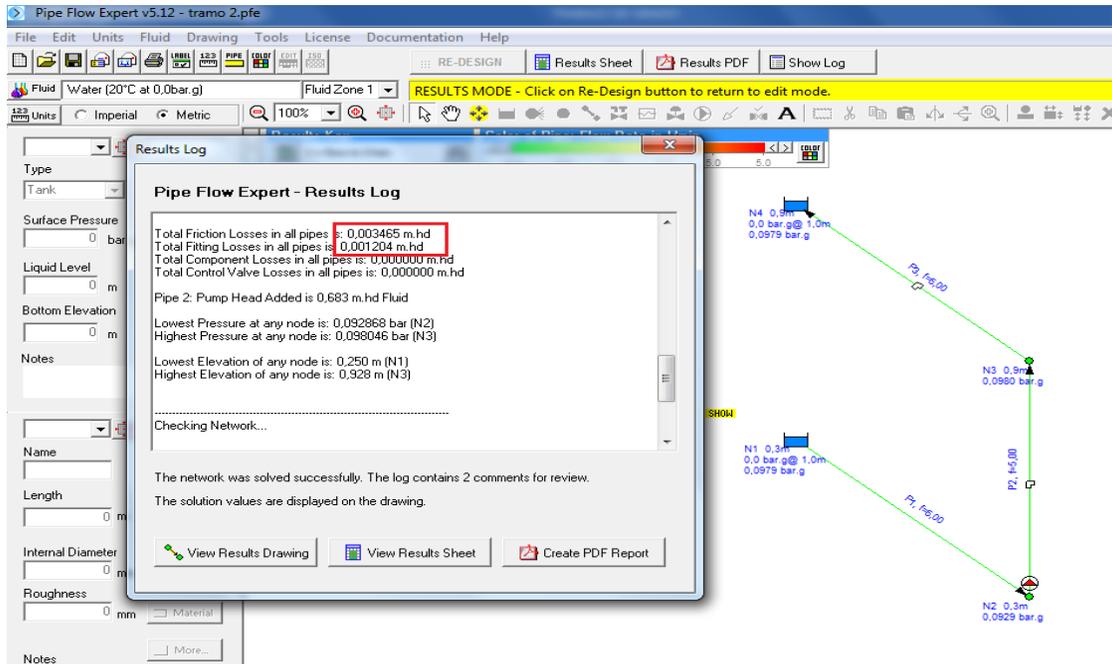


Figura 76: Resultados de la simulación en PFE para el Caudal 1 en el tramo 2, adaptado de Pipe Flow Expert.

## Resultados

### Tramo 1

#### Resultados de los cálculos teóricos

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 4 codo	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,004134103	0,004388711	0,00852
Caudal 2	0,013488111	0,014321056	0,02781
Caudal 3	0,028396826	0,03014505	0,05854
Caudal 4	0,045734987	0,048548801	0,09428
Caudal 5	0,06824759	0,072447442	0,14070
Caudal 6	0,093645716	0,099409983	0,19306
Caudal 7	0,123088703	0,130677244	0,25377
Caudal 8	0,156960658	0,166648205	0,32361

#### Resultados Pipe Flow Expert

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 4 codos ) [mca]	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,004052	0,002408	0,00646
Caudal 2	0,013328	0,009632	0,02296
Caudal 3	0,02695	0,021672	0,048622
Caudal 4	0,044616	0,038528	0,083144
Caudal 5	0,066065	0,0602	0,126265
Caudal 6	0,91164	0,086688	0,998328
Caudal 7	0,1198	0,117992	0,237792
Caudal 8	0,151885	0,154112	0,305997

Cálculo teórico	Pipe Flow	Error	Error %
0,004134103	0,004052	0,01985984	1,99%
0,013488111	0,013328	0,01187055	1,19%
0,028396826	0,026965	0,05042205	5,04%
0,045734987	0,044616	0,02446675	2,45%
0,06824759	0,066065	0,03198047	3,20%
0,093645716	0,091164	0,02650112	2,65%
0,123088703	0,1198	0,02671816	2,67%
0,156960658	0,151885	0,03233713	3,23%

## Tramo 2

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 2 codos ) [mca]	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,003541767	0,002194355	0,00574
Caudal 2	0,011556239	0,007160528	0,01872
Caudal 3	0,024325512	0,015072525	0,03940
Caudal 4	0,039183418	0,024274401	0,06346
Caudal 5	0,05846981	0,036223721	0,09469
Caudal 6	0,080227258	0,049704992	0,12993
Caudal 7	0,105467854	0,065338622	0,17081
Caudal 8	0,134505708	0,083324102	0,21783

	H (Pérdidas en mca)	H (total en los 2 codos ) [mca]	Pérdidas totales [mca]
Caudal 1	0,003465	0,001204	0,004669
Caudal 2	0,011398	0,004816	0,016214
Caudal 3	0,02361	0,010836	0,034446
Caudal 4	0,038155	0,019264	0,057419
Caudal 5	0,056498	0,0301	0,086598
Caudal 6	0,077963	0,043344	0,121307
Caudal 7	0,102452	0,058996	0,161448
Caudal 8	0,129891	0,077056	0,206947

Cálculo teórico	Pipe Flow	Error	Error
0,003541767	0,003465	0,02167467	2,17%
0,011556239	0,011398	0,01369291	1,37%
0,024325512	0,023061	0,05198295	5,20%
0,039183418	0,038155	0,02624626	2,62%
0,05846981	0,056498	0,03372356	3,37%
0,080227258	0,077963	0,02822305	2,82%
0,105467854	0,102452	0,02859501	2,86%
0,134505708	0,129891	0,03430864	3,43%

### Análisis de resultados

Es evidente que hay una pequeña desviación en los resultados obtenidos. Esto se debe a varios factores, entre ellos el error humano en la selección de algunos coeficientes y la incoherencia entre las fuentes de referencia.

En las pérdidas primarias, se puede observar un margen mínimo de error, el cual no supera el 5% en todos los resultados obtenidos, debido principalmente a la selección del factor de fricción. Ya que se calcula utilizando el diagrama de Moody, el cual está muy sujeto al error humano.

Por otro lado, en el caso de las pérdidas por accesorios, se halla incoherencia entre las fuentes referenciadas. El cálculo de las pérdidas teóricas se realiza utilizando un factor de aproximación encontrado en algunos libros, sin embargo, el software tiene otra manera de encontrar las pérdidas por accesorios. En la figura XX y XX, se muestran las diferencias encontradas.

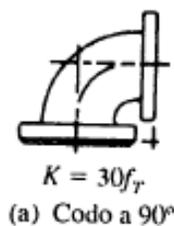


Fig. 77: Aproximación en las pérdidas por accesorios calculadas teóricamente, según Mott.

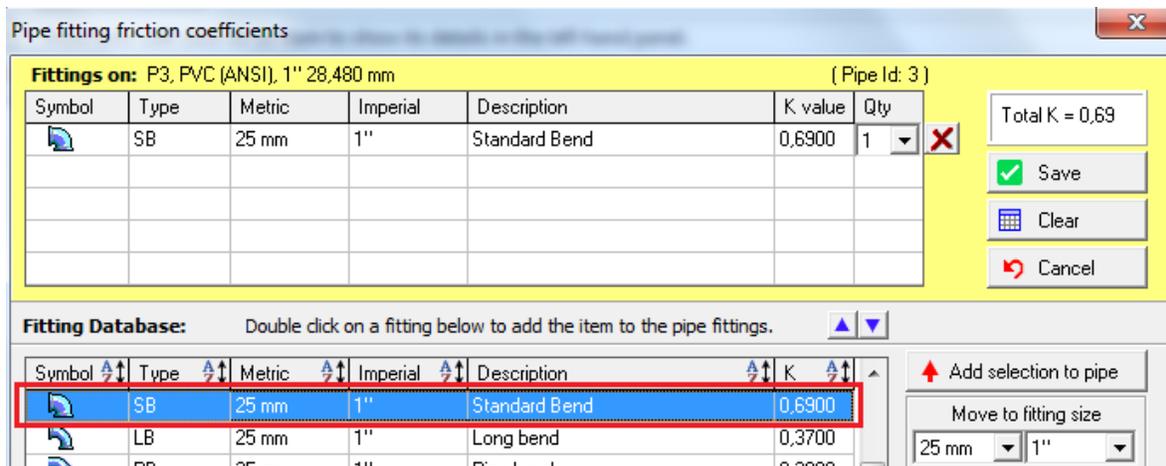


Fig. 78: Aproximación en las pérdidas por accesorios calculadas con el uso del software Pipe Flow Expert.

Sin embargo, los resultados de las pérdidas primarias, los cuáles solo dependen de la longitud de la tubería y el coeficiente de fricción presentan un error mínimo que no supera en ninguno de los caudales el 6% de error.

### Presupuesto de fabricación

- 2 Bombas centrífugas marca Pedrollo de 0,5 hp.
- 2 Niples de tubería de PVC de 1 in.
- 6 Adaptadores hembra de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Adaptadores macho de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Adaptadores macho de tubería de PVC de 1/2 in.
- 2 Bridas ajustables de tubería de PVC.
- 6 Codos de 90° de tubería de PVC de 1 in.
- 3 Tees lisas de tubería de PVC de 1 in.
- 4 Tees roscadas de tubería de PVC de 1 in.
- 5 Metros de tubería de PVC de 1 in.
- 3 Válvulas de bola de tubería de PVC de 1 in.
- 2 Manómetros.
- 2 Vacuómetros.
- 1 Medidor de caudal de plástico.
- 1 Variador de frecuencia Siemens de 1 hp.
- 1 Electroválvula normalmente cerrada de 1/2 in.
- 1 Metro de platina de acero de 1/8 in.
- 2 Metros de perfil cuadrado de acero de 1 in.

Cotizaciones en el mercado nacional

# PRESIÓN EXTREMO LISO PARA SOLDAR

## Sistema de Tuberías y Conexiones

Tuberías				
Tramos de 6 metros extremos lisos	Referencia	Diámetro pulg.	Unidad de empaque	Precio x tubo \$
<b>RDE 9 - 500 psi</b> Presión de Trabajo 23°C 	2900266	½	24 tubos	21.532
	2902449	½	24 tubos	15.365
<b>RDE 13.5 - 315 psi</b>	2900213	1	24 tubos	38.681

Fig. 79: Valor de un tubo de PVC de 1 in x 6 m en el mercado nacional, adaptado del Catálogo oficial del fabricante PAVCO.



DICOL  
**Niple 1 pulg x 10 cm**  
 Código 343597  
 ★★★★★ 0.0 (0)

**\$10.900 UND**

- 1 + Agregar al carro

---

 **Satisfacción Garantizada** ver más

Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 80: Valor de un Niple de PVC de 1 in x 10 cm en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.



Pavco  
**Adaptador Hembra 1 Presión**  
Código 04739  
★★★★★ 0.0 (0)

**\$1.600 UND**

- 1 + [Agregar al carro](#)

**Satisfacción Garantizada** [ver más](#)  
Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 81: Valor de un adaptador hembra de 1 in de PVC en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.



Pavco  
**Adaptador Macho 1 Presión**  
Código 04736  
★★★★★ 0.0 (0)

**\$1.300 UND**

- 1 + [Agregar al carro](#)

**Satisfacción Garantizada** [ver más](#)  
Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 82: Valor de un adaptador macho de 1 in de PVC en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.

PAVCO  
wavin

Desde \$487

Seleccione el diámetro

1.1/2" 1.1/4" 1" **1/2"** 2.1/2" 2" 3" 3/4"  
4"

Fig. 83: Valor de un adaptador macho de 1/2 in de PVC en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de ffsoluciones.



Nuevo

**Flanche Tapon Spud Pvc 1 Pulgd Rosca Corta P Tanque**

**\$ 14.000**

36 cuotas de \$389



Más información

Envío a nivel nacional

Conoce los tiempos y las formas de envío.

Calcular cuándo llega

Color: **Blanco**

Stock disponible

Cantidad: **1 unidad** (10 disponibles)

Fig. 84: Valor de un flanche de PVC de 1 in en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.



Pavco

**Codo 90 x 1 Presión**

Código 04755

★★★★★ 0.0 (0)

**\$1.600 UND**

- 1 +

Agregar al carro



**Satisfacción Garantizada**

ver más

Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 85: Valor de un codo de 90° de 1 in de PVC en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.



Pavco

**Tee 1 Presión**

Código 04729

★★★★★ 0.0 (0)

**\$2.200 UND**

- 1 +

Agregar al carro



**Satisfacción Garantizada**

ver más

Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 86: Valor de una Tee de PVC de 1 in en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.

PAVCO  
wavin

Desde \$933

Seleccione el diámetro

1.1/2" 1.1/4" **1"** 1/2" 2.1/2" 2" 3" 3/4"  
4"

Limpiar

Fig. 87: Valor de una Tee roscada de PVC de 1 in en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de ffsoluciones.

Humboldt  
Válvula pvc 1 pulgada lisa 235 psi  
Código 120952  
★★★★★ 0.0 (0)

\$7.800 UND

- 1 + Agregar al carro

**Satisfacción Garantizada** ver más  
Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 88: Valor de una válvula de bola de PVC de 1 in en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.

Nuevo

**Cpm 600 1/2 Hp 0.37-2.2 Kw  
Electrobombas Centrifugas**

\$ 457.000

36 cuotas de \$12.694  
VISA Mastercard  
Más información

Envío gratis a nivel nacional  
Bosa, Bogotá D.C.  
Ver costos de envío

¡Última disponible!

Electrobombas centrifugas  
CP 0,37- 2,2 KW

Fig. 89: Valor de la bomba propuesta en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



Multimarcas  
**Platina 6m x 1 x 1/8 pulg**  
Código 89276  
★★★★★ 0.0 (0)

**\$13.900 UND**  
METRO \$2.317

- 1 + Agregar al carro

 **Satisfacción Garantizada** ver más  
Puedes devolver este producto en un plazo máximo de 30 días, éste debe estar en perfecto estado: sin uso, tener todos sus accesorios, manuales y embalaje original. Si tienes dudas, comunícate a nuestra línea de atención al cliente desde Bogotá: 3077115 o a la línea Nacional: 320 88 999 33.

Fig. 90: Valor de una platina de 1/8 in x 6m en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Homecenter.



### Chaveta de acero de carbono, acabado sin pulir (simple), tolerancia estándar, 1 pulgada, ASTM A108, 1

Marca: Small Parts

★★★★★ 480 calificaciones | 7 preguntas respondidas

#1 más vendido en Barras de Acero

Precio: US\$ 18.27 Envío GRATIS en pedidos sobre US\$ 25.00 enviados por Amazon u obtén **Envío Rápido, Gratis con Amazon Prime y Devoluciones GRATIS**

Regreso hasta el 31 de enero de 2021

Grosor de la cuerda del artículo:

1 Inches

Grosor de cordel de artículo:

1 inches

Largo de cordel del artículo: **12 Inches**

Fig. 91: Valor de una barra cuadrada de acero, en dólares, de 1 in x 12, adaptado de la página oficial de Amazon.



Nuevo | 2 vendidos

### Manómetro Glicerina C.I, Pg160I25I4s, 1/4 , 0-160psi, Pearl

**\$ 54.159**

12 cuotas de \$4.513 sin interés



Más información

Envío a nivel nacional

Conoce los tiempos y las formas de envío.

Calcular cuándo llega

Stock disponible

Cantidad: 1 unidad (4 disponibles)

Fig. 92: Valor de un manómetro de glicerina en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



GRAINGER APPROVED

GRAINGERCHOICE

**Vacuum Gauge, 100 kPa Vac to 0, 30 in Hg Vac to 0 Range, 1/4 in NPT, +/-3-2-3% Gauge Accuracy**

Item # 4FLT5

Mfr. Model # 4FLT5

UNSPSC # 41112406

Catalog Group # D1338

Catalog Page # 574

Country of Origin China. Country of Origin is subject to change.

Lower connection gauge is used with air, and noncorrosive fluids such as water and oil in pumps, filters, compressors, and regulators. Connection/internal material: brass bronze. Acrylic lens gauge material. Accuracy:  $\pm 3-2-3\%$ . Ambient operating temp.:  $-40^{\circ}$  to  $150^{\circ}$ F.

Web Price <sup>1</sup>  
\$11.16 / each

Qty 1

Fig. 93: Valor de un vacuómetro de glicerina, en dólares, adaptado de la página oficial de Graingerchoice.



Nuevo | 855 vendidos

**Contador Agua Chorro Unico 1/2 Plastico**

★★★★★ 19 opiniones

\$ 59.900

12 cuotas de \$4.992 sin interés

VISA

Más información

Envío a nivel nacional

Conoce los tiempos y las formas de envío.  
Calcular cuándo llega

Stock disponible

Cantidad: 1 unidad (29 disponibles)

Fig. 94: Valor de un medidor de caudal de agua de plástico en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



Nuevo | 1 vendido

**Variador De Velocidad Sinamics V20 Siemens 1hp 3,9a**

\$ 795.890

36 cuotas de \$22.108

VISA

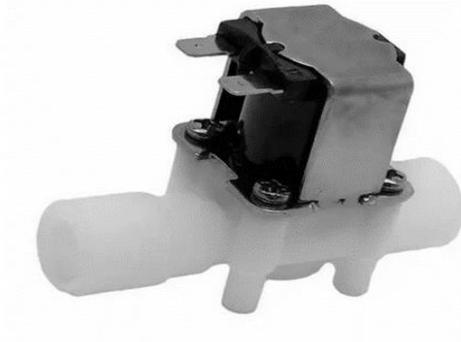
Más información

Envío gratis a nivel nacional

Conoce los tiempos y las formas de envío.  
Calcular cuándo llega

Voltaje: 220V

Fig. 95: Valor de un variador de frecuencia de 1 hp marca Siemens en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



Nuevo | 46 vendidos

### Valvula Solenoide Cerrada 110v 1/2 Electrovalvula Agua 1/2

★★★★★ 5 opiniones

**MÁS VENDIDO** 5° en Microcontroladores

**\$ 50.000**

36 cuotas de \$1.389

VISA

Más información

Envío a nivel nacional  
Conoce los tiempos y las formas de envío.  
Calcular cuándo llega

Fig. 96: Valor de una electroválvula normalmente cerrada en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



Nuevo | 4 vendidos

### Tacómetro De Revoluciones Universal

**\$ 45.000**

36 cuotas de \$1.250

VISA

Más información

Envío a nivel nacional  
Conoce los tiempos y las formas de envío.  
Calcular cuándo llega

Stock disponible

Cantidad: 1 unidad (6 disponibles)

Fig. 96: Valor de un tacómetro de revoluciones universal en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.



Nuevo | 2 vendidos

### Cronometro Max Mg502 Profesional 10 Tiempos Alarma Timer

**\$ 24.990**

12 cuotas de \$2.082 sin interés

VISA

Más información

Llega mañana  
Solo en zonas de Bogotá  
Comprando dentro de las próximas 3 h 54 min  
Beneficio Mercado Puntos  
Ver más formas de entrega

Stock disponible

Cantidad: 1 unidad (48 disponibles)

Fig. 96: Valor de un cronómetro digital profesional en el mercado nacional, adaptado de la página oficial de Mercadolibre Colombia.

## Presupuesto detallado

CANTIDAD	COMPONENTE	COSTO	COSTO TOTAL
2	Bomba centrífuga Pedrollo 0,5 hp	\$ 457.000,00	\$ 914.000,00
2	Niple de PVC 1 in x 10 cm	\$ 10.900,00	\$ 21.800,00
6	Adaptador hembra PVC 1 in	\$ 1.600,00	\$ 9.600,00
2	Adaptador macho PVC 1 in	\$ 1.300,00	\$ 2.600,00
2	Adaptador macho PVC 1/2 in	\$ 487,00	\$ 974,00
2	Flanche tapón PVC 1 in	\$ 14.000,00	\$ 28.000,00
6	Codo de 90° PVC 1 in	\$ 1.600,00	\$ 9.600,00
3	Tee lisa PVC 1 in	\$ 2.200,00	\$ 6.600,00
3	Tee roscada PVC 1 in	\$ 933,00	\$ 2.799,00
1	Tubería lisa de PVC de 1 in x 6m	\$ 38.681,00	\$ 38.681,00
3	Válvula de bola PVC 1 in	\$ 7.800,00	\$ 23.400,00
2	Manómetro de glicerina	\$ 54.159,00	\$ 108.318,00
2	Vacuómetro de glicerina	\$ 39.900,00	\$ 79.800,00
1	Platina acero 1/8 in x 6 m	\$ 13.900,00	\$ 13.900,00
7	Barras de perfil cuadrado acero 1 in x 12 in	\$ 62.000,00	\$ 434.000,00
1	Contador de agua de plástico	\$ 59.900,00	\$ 59.900,00
1	Variador de frecuencia Siemens	\$ 795.890,00	\$ 795.890,00
1	Electroválvula cerrada 1/2 in	\$ 50.000,00	\$ 50.000,00
1	Tacómetro digital universal	\$ 45.000,00	\$ 45.000,00
1	Cronómetro digital	\$ 24.990,00	\$ 24.990,00
			\$ 2.669.852,00

## Conclusiones

Se logra definir la capacidad de los equipos necesarios para la elaboración de un banco de pruebas para bombas centrífugas hidráulicas en configuración individual, en serie y en paralelo, que se adapta a las necesidades y requerimientos del grupo de energías alternativas del departamento de ingeniería mecánica de la facultad de ingeniería de la Universidad de Antioquia. Además, el sistema propuesto es adecuado para el espacio en el que se desea instalar y también permite un almacenamiento sencillo y rápido para reducir el espacio ocupado en el lugar de acomodación. Por otra parte, el sistema es diseñado con materiales de fácil acceso para aumentar la probabilidad de que se pueda construir y permita solucionar la necesidad del grupo de energías alternativas, GEA.

Además, se realizan las simulaciones que permiten obtener una aproximación de las pérdidas del sistema propuesto y definir si éste es adecuado y funciona correctamente, se utilizan software tipo CAD y de simulación de tuberías, como Pipe Flow Expert, para corroborar aún más los resultados obtenidos y su aproximación a los resultados reales. En todos ellos, se confirma que el sistema propuesto es adecuado y no aparecen fallas de diseño previstos.

De otro lado, se realiza el presupuesto detallado de todos los componentes del sistema en el mercado nacional para facilitar la obtención de estos y reducir costos de transporte. Se proponen materiales de fácil acceso para reducir los costos de fabricación e incrementar la posibilidad de construcción del banco de pruebas.

Finalmente, se cumple uno de los objetivos del proyecto, que es dejar una guía de laboratorio para facilitar la comprensión del sistema y que éste pueda ser utilizado por cualquier estudiante o persona en general que lo requiera, en cualquiera de las configuraciones propuestas, además de poder realizar experimentaciones con el banco de pruebas para bombas centrífugas propuesto.

## **Anexos**

Guía de laboratorio para bombas centrífugas.

## Referencias

- Yunus A. Cengel, Cimbala, J. M., & Sknarina, S. F. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos aplicada*. Pearson Educación.
- Agila, F. M., & Calahorrano, C. I. (2011). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas centrífugas conectadas en serie y paralelo*. Universidad Politécnica Salesiana.
- McNaughton, K. J. (1989). *Bombas: Selección, uso y mantenimiento*. McGraw-Hill Interamericana.
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Harla.
- NTC 5693-1. (2009). *Ergonomía manipulación manual, Parte 1: Levantamiento y transporte*. Norma Técnica Colombiana. ICONTEC.
- Durán, J. D. (2010). *Curvas características de las bombas*. Universidad Mayor de San Simón.
- Fernández, P. (2012). *Bombas centrífugas y volumétricas*. Universidad de Cantabria.
- Correa, A. (2016). *Proyecto de banco de pruebas para bombas centrífugas*. Universidad da Caruña. Escuela Técnica Superior de Náutica y Máquinas.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentos de transferencia de calor y masa*. Pearson Educación.